

博士論文

回転式攪拌翼の攪拌所要動力特性に関する研究
Research on the power consumption of rotational impellers

横浜国立大学大学院
工学府

古川 陽輝
Haruki Furukawa

2016年3月

目次

第1章 緒論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 攪拌所要動力	1
1.2.1 攪拌所要動力の重要性	1
1.2.2 攪拌所要動力測定法	3
1.2.3 動力数	3
1.2.4 動力特性	4
1.3 既往の相関式	4
1.3.1 パドル翼・タービン翼の相関式	4
1.3.1.1 永田の式	4
1.3.1.2 亀井らの式(邪魔板無し円筒攪拌槽)	5
1.3.1.3 亀井らの式(邪魔板付き円筒攪拌槽)	6
1.3.2 ピッチドパドル翼の相関式	6
1.3.3 プロペラ翼・ファウドラ翼の相関式	7
1.3.4 ヘリカルリボン翼の相関式	8
1.3.5 アンカー翼の相関式	8
1.4 本研究の目的	8
1.5 本論文の概要	9
第2章 大型2枚羽根パドル翼および高回転型小型翼の動力相関式	11
2.1 緒言	11
2.2 アンカー翼に対する動力相関式	11
2.2.1 実験方法	11
2.2.2 結果と考察	12
2.3 大型2枚羽根パドル翼に対する動力相関式	14
2.3.1 実験方法	14
2.3.2 結果と考察	15
2.3.2.1 遷移域および乱流域のパラメータの修正	15
2.3.2.2 マックスブレンド翼	16
2.3.2.3 フルゾーン翼	16
2.3.2.4 スーパーミックス翼	16
2.4 ディスパー翼の相関式	18
2.4.1 実験方法	18
2.4.2 結果と考察	19
2.4.2.1 邪魔板無しの動力相関	19
2.4.2.2 邪魔板有りの動力相関	20
2.4.2.3 幅広いレイノルズ数における相関式	20

2.5 結言	24
第3章 内装物を備えた攪拌槽および角型偏芯槽の動力相関式	25
3.1 緒言	25
3.2 ドラフトチューブを備えた攪拌槽の攪拌所要動力	26
3.2.1 実験方法	26
3.2.2 実験結果と考察	27
3.2.2.1 幅広い Re 数での攪拌所要動力	27
3.2.2.2 ドラフトチューブ幾何形状および翼取り付け位置の影響	27
3.2.2.3 種々の翼条件でのドラフトチューブの攪拌所要動力への影響	28
3.3 ヘリカルコイル付攪拌槽の所要動力の相関	29
3.3.1 実験方法	29
3.3.2 結果と考察	29
3.3.2.1 幅広い Re 数での攪拌所要動力	29
3.3.2.2 翼取り付け位置の影響	30
3.3.2.3 コイルの管径と巻きピッチの影響	32
3.4 角型攪拌槽の所要動力の相関	32
3.4.1 実験方法	32
3.4.2 結果と考察	33
3.4.2.1 幅広い Re 数領域での攪拌所要動力	33
3.4.2.2 代表長さの決定	36
3.4.2.3 翼取り付け位置の影響	36
3.5 直方体型攪拌槽	37
3.5.1 実験方法	37
3.5.2 結果と考察	37
3.5.2.1 攪拌槽の代表長さ	37
3.5.2.2 幅広い攪拌 Re 数における動力相関	37
3.6 角型偏芯攪拌槽の所要動力の相関	41
3.6.1 実験方法	41
3.6.2 角型偏芯槽の動力相関	42
3.6.2.1 パドル翼	42
3.6.2.2 ピッチドパドル翼	43
3.6.2.3 プロペラ翼	44
3.7 直方体型偏芯攪拌槽の所要動力の相関	46
3.7.1 実験方法	46
3.7.2 結果と考察	46
3.7.2.1 代表長さの決定	46
3.7.2.2 幅広い攪拌 Re 数における動力相関	47
3.7.2.3 偏芯長さを変化させた場合の動力相関	50
3.8 円筒型偏芯攪拌槽の攪拌所要動力の相関	52

3.8.1 実験方法	52
3.8.2 実験結果と考察	52
3.8.2.1 パドル翼	52
3.8.2.2 ピッチドパドル翼	52
3.8.2.3 プロペラ翼	52
3.9 結言	54
第4章 攪拌翼取り付け高さおよび槽底形状が動力に及ぼす影響	55
4.1 緒言	55
4.2 パドル翼攪拌槽の翼位置による動力変化のレイノルズ数依存性	55
4.2.1 実験方法	55
4.2.2 結果と考察	56
4.3 球底乱流攪拌槽の攪拌所要動力	58
4.3.1 実験方法	58
4.3.2 結果と考察	59
4.3.2.1 パドル翼を用いた場合	59
4.3.2.2 ラシユトンタービン翼を用いた場合	60
4.3.2.3 傾斜パドル翼を用いた場合	60
4.3.2.4 プロペラ翼を用いた場合	60
4.4 結言	63
第5章 大型2枚羽根パドル翼の動力線図と混合パターン	64
5.1 緒言	64
5.2 実験方法	64
5.3 結果と考察	65
5.3.1 マックスブレンド翼	65
5.3.2 フルゾーン翼	74
5.3.3 スーパーミックス MR205 翼	83
5.3.4 スーパーミックス MR203 翼	92
5.3.5 アンカー翼	96
5.3.6 特異な小型未混合体について	98
5.4 結言	99
第6章 コンケーブタービンおよび大型リングスパージャーを組み合わせた通気攪拌槽	100
6.1 緒言	100
6.2 コンケーブタービンと大型リングスパージャーを組み合わせた 気液攪拌槽における所要動力と物質移動	100
6.2.1 実験方法	100
6.2.2 結果と考察	101
6.3 コンケーブタービンを含む2段翼を備えた気液攪拌槽における所要動力	102
6.3.1 実験方法	102
6.3.2 結果と考察	103

6.4 結言	106
第7章 総括	107
Nomenclature	109
Literature Cited	111
研究論文リスト	115
謝辞	117

第1章 緒論

1.1 研究の背景

混ぜるという行為はおそらく今日の人類にとってなくてはならないものであると思われる。この行為は、日常生活においてほとんどの人が経験したことのあるものである。例えば、珈琲に牛乳を入れる場合や、熱い湯船に水を入れて適温にする場合や、洗濯時に洗剤を入れる場合など身近に混ぜるという行為は溢れている。この混ぜるという行為、つまり、攪拌・混合は工業においても必要不可欠な操作である。とりわけ化学工業において、攪拌・混合するための攪拌装置はほぼ全ての工場にある。

攪拌操作の目的は大別すると5つに分けられる。それは、混合操作、分散操作、物質移動操作、反応操作、加熱・冷却操作である。この目的を達成するための攪拌方法には、いくつか種類がある。それは、翼回転型、ジェット型、静止型、揺動型、振動型、上下振動型である。これらの攪拌方法の中で最もよく用いられているのが翼回転型である。翼回転型とは、攪拌翼を槽に挿入し、モーターで回転させることで、攪拌・混合する方法である。翼回転型は古くから研究が進み、現在でも新しい形の攪拌翼^{34, 56, 66)}が開発され続けている。低粘度の液には小型のもの、高粘度の液には大型のものが用いられるのが一般的である。

攪拌に関する研究は上述の新規攪拌翼の開発だけでなく、混合現象の解明や攪拌方法の開発、攪拌装置の設計や運転に有用である攪拌所要動力の推算方法などがある。

乱流域の混合現象の解明には、エネルギースペクトルをもとに乱流構造が解明されている⁵⁵⁾。層流域の混合現象の解明に関しては、非線形ダイナミクス理論に基づき明らかにされつつある。それは、速度が時間的に周期変化する層流場では、安定多様体と不安定多様体の2つの不変多様体が混合場を背後で支配する不変構造を形成し、それらが混合機構を制御し、混合パターン形成の鋳型となり、混合速度も決定しているというものである^{17, 18)}。

1.2 攪拌所要動力

1.2.1 攪拌所要動力の重要性

攪拌槽を扱う場合に最も重要となってくるのは如何にして混合を達成するかである。混合を達成するには、混合対象となる流体に何かしらの混合のためのエネルギーを加えないことには、流体に変化は表れず、混合現象も起きない。

流体に混合のためのエネルギーを加えるために最もよく使用されているのが翼を用いて流体を攪拌することである。流体に混合のためのエネルギーを加えることによって、流動が始まり混合現象が起きる。これにより攪拌操作の目的である、混合、分散、物質移動、反応、加熱・冷却が達成されるのである。

この流体に加えられたエネルギーこそが攪拌所要動力である。攪拌所要動力とは、流体にどのくらいの混合エネルギーを投入したかという尺度である。

攪拌所要動力に関する研究としてはRushtonの動力線図⁵⁷⁾や2枚羽根パドル翼に関する永田の動力相関式⁵¹⁾が古くから見出されている。近年では、輸送現象論に基づき永田の式が使えないような領域において、亀井らの式^{24, 25, 27, 11)}が提案されている。

攪拌所要動力は攪拌装置の設計・運転において有用である。それは攪拌槽の性能を示す各種パラメータが攪拌所要動力から推算できるからである。攪拌槽の伝熱特性と物質移動特性に関して、Calderbank and Moo Young

によって、その相似性を利用して伝熱係数と物質移動係数を、以下の式で示す相似な式で非常に幅広い条件で推算できることを示している²⁾。

$$h/(C_p \rho) = 0.13(P_V \mu / \rho^2)^{1/4} Pr^{-2/3} \quad (1.1)$$

$$k_L = 0.13(P_V \mu / \rho^2)^{1/4} Sc^{-2/3} \quad (1.2)$$

これは Kolmogorov の乱流理論⁴⁰⁾に基づいているもので、乱流攪拌槽の代表速度が以下の式で表されるという考えである。

$$v = (\varepsilon \cdot \nu)^{1/4} = (P_V / \rho \cdot \nu)^{1/4} \quad (1.3)$$

つまり、乱流攪拌槽の物質移動や伝熱係数を推算するには、単位体積当たりの攪拌所要動力 P_V がわかればよいということである。一方、この物質移動と熱移動の相似性を利用して、電解質の電極反応から限界電流を測定することにより、槽壁伝熱係数を見積もることも行われている⁴⁵⁾。固体粒子表面の物質移動係数や液滴表面の物質移動係数 k_L も、種々の実験方法で測定され、いずれも単位体積当たりの攪拌所要動力を用いて推算する式が提案されている¹²⁾。

$$k_L d_p / D = 0.45(d_p^4 P_V / \rho \nu^3)^{0.193} Sc^{1/3} \quad (1.4)$$

さらに、非常に多くの研究者がこれと同様な考え方で単位質量当たりの所要動力を基準にして、固液間物質移動係数の相関式を提出している^{1, 10, 16, 38, 39, 41, 44)}。また、気体吹き込み時の気液固間の物質移動係数も全く同様の考え方で相関されている^{43, 9)}。また、気液物質移動容量係数 $k_L a$ も非常に多くの研究者によって測定され、そのほとんどが P_V を用いた相関式でまとめられている。特に佐藤ら⁵⁹⁾は、水-空気系の気液攪拌において通気動力 P_{av} と攪拌動力 P_{gv} を用いて、通気支配から攪拌支配に渡る広範囲の総括物質移動容量係数を推算する式を提案している。

$$K_L a = 1.8 \times 10^{-4} \{P_{av} (1/3 P_{av} + P_{gv})\}^{0.5} \quad (1.5)$$

さらに、古くから用いられている相関式は次式のような関数型で直接単位体積当たりの動力が用いられており、非常に多くのものが提案されている^{64, 42, 60, 67, 19)}。

$$K_L a = C P_V^a u_g^b \quad (1.6)$$

さらに、攪拌所要動力はこのような狭義の輸送現象に関するだけでなく、混合時間の推算に対しても主要なパラメータとされている。乱流攪拌槽に関しては、上和野らの式³⁰⁾が最も有名である。式中のパラメータには動力数と吐出流量数が含まれている。

$$1/(n\theta_M) = 0.092 \left[(d/D)^3 N_{qd} + 0.21(d/D)(N_P/N_{qd})^{1/2} \right] [1 - e^{-13(d/D)^2}] \quad (1.7)$$

また、平岡ら¹²⁾は傾斜パドル翼やジェットを用いた攪拌槽¹³⁾に対して吐出流量数を動力数で相関する式を提案している。

$$N_{qd} = 0.32(n_p^{0.7} b/d)^{0.25} (D/d)^{0.34} N_p^{0.5} \quad (1.8)$$

さらに、層流域の混合時間は $N_P Re$ による相関⁴⁶⁾が有名であり、これも動力が主要なパラメータであることを

示している。この相関を定式化したものを次式に示す。

$$1/(n\theta_M) = 9.8 \times 10^{-5} [d^3 / (D^2 H)] (N_p \cdot Re) \quad (1.9)$$

さらに、村上ら⁴⁸⁾は、 $(P_V/\mu)^{0.5}$ が槽内の平均剪断速度を示すことを指摘しており、これと混合時間の積から、攪拌翼を用いた混合装置だけでなく、回転部を持たない静止型混合機も対象にできる攪拌装置の総合的評価指標を提案している。

以上のように、攪拌所要動力は攪拌モーターの選定根拠としてのみだけでなく、攪拌槽内の流体にどの程度の混合エネルギーを単位時間あたりに加えられたのかという捉え方をすることにより、攪拌特性を合理的に説明でき、理解しやすくする。

1.2.2 攪拌所要動力測定法

攪拌所要動力の測定方法には、軸トルク測定法、消費電力測定法、温度測定法がある。この中で最も用いられている方法は軸トルク測定法である。

軸トルク測定法は、攪拌槽内の流体に流動を与えるためのエネルギーがモーターのトルクを攪拌翼に伝えることにより与えられるということに基づいている。攪拌翼が回転数 $n[\text{s}^{-1}]$ で回転しているとき、単位時間当たり流体に加えられるエネルギーつまり、攪拌所要動力 $P[\text{W}]$ は、攪拌軸のトルク $T[\text{W} \cdot \text{m}]$ を用いて以下のように表される。

$$P = 2\pi nT \quad (1.10)$$

このトルクの測定方法は、市販のトルク測定器を用いるか、トルクゲージより求められる。このトルク値は、起動時は高くなり、停止時は低くなり、さらに、定常運転時でも一定値としては出力されないため、波形データとして平均値を求める。層流では、比較的規則的な波形が得られ、平均値は求めやすいが、乱流では長周期の変動も含め、不規則に大きく波形が変動するので、数値データのみから平均値を求めるのは好ましくない。

消費電力測定法は、運転時の消費電力から、攪拌翼をはずし、シャフトのみで空運転した場合の消費電力を差し引いて見積もることができる。しかし、モーターがインバータ制御の場合は、この方法では動力を求めることはできない。さらに、機械的ロスを完全に取り除くことができないため精度はトルク法の方がよい。

温度測定法は、攪拌所要動力が最終的にすべて熱エネルギーに変化するということに基づく方法で、攪拌中の温度変化を測定し、その温度変化と熱収支による微分方程式をフィッティングさせることにより、攪拌所要動力を求める方法である。断熱はそれほど厳密に行う必要はないが、測定に長時間かける必要があり、それに伴う温度変化で液の物性変化も無視できないうえに、瞬時の動力変化をとらえることはできないので、あまり一般的ではない。

1.2.3 動力数

一般的に、攪拌所要動力は無次元数である動力数 N_p として以下の式で定義される。

$$N_p = P / (\rho n^3 d^5) \quad (1.11)$$

攪拌所要動力を動力数に定義するために使用されているパラメータは攪拌液の密度 $\rho[\text{kg}/\text{m}^3]$ と攪拌翼径 $d[\text{m}]$ である。動力数が示す意味は攪拌翼を通して液に導入される運動エネルギーに対する理論上得られる運動エネルギーの比である。また、無次元数である動力数を用いることで、スケールアップに対しても有用である。

1.2.4 動力特性^{21, 23)}

攪拌所要動力は、攪拌槽および翼の形状・寸法および攪拌される液の性質によって変わるが、一つの攪拌槽が与えられたとき、動力数 N_p は Re 数と Fr 数のみの関数として表される。それぞれの無次元数は以下の式のように定義されている。

$$Re \equiv d(nd)\rho/\mu = \rho nd^2/\mu \tag{1.12}$$

$$Fr \equiv (nd)^2/dg = n^2d/g \tag{1.13}$$

通常、液面の変動はそれほど大きくはなく、 Fr 数の影響は小さいので、 N_p は Re 数のみの関数として表すことができる。Figure 1.1 に Rushton の動力線図⁵⁷⁾を示す。低 Re 数域(層流域)では N_p は Re 数に逆比例する。一方、高 Re 数域(乱流域)では、邪魔板のないとき、 N_p は Re 数の増加とともにやや減少する傾向を示し、邪魔板付きのとき、 N_p は Re 数に関係なく一定値を取る。この N_p-Re 数曲線は、どんな形状・寸法の攪拌槽についても類似の傾向を示す。低粘度液を攪拌する場合は乱流状態の運転となるので、一定値となる N_p によって、攪拌翼の性能を予測することができる。つまり、プロペラ翼などの軸流翼は N_p が 1 以下の値となり、6 枚羽根のパドル翼やディスクタービン翼などの放射流翼は 4~6 程度の値となる。その中間の性能を示すピッチドパドル翼の N_p もその中間の値となる。

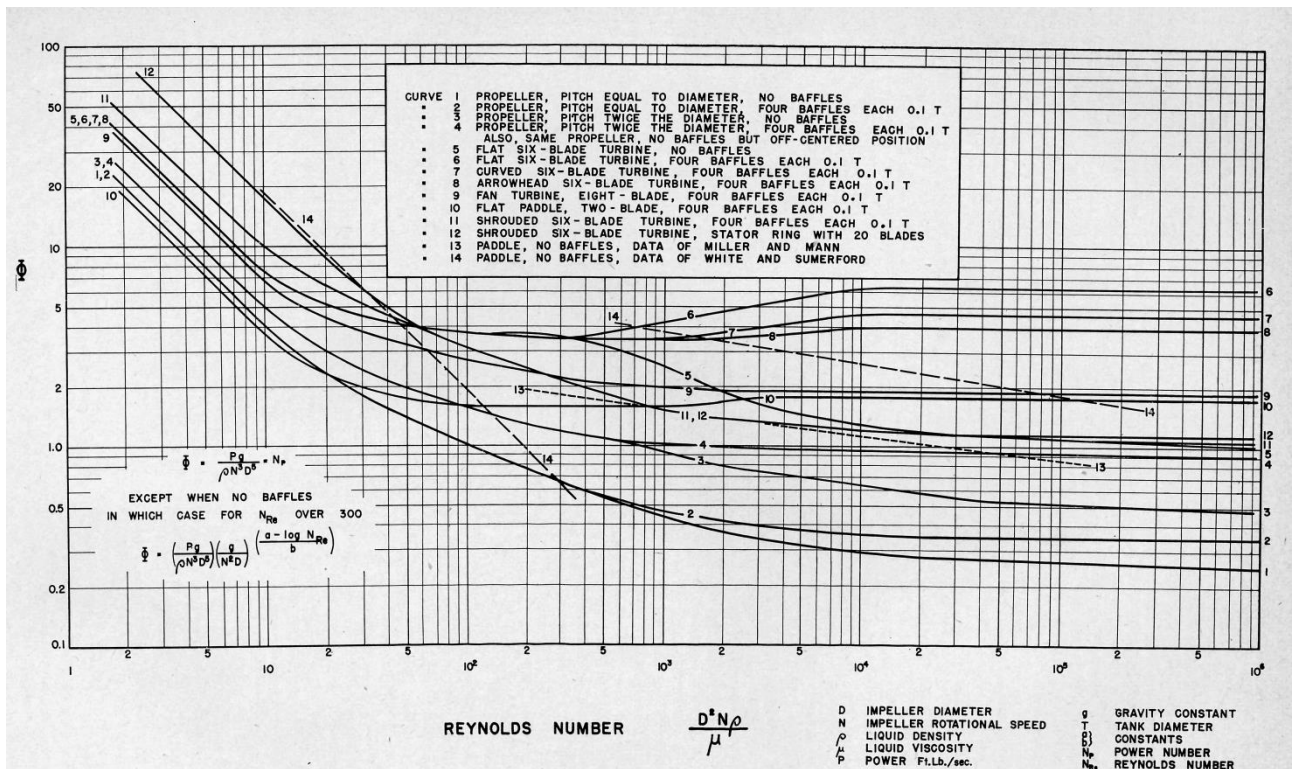


Fig. 1.1 Comparison of impellers

1.3 既往の相関式

1.3.1 パドル翼・タービン翼の相関式

1.3.1.1 永田の式

パドル翼に関する攪拌所要動力の推算式として有名な永田の式⁵⁰⁾がある。永田の式は邪魔板無し攪拌所要動

力の推算式である.

$$N_{P0} = \frac{A}{Re} + B \left(\frac{10^3 + 1.2Re^{0.66}}{10^3 + 3.2Re^{0.66}} \right)^p \left(\frac{H}{D} \right)^{(0.35 + b/D)} \quad (1.14)$$

$$A = 14 + (b/D)\{670(d/D - 0.6)^2 + 185\}$$

$$B = 10^{\{1.3 - 4(b/D - 0.5)^2 - 1.14(d/D)\}}$$

$$p = 1.1 + 4(b/D) - 2.5(d/D - 0.5)^2 - 7(b/D)^4$$

この式は2枚羽根パドル翼を基準にしているため、羽根枚数が2枚を超えるような場合は、羽根枚数と羽根幅の積が2枚羽根の場合と一致するように羽根幅を以下の式のように換算する.

$$b' = (n_p \cdot b)/2 \quad (1.15)$$

この式において、 b' は換算後の羽根幅を示している。しかし、永田の式には使用できない条件がある。それは、 b'/H が1を超えるような場合である。

さらに、永田らは最大の攪拌所要動力を得る邪魔板の条件である完全邪魔板条件を以下のように表している。

$$(B_w/D)^{1.2} n_B = 0.35 \quad (1.16)$$

この式は攪拌翼の条件を含まない式である。

1.3.1.2 亀井らの式(邪魔板無し円筒攪拌槽)²⁵⁾

亀井ら²⁷⁾は輸送現象論的考察から攪拌所要動力を槽壁摩擦係数と一般化レイノルズ数で相関する方法を提案し、その後、種々の考察から幅広いレイノルズ数範囲および幅広い翼条件で、さらには球形槽にも使用可能な次式を提案した。

$$N_{P0} = \{[1.2\pi^4 \beta^2]/[8d^3/(D^2H)]\} f \quad (1.17)$$

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

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

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

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

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

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

$$C_{tr} = 23.8(d/D)^{-3.24}(b \sin \theta/D)^{-1.18} X^{0.74}$$

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

$$X = \gamma n_p^{0.7} b \sin^{1.6} \theta / H$$

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

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

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

この式において、 N_{P0} は邪魔板無しの場合の動力数である。亀井らの式は、式中に羽根枚数のパラメータが含まれているため前項の永田の式のように2枚羽根パドル翼に換算する必要がない。**Figure 1.2**に示すように永田の式では相関できない部分でも亀井らの式を用いることで推算できる。また、タービン翼の動力推算はパドル翼と同様に(1.17)式で可能である。

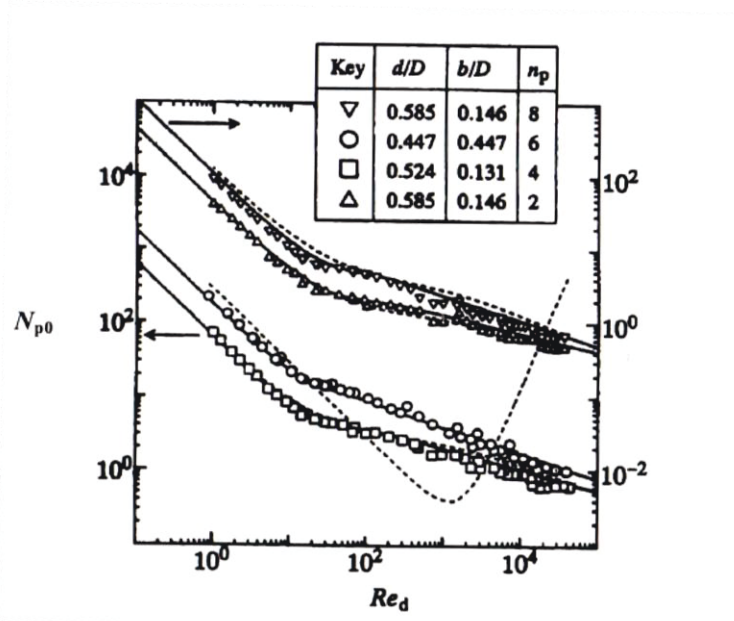


Fig. 1.2 永田の式が使えない例 (永田の式：破線, 亀井らの式：実線)

1.3.1.3 亀井らの式(邪魔板付き円筒攪拌槽)

亀井らは永田らと同様に, 高 Re 数領域において邪魔板を挿入したとき, 邪魔板の枚数 n_B と幅 B_w を適当に選ぶことにより最大の攪拌所要動力を得る完全邪魔板条件を以下の式のように与えている.

$$(B_w/D)n_B^{0.8} = 0.27N_{P_{\max}}^{0.2} \quad (1.18)$$

このときのパドル翼およびタービン翼の動力 $N_{P_{\max}}$ は以下の式で表される.

$$N_{P_{\max}} = \begin{cases} 10(n_p^{0.7} b/d)^{1.3} & n_p^{0.7} b/d \leq 0.54 \\ 8.3(n_p^{0.7} b/d) & 0.54 < n_p^{0.7} b/d \leq 1.6 \\ 10(n_p^{0.7} b/d)^{0.6} & 1.6 < n_p^{0.7} b/d \end{cases} \quad (1.19)$$

さらに, 亀井らは任意の邪魔板条件における攪拌所要動力の推算式を以下のように表している.

$$N_p = [(1+x^{-3})^{-1/3}]N_{P_{\max}} \quad (1.20)$$

$$x = 4.5(B_w/D)n_B^{0.8} (H/D)/N_{P_{\max}}^{0.2} + N_{P_0}/N_{P_{\max}}$$

ここで, $N_{P_{\max}}$ は式(1.19)の完全邪魔板条件における動力数である. N_{P_0} は式(1.17)より求められる邪魔板無しの動力数である. ただし, この式で計算された N_p が N_{P_0} より小さい場合は N_{P_0} が邪魔板付き攪拌槽の動力数となる.

1.3.2 ピッチドパドル翼の相関式¹¹⁾

平岡らは, 邪魔板無し攪拌槽での所要動力は, パドル翼に対する亀井らの相関式(式(1.17))に傾斜角を用いて修正するのみで, 同一の相関式を用いて同様に推算できることを示した. それが以下の式である.

$$N_{P_0} = \{[1.2\pi^4\beta^2]/[8d^3/(D^2H)]\}f \quad (1.21)$$

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

$$\begin{aligned}
Re_G &= \{[\pi\eta \ln(D/d)]/(4d/\beta D)\}Re_d \\
Re_d &= nd^2\rho/\mu \\
C_L &= 0.215\eta n_p(d/H)[1 - (d/D)^2] + 1.83(b \sin \theta/H)(n_p/2 \sin \theta)^{1/3} \\
C_t &= [(1.96X^{1.19})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8} \\
m &= [(0.71X^{0.373})^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8} \\
C_{tr} &= 23.8(d/D)^{-3.24}(b \sin \theta/D)^{-1.18}X^{0.74} \\
f_\infty &= 7.56 \times 10^{-3}(d/D)C_t^{0.308} \\
X &= \gamma n_p^{0.7} b \sin^{1.6}\theta / H \\
\beta &= 2 \ln(D/d)/[(D/d) - (d/D)] \\
\gamma &= [\eta \ln(D/d)/(\beta D/d)^5]^{1/3} \\
\eta &= 0.711 \{0.157 + [n_p \ln(D/d)]^{0.611}\}/\{n_p^{0.52}[1 - (d/D)^2]\}
\end{aligned}$$

さらに、傾斜パドル翼の完全邪魔板条件を以下のように表している。

$$(B_w/D)n_b^{0.8} \geq 0.44N_{P_{\max,\theta}}^{0.2}(2\theta/\pi)^{0.72} \quad (1.22)$$

この時の傾斜パドル翼の動力 $N_{P_{\max}}$ は次の式で求められる。

$$N_{P_{\max}} = 8.3(2\theta/\pi)^{0.9}(n_p^{0.7} b \sin^{1.6}\theta/d) \quad (1.23)$$

さらに、任意の邪魔板条件における攪拌所要動力の推算式は以下のように表される。

$$N_p = (1 + x^{-3})^{-1/3}N_{P_{\max}} \quad (1.24)$$

$$x = 4.5(B_w/D)n_b^{0.8}/(2\theta/\pi)^{0.72}N_{P_{\max}}^{0.2} + N_{p0}/N_{P_{\max}}$$

式中の $N_{P_{\max}}$ は式(1.23)で求められる動力数である。

1.3.3 プロペラ翼・ファウドラ翼の相関式

加藤らは亀井ら³⁵⁾のパドル翼に対する攪拌所要動力の推算式を修正することによってプロペラ翼やファウドラ翼で適用することができる以下の式を得た。

邪魔板無し攪拌槽での攪拌所与動力は乱流項 C_t および m を修正することにより以下の相関式を得た。

$$\begin{aligned}
N_{p0} &= \{[1.2\pi^4\beta^2]/[8d^3/(D^2H)]\}f \quad (1.25) \\
f &= C_L/Re_G + C_t\{[(C_{tr}/Re_G) + Re_G]^{-1} + (f_\infty/C_t)^{1/m}\}^m \\
Re_G &= \{[\pi\eta \ln(D/d)]/(4d/\beta D)\}Re_d \\
Re_d &= nd^2\rho/\mu \\
C_L &= 0.215\eta n_p(d/H)[1 - (d/D)^2] + 1.83(b \sin \theta/H)(n_p/2 \sin \theta)^{1/3} \\
C_t &= [(3X^{1.5})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8} \\
m &= [(0.8X^{0.373})^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8} \\
C_{tr} &= 23.8(d/D)^{-3.24}(b \sin \theta/D)^{-1.18}X^{0.74} \\
f_\infty &= 0.0151(d/D)C_t^{0.308} \\
X &= \gamma n_p^{0.7} b \sin^{1.6}\theta / H \\
\beta &= 2 \ln(D/d)/[(D/d) - (d/D)] \\
\gamma &= [\eta \ln(D/d)/(\beta D/d)^5]^{1/3} \\
\eta &= 0.711 \{0.157 + [n_p \ln(D/d)]^{0.611}\}/\{n_p^{0.52}[1 - (d/D)^2]\}
\end{aligned}$$

さらに,完全邪魔板条件での動力は以下のように修正された.

$$N_{P\max} = 6.5(n_p^{0.7} b \sin^{1.6} \theta / d)^{1.7} \quad (1.26)$$

任意の邪魔板条件における動力の推算式は以下のように求められる.

$$N_p = (1 + x^{-3})^{-1/3} N_{P\max} \quad (1.27)$$

$$x = 4.5(B_w/D)n_b^{0.8} / (2\theta/\pi)^{0.72} N_{P\max}^{0.2} + N_{p0}/N_{P\max}$$

式中の $N_{P\max}$ は式(1.26)で求められる動力数である.

1.3.4 ヘリカルリボン翼の相関式

高粘度流体に対して,縦型攪拌槽では最も混合時間を短くできるヘリカルリボン翼が使用される.ヘリカルリボン翼の幾何形状を **Figure 1.3** に示す. この翼は層流域での操作が通常となり,乱流域では使用されない. したがって, 永田の式を簡略化し, $N_p=A/Re$ という層流項の部分のみを使用すればよい. 亀井ら²⁶⁾は, これに対して, 2 次元数値解析に基づいて以下の式を開発した.

$$N_p Re = 8n_p + 75.9z(n_p/\sin \alpha)^{0.85} (b/d)/[0.157 + \{(n_p/\sin \alpha) \ln(D/d)\}^{0.611}] \quad (1.28)$$

$$z = 0.759[(n_p/\sin \alpha) \ln\{d/(d - 2w)\}]^{0.139} \{n_p \ln(D/d)\}^{0.182} n_p^{0.17}$$

$$\sin \alpha = \{1 + (\pi d/s)^2\}^{-0.5}$$

$\sin \alpha$ はリボン翼を槽壁に投影して槽壁を円周方向に展開した Fig 1.3 から, 槽壁面での翼板と水平面とのなす角とピッチ s との関係を示している.

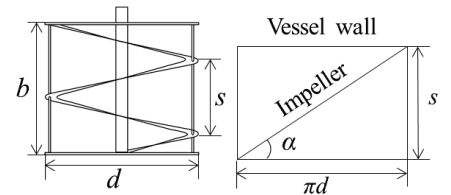


Fig. 1.3 Dimension of helical ribbon impeller

1.3.5 アンカー翼の相関式

アンカー翼はヘリカルリボン翼同様に高粘度流体に対して使用される.この攪拌翼は,その掻き取り形状から槽壁での伝熱を良くする目的でもしばしば使用される. 亀井ら²⁶⁾は, ヘリカルリボン翼同様に以下のような動力相関式を開発した.

$$N_p Re = 8n_p + 75.9z(n_p/\sin \alpha)^{0.85} (b/d)/[\ln(D/d)]^{0.611}] \quad (1.29)$$

$$z = w/h + 0.684[n_p \ln\{d/(d - 2w)\}]^{0.139}$$

1.4 本研究の目的

これまでに攪拌装置はさまざまなものが開発されてきた.前節で挙げたように, 攪拌方法だけでも多くの種類が存在している. これらの攪拌方法は,攪拌目的やその製造コスト, 設置スペースなど様々な要因を基に選択される. とりわけ, この攪拌方法のなかで,最もみられるのは翼回転型である. これは, おそらくこの攪拌方式が古くからよく研究されてきたからであろう.

この攪拌装置の設計に当たって重要な指針となるのが攪拌所要動力である.翼回転型でも多種多様な攪拌翼があり, それを設計する場合, 標準邪魔板条件で推算される攪拌所要動力を基に設計が行われる. しかし, この条件で見積もられる攪拌所要動力は必要以上の過大な攪拌所要動力であり, 装置設計において安全側の動力ではあるが省エネルギーやコスト面から見て合理的ではない.

そこで, これまでに開発されてきて,その効果が有用であるが, 動力推算式が提出されていない攪拌翼に対してその攪拌所要動力を見積もる推算式を開発することを試みる.攪拌翼には, 20 年前日本で開発され, その

効果が絶大であった大型攪拌翼や乳化や破砕において実績のあるディスパー翼を用いる。

また、攪拌翼だけでなく、攪拌槽の内装物にも着目した。攪拌槽の内装物にも攪拌翼同様にさまざまな種類が存在している。もっとも有名な内装物は邪魔板と呼ばれる板状の内装物である。これに関しては、既往の研究^{11,24,25,27)}ですでに攪拌所要動力の推算式は開発されている。そこで、本研究では、伝熱を促進する目的で挿入されるらせん状に巻かれたコイルや、晶析などに使用されており槽内の循環を促進するために使用されているドラフトチューブに着目して研究する。

さらに、攪拌槽の幾何形状にも着目した。通常、攪拌に関する研究は円筒槽を用いるのが一般的である。しかし、実際に化学プラントで使用される攪拌槽の仕様は、その攪拌装置の設置レイアウトの都合上、角型槽になる場合もしばしばある。また、攪拌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、邪魔板付き攪拌槽の役目を果たすと考えられている角型槽が使用される。この角型槽に関しても設計の指針となる攪拌所要動力の推算式は存在していない。そこで、この角型槽に対する攪拌所要動力推算式の開発、推算方法を開発する。

以上により、本研究では、これまで研究されてきた簡素な形状の攪拌翼だけではなく様々な攪拌翼形状、槽形状、内装物に対して諸攪拌性能および混合現象の基礎となるエネルギーの攪拌所要動力を推算する方法を明らかにすることを目的とする。さらに、攪拌所要動力を推算することで混合パターンが予測できること、気液系での動力への影響を検討することにより、攪拌機設計の指針を確立でき、省エネルギーでの攪拌・混合操作ができる。

1.5 本論文の概要

本論文は7章で構成されており、その各章の関連性を **Figure 1.4** に示した。

第1章では、本論文の主たる目的である攪拌所要動力の詳細およびこれまでに開発されてきた攪拌所要動力相関式について述べた。

第2章では、近年日本で開発され、優れた性能を誇る大型2枚羽根パドル翼および懸濁・乳化において使用されるディスパー翼の動力を測定し、その動力特性を検討する。さらに、その推算方法の開発について述べる。

第3章では、種々のドラフトチューブや伝熱コイルなどを備えた槽の攪拌所要動力を測定し、その推算方法について述べる。さらに、攪拌槽を角型攪拌槽にした場合および攪拌翼を偏芯させて設置した場合の動力推算方法について述べる。

第4章では、攪拌翼の垂直方向の取り付け位置を変化させた場合の攪拌所要動力への影響について述べる。さらに、槽底形状が球状の球底円筒槽を用いたときの攪拌所要動力への影響を検討する。

第5章では、第2章で使用した大型2枚羽根パドル翼を用いて、ヨウ素チオ硫酸ナトリウムを用いた脱色法で混合パターンを観察する。得られた混合パターンと動力線図の関連性について考察する。

第6章では、通気攪拌槽での動力低下を防ぐために大型リングスパージャーとコンケーブタービンを使用し、通気攪拌時にどの程度の動力低下が生じるのかを検討する。これらを使用した場合の物質移動容量についても検討する。さらに、アスペクト比の大きい攪拌槽で使用される多段攪拌翼についても検討する。

第7章では、本論文を総括し、結論を述べる。

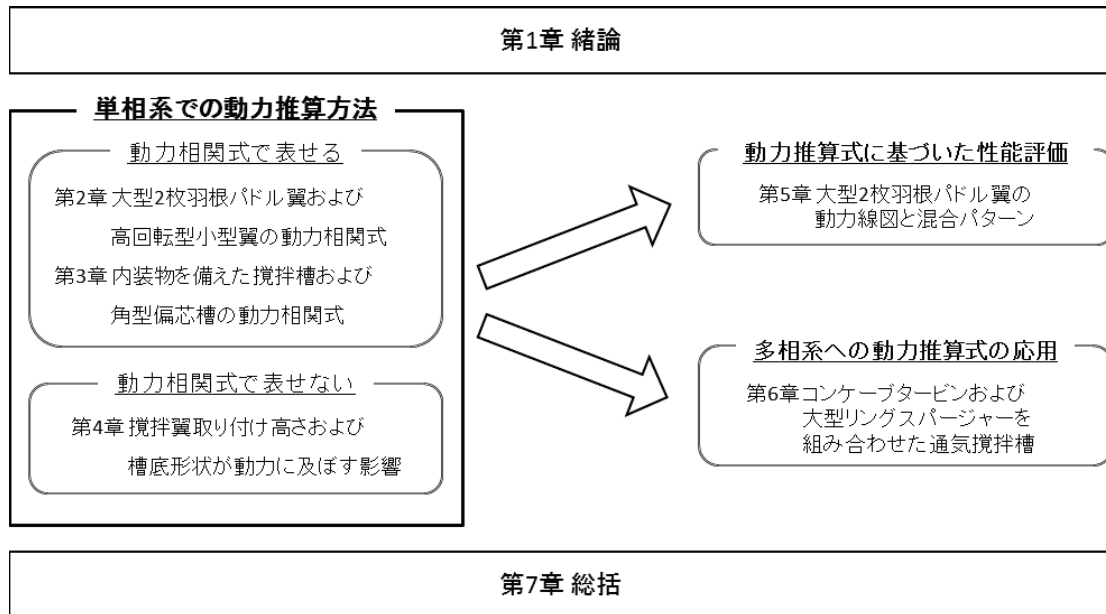


Fig. 1.4 Relation of each chapter

第2章 大型2枚羽根パドル翼および高回転型小型翼の動力相関式

2.1 緒言

高粘度流体に対して使用されるヘリカルリボン翼やアンカー翼の動力に関する研究は、その適用範囲は層流域が中心ということもあり、 $N_p Re = A$ という解釈に基づき定数項である A を求める相関²⁶⁾がほとんどである。ヘリカルリボン翼に対して永田ら⁴⁸⁾は以下の式を示している。

$$P g_c / (\rho n^3 d^5) = 76.5 \{(D-d)/d\}^{-0.5} (S/d)^{-0.5} \{(d^2 n \rho) / \mu\}^{-1} \quad (2.1)$$

Hirose-Murakami¹⁵⁾は、攪拌翼と槽壁の間隔の狭い高粘度用の大型翼の先端近傍の流動状態を理論解析し、多くの近似のもとに次式のような動力関係式を導いた。

$$N_p Re = \{(4\pi^3 \beta_1) / (\pi^2 - 4)\} \{(1 + \sin^2 \theta) / (d \sin \theta / b n_p)\} \ln\{(\pi d \sin \theta) / (n_p \delta)\} \quad (2.2)$$

β_1 は大型パドル翼について 0.9、アンカー、ヘリカルリボン、ゲート、ドラフト付ヘリカルスクリーについて 0.7 を与える定数である。

高橋ら⁶¹⁾は、種々の寸法のヘリカルリボン翼について、翼板を支える指示アームや翼幅の影響を考慮した動力式を提示した。

$$N_p Re = \{16\pi^3 / [2 \ln(4 + 8\delta/b) - 1]\} \{(b/\sin \theta) / d\} \{1 + 0.00593(\delta/D)^{-0.876}\} (\sin \theta)^{0.555} (n_p/2) + 2.08 n_a n_p (d_a/d)^{0.15} (r_{bi}/d)^{3.15} \quad (2.3)$$

n_a は1枚の翼板当たりのアーム数、 d_a はアーム径、 r_{bi} はアーム先端半径であり、右辺第2項がアームによる動力の増加量を示している。

亀井らは2次元数値解析に基づいてヘリカルリボン翼について以下の式のように開発した。

$$N_p Re = 8n_p + 75.9z(n_p/\sin \theta)^{0.85} (b/d) / [0.157 + \{(n_p/\sin \theta) \ln(D/d)\}^{0.611}] \quad (2.4)$$
$$z = 0.759 \{(n_p/\sin \theta) \ln[d/(d-2b)]\}^{0.139} [n_p \ln(D/d)]^{0.182} n_p^{0.17}$$

アンカー翼について以下の式のように開発した。

$$N_p Re = 8n_p + 75.9z(n_p/\sin \alpha)^{0.85} (b/d) / [0.157 + \{\ln(D/d)\}^{0.611}] \quad (2.5)$$
$$z = w/h + 0.684 [n_p \ln\{d/(d-2w)\}]^{0.139}$$

さらに、近年日本の各メーカーから開発された大型2枚羽根パドル翼と呼ばれる優れた性能を幅広い粘度範囲で発揮するマックスブレンド翼やフルゾーン翼、スーパーミックス翼も幅広く使用されている。また、塗料や化粧品など微粒子を液体に分散させる場合や、乳化のために使用される高剪断ディスパー翼がある。

アンカー翼に対しては層流域のみの動力相関式が存在するが、乱流域については検討されていない。さらに、各種大型2枚羽根パドル翼やディスパー翼に対しては、動力相関式がまだ存在していない。

そこで、本章では各種翼に対して広いレイノルズ範囲で動力特性を把握し、その結果、亀井らの式を修正することで各種翼に対して動力相関式を見出すことができた。

2.2 アンカー翼に対する動力相関式

2.2.1 実験方法

攪拌槽にはアクリル樹脂製の平底円筒槽を使用し、その内径 D は 170 mm, 185 mm, 200 mm とし、液面高さ H も槽径と等しくした。使用したアンカー翼は **Figure 2.1** に示すような、翼径の約 1/10 の幅で構成されたごく基本的な形状とし、槽底からのクリアランスを各攪拌槽に対して液面から翼が吐出しない範囲で、2, 5, 10, 15, 17, 20

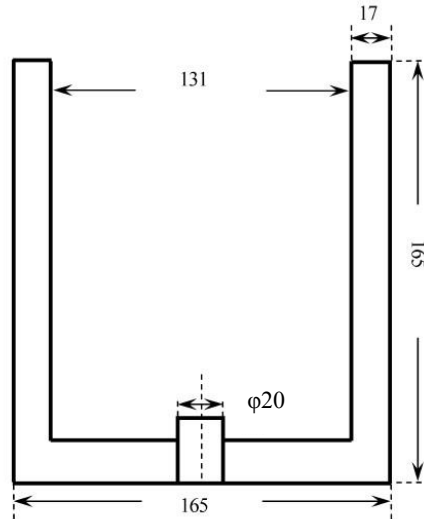


Fig.2.1 Anchor impeller used

mm と細かく変化させた.装置の幾何形状および寸法は Fig. 2.1 にまとめて示す.攪拌液は種々の粘度 (6,600, 2,000, 1500, 1,100, 500, 71, 14, 4, 1mPa・s)に調製した水飴水溶液を用いた.

攪拌所要動力は,最も一般的な軸トルク測定法によって測定した.使用したトルクメータは SATAKE ST-3000 である.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.

Table 2.1 Correlation of Nagata (1956) for two-blade paddle impeller

$$N_{Po} = \frac{A}{Re} + B \left(\frac{10^3 + 1.2Re^{0.66}}{10^3 + 3.2Re^{0.66}} \right)^p \left(\frac{H}{D} \right)^{(0.35+b/D)}$$

$$A = 14 + (b/D)\{670(d/D - 0.6)^2 + 185\}$$

$$B = 10^{\{1.3-4(b/D-0.5)^2-1.14(d/D)\}}$$

$$p = 1.1 + 4(b/D) - 2.5(d/D - 0.5)^2 - 7(b/D)^4$$

2.2.2 結果と考察

Figure 2.2 に $D=170$ mm, 185 mm で得られた全体の動力相関を示し, Figure 2.3 に $D=170$ mm, 200 mm で得られたそれを示す.レイノルズ数が 10 以下の層流域で $d = 165$ mm, $b = 165$ mm とみなした永田の式(青線, Table 2.1),パドル翼に対する亀井らの式(黒線, Table 2.2)およびアンカー翼に対する亀井らの式(赤線)のいずれもよい相関を示した.各条件による動力数の値はほとんど重なっており,槽底クリアランスの影響も小さいことが分かった.さらに遷移域から乱流域では,永田の式の d と b に修正値を用いても,実測値を再現することはできなかった.一方,亀井らの式は実測値を再現することができた.この領域では旋回流が主体的となるため,槽底クリアランスの影響はより小さくなり,動力数に対してほとんど影響がないことがわかった.また,本実験では数種類の粘度の溶液を調整し,レイノルズ数を変化させているが,乱流域では図中の実験値が階段状に変化しているのは,液面上昇によるものであり,液面上昇が無視できる場合は問題とはならない.旋回流が大きく発達し,槽壁部液面上昇が無視できなくなると,槽壁部と液の摩擦面積が大きくなり,動力数が大きく保たれることがわかった.このような場合, Fr 数の影響を考慮しなければならないと考えられる.特に,図中右端のレイノルズ数が最も高

い場合の実測値と相関値の差(1 mPa・s の場合,回転数が 100 rpm 以上で液面上昇が 20 mm を超えたときの誤差)は無視できなくなる.ただし,液面上昇が大きくない領域では,液面変化が無視できるという仮定で構築されている亀井らの式をそのまま使用できることがわかった.Fig. 2.2 および Fig. 2.3 に示すように,同じ翼を槽径 170 および 200 mm の槽に適用し, d/D を変化させた場合も $D=185$ mm の場合と同様な結果が得られた.これにより,広いレイノルズ数範囲でアンカー翼の動力相関には亀井らの式を適用すればよいことがわかり,本相関式の有用性が高まった.

Table 2.2 Correlation of Kamei *et al.* (1995, 1996) for paddle impeller

Unbaffled conditon

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Baffled conditon

$$N_P = (1 + x^{-3})^{-1/3}N_{Pmax}$$

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

Fully baffled condition

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

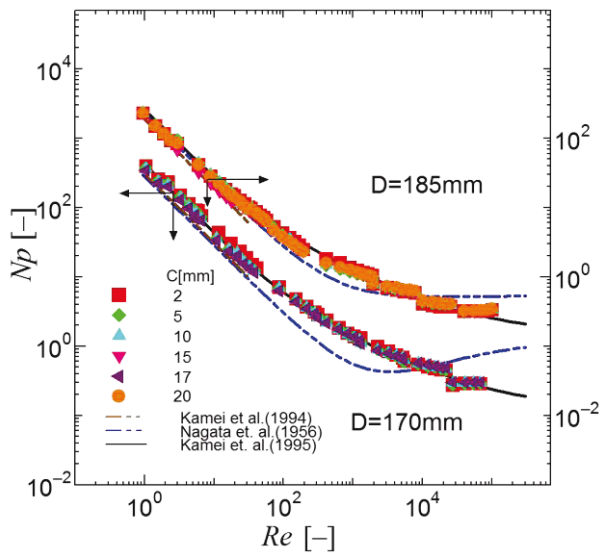


Fig.2.2 Power correlation($D=170, 185$ mm)

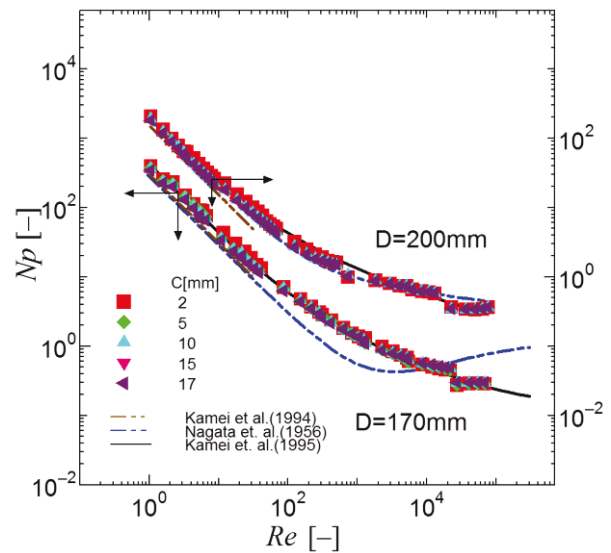


Fig.2.3 Power correlation($D=170, 200$ mm)

2.3 大型 2 枚羽根パドル翼に対する動力相関式

2.3.1 実験方法

使用した攪拌槽はアクリル樹脂製の平底円筒槽であり、その内径 D は 183 mm とした。Figure 2.4 に各幾何形状の記号を示す。邪魔板条件は以下の通りとした。邪魔板幅 B_w/D は 0.1 とし、邪魔板枚数 n_B は 0, 2, 4 枚、また、邪魔板の挿入深さは槽壁に沿って、平底では自由表面から底面へ達するまでとした。使用した流体は水飴水溶液および水道水であり、液高さ H は槽内径と等しくした。使用した攪拌翼はマックスブレンド翼、フルゾーン翼およびスーパーミックス翼である。翼の概形を Figure 2.5 に示す。

攪拌所要動力は、最も一般的な軸トルク測定法によって測定した。使用したトルクメータは SATAKE ST-3000 である。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。

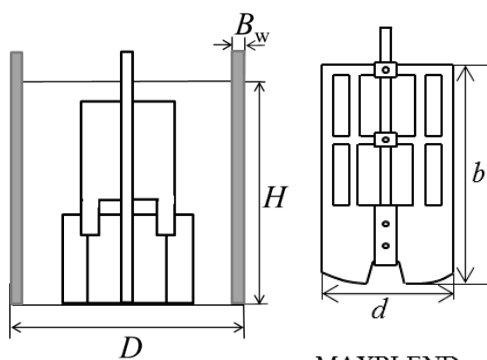


Fig. 2.4 Dimension of mixing vessels

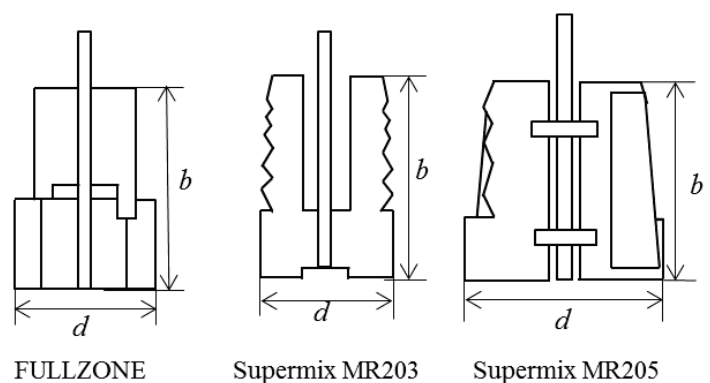


Fig. 2.5 Dimension of large two-blade impellers

Table 2.3 Geometry of large tow-blade paddle impellers

impeller	d [m]	b [m]
MAXBLEND	0.098	0.180
	0.109	0.180
	0.119	0.180
	0.129	0.180
FULLZONE	0.088	0.167
	0.112	0.159
Supermix MR203	0.104	0.160
Supermix MR205	0.132	0.140

2.3.2 結果と考察

広いレイノルズ数範囲で使用可能な動力相関式には古くから有名な永田の式⁵¹⁾と亀井らの式²⁷⁾の2種類しか存在しない。

永田の式は元々2枚羽根パドル翼対して相関された式であるので、これらの大型翼に関しても適用可能に思われる。しかし、ほとんどの翼について層流域では動力推算できたが、遷移域から乱流域にかけて相関値が実験値と一致しなかった。そこで、亀井らの式²⁷⁾を応用した。Figures 2.6–2.13 にすべての翼の動力数の実験結果と相関結果を示す。図中の記号が動力数の測定値であり、黒線が Table 2.2 に示された式を用いてそのまま相関した結果である。大型翼全般の特徴として、邪魔板無しの場合、通常のパドル翼に見られるような遷移域での曲線の盛り上がりがなく、非常に滑らかになることがあげられる。

マックスブレンド翼は、アンカー翼と非常によく似た傾向³²⁾を示したが、全ての翼に対して遷移域から乱流域にかけて相関値の方が大きくなる結果であった。ここで注意することは、全ての翼は単段2枚羽根パドル翼と見なし、Fig. 2.5 に示すように、翼径 d は翼の最長径、翼幅 b は翼の上端から下端までの最長長さとしたことである。これは、例えばフルゾーン翼は明らかな2段翼であるが、翼間距離がその翼径に比べ極端に狭いことから2段翼としては機能せず単段翼として機能する⁵²⁾からである。

2.3.2.1 遷移域および乱流域のパラメータの修正

すべての翼について、遷移域から乱流域で相関が実測値からはずれるので、相関式中のそれぞれの係数 C_t および C_{tr} の修正を試みた。特に遷移域のパラメータはもともと実験値に合うように次元解析を用いて決められたパラメータなので、データに合うように修正しても問題は無い。また、邪魔板有りの場合、動力数が極端に大きくなるため、ファルダー翼の係数を採用し、最大攪拌所要動力(完全邪魔板条件における動力)も通常のパドル翼とは異なる挙動を示すので修正した。大型翼は基本的に2枚羽根なので、 n_p に2を代入し、場合分けも必要なかったので式をシンプルにした。その結果、Table 2 の一部の式を以下のように置くことにより、Figs. 2.6–2.13 の赤線に示す通り、全ての翼を同一の式で動力を推算できた。

$$C_t = [(1.1X^{2.5})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8} \quad (2.6)$$

$$C_{tr} = 1000(d/D)^{-3.24}(b/D)^{-1.18}X^{-0.74} \quad (2.7)$$

$$x = 3.0(B_w/D)n_B^{0.8}/N_{P_{max}}^{0.2} + N_{P0}/N_{P_{max}} \quad (2.8)$$

$$N_{P_{\max}} = 5.0(b/d)^{0.75} \quad (2.9)$$

2.3.2.2 マックスブレンド翼

Figs. 2.6–2.9 にマックスブレンド翼に対して、式(2.6)–(2.9)で修正された動力相関を赤線で示す。Table 2.3 に示すように4種類の幾何形状のマックスブレンド翼を用いたが、いずれも修正された相関式で良好に相関することができた。

2.3.2.3 フルゾーン翼

Figs. 2.10, 2.11 にフルゾーン翼に対して、式(2.6)–(2.9)で修正された動力相関を赤線で示す。2種類の幾何形状のフルゾーン翼を用いたが、いずれも修正された相関式で、良好に相関することができた。

2.3.2.4 スーパーミックス翼

Fig. 2.12 にスーパーミックス MR203 翼, Fig. 2.13 にスーパーミックス MR205 翼に対して、式(2.6)–(2.9)で修正された動力相関を赤線で示す。補助翼なしの MR203 翼および補助翼付の MR205 翼ともに良好に相関することができた。

以上、種々のプロセスで非常に有用な大型攪拌翼の平底円筒槽での攪拌所要動力がすべて同一の相関式で見積もられることが示された。ただし、今回使用した大型翼の幾何形状は必ずしもすべてが最適な寸法比ではないこと、冷却コイル等が設置されている場合は適用できないこと、翼のエッジ部に丸みを持つガラスライニングされた翼には乱流域では適用できない点に注意が必要である。

Table 2.4 に大型翼に対して修正した動力相関式をまとめておく。

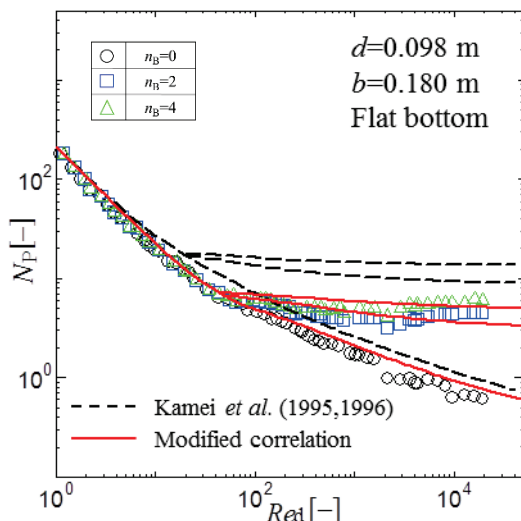


Fig.2.6 Effect of Reynolds number on power number for MAXBLEND ($d=0.098$ m)

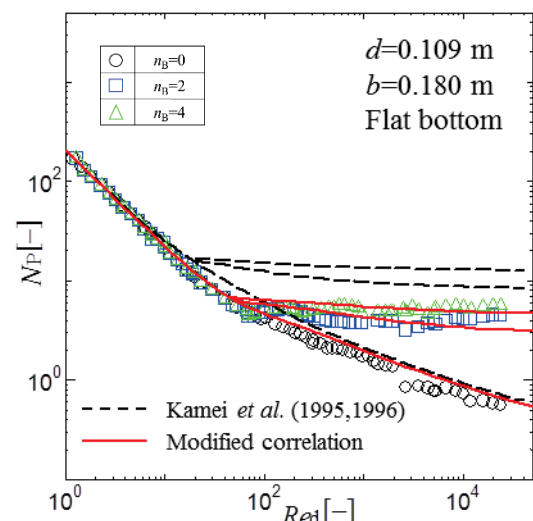


Fig.2.7 Effect of Reynolds number on power number for MAXBLEND ($d=0.109$ m)

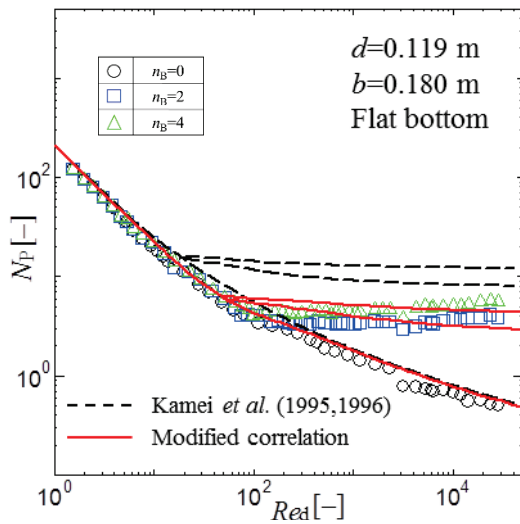


Fig.2.8 Effect of Reynolds number on power number for MAXBLEND ($d=0.119$ m)

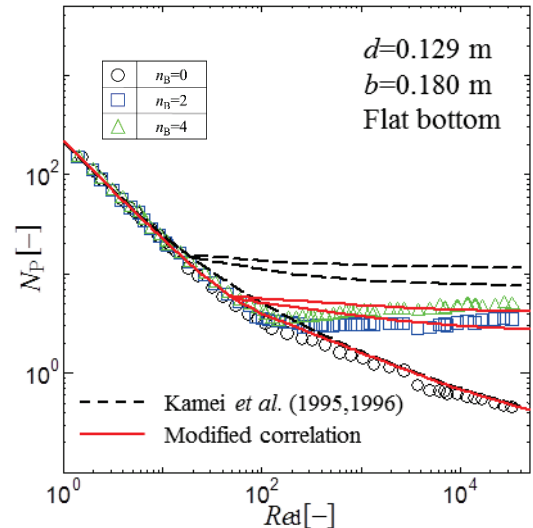


Fig.2.9 Effect of Reynolds number on power number for MAXBLEND ($d=0.129$ m)

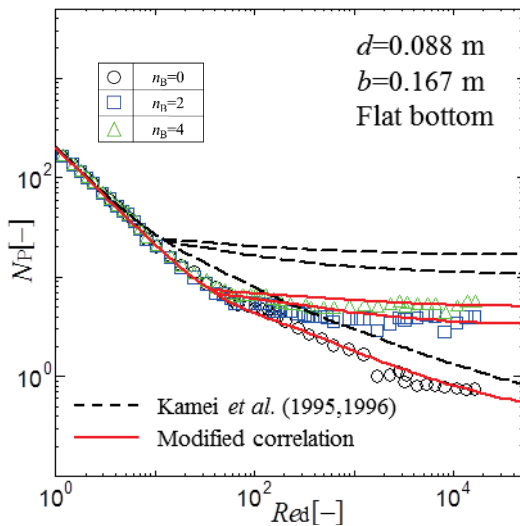


Fig.2.10 Effect of Reynolds number on power number for FULLZONE ($d=0.088$ m)

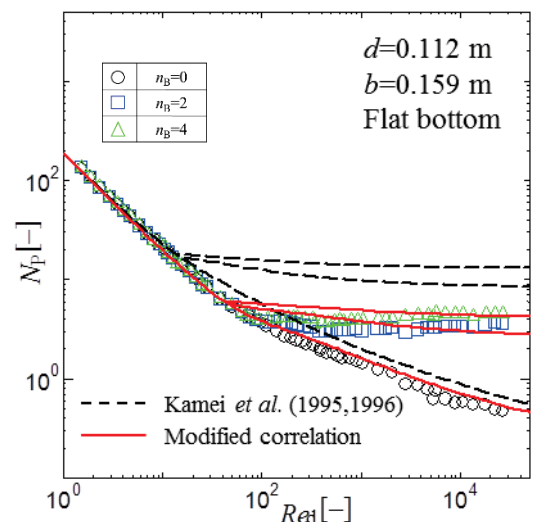


Fig.2.11 Effect of Reynolds number on power number for FULLZONE ($d=0.112$ m)

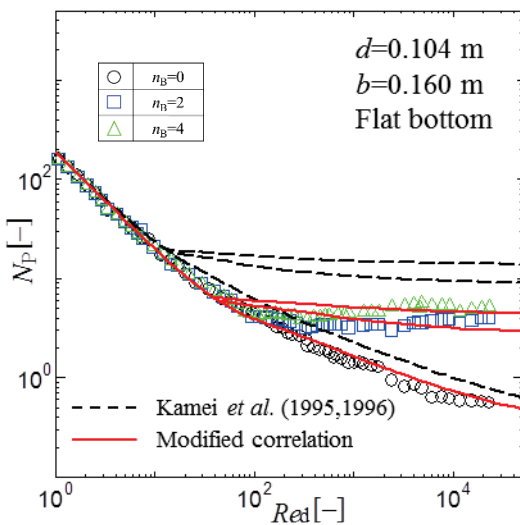


Fig.2.12 Effect of Reynolds number on power number for Supermix MR203

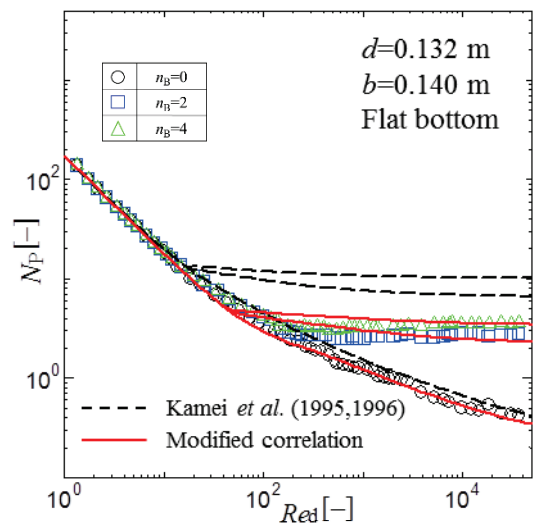


Fig.2.13 Effect of Reynolds number on power number for Supermix MR205

Table 2.4 New correlation of large two-blade impellers

Unbaffled condition

$$N_{P0} = \{[1.2\pi^4\beta^2]/[8d^3/(D^2H)]\}f \quad (2.10)$$

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

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

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

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

$$C_t = [(1.1X^{2.5})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

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

$$C_{tr} = 1000(d/D)^{-3.24}(b/D)^{-1.18}X^{0.74}$$

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

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

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

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

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

Baffled conditon

$$N_p = (1 + x^{-3})^{-1/3}N_{Pmax} \quad (2.11)$$

$$x = 3.0(B_w/D)n_b^{0.8}/(2\theta/\pi)^{0.72}N_{Pmax}^{0.2} + N_{P0}/N_{Pmax}$$

Fully baffled condition

$$N_{Pmax} = 5.0(n_p^{0.7}b/d)^{1.7} \quad (2.12)$$

2.4 ディスパー翼の相関式

2.4.1 実験方法

使用した攪拌槽はアクリル樹脂製平底円筒槽であり、その内径は 120, 185 および 240 mm、液高さは槽径と等しくした。ディスパー翼の幾何形状は **Figures 2.14, 2.15** に示したもので、Type A で 2 種類、Type B で 2 種類の計 4 種類を使用した。これらの攪拌槽、攪拌翼を組み合わせ様々な条件で動力の測定をした。組み合わせは **Table 2.5** に示した。また、Rushton タービン翼の動力相関において翼中央部のディスクの影響は極めて小さいことから、ディスパー翼でも同様なことが考えられるため、Fig. 2.14 の Type B に示すような製作の容易な特殊な形状のディスパー(本論文では Fig.2.14 の左側の通常のディスパー翼を Type A、右側の特殊な形状のディスパー翼を Type B と呼ぶことにする。)を同時に検討した。

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は SATAKE ST-1000 である。現在は ST-3000 が主流であるが、ディスパー翼は消費動力がきわめて小さいために小さな動力に対しては ST-1000 の方が有効である。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一連の方法と同様である。

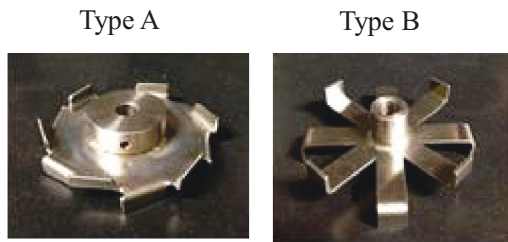


Fig. 2.14 Photograph of typical disper impeller



Fig. 2.15 Dimension of disper impeller

Table 2.5 New correlation of large two-blade impellers

Run	Type	D [mm]	d [mm]	d/D [-]	b [mm]	n_p [-]
(1)	A	120	70	0.58	11	6
(2)	A	120	60	0.50	8.2	4
(3)	B	120	70	0.58	21	4
(4)	B	120	60	0.50	20	4
(5)	A	185	70	0.38	11	6
(6)	A	185	60	0.32	8.2	4
(7)	B	185	70	0.38	21	4
(8)	B	185	60	0.32	20	4
(9)	A	240	70	0.29	11	6
(10)	A	240	60	0.25	8.2	4
(11)	B	240	70	0.29	21	4
(12)	B	240	60	0.25	20	4

2.4.2 結果と考察

2.4.2.1 邪魔板無しの動力相関

(1) 層流域のパラメータ

攪拌レイノルズ数が小さい層流域において,Table 2.2 に示す亀井らの式を用いて相関した結果,とくに層流域のパラメータ C_L を修正する必要がなく問題なく推算できた.このとき羽根幅は上向きに折り曲げた羽根と下向きに折り曲げた羽根の両者の合計の長さとし,羽根枚数も両者を一組として換算した.このように換算することで層流域のデータはパラメータを修正することなく良好に推算できたためである.したがって,Fig. 2.14 に示した TypeA および TypeB のような形状では羽根枚数 n_p はそれぞれ 6 および 4 枚と換算する.

(2) 乱流域のパラメータ

Re_d が 2000 以上の領域で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 を求めた.そして乱流域のパラメータ C_t および m を求め,相似パラメータ X による相関式を修正した.また f_∞ はパドル翼のものを使用すると実測値を上回ってしまうため修正した.その結果,乱流域のパラメータはそれぞれ次式のように修正された.

$$C_t = [(0.79X^{1.36})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8} \quad (2.13)$$

$$m = [(0.56X^{0.266})^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8} \quad (2.14)$$

$$f_\infty = 0.0076(d/D)C_t^{0.308} \quad (2.15)$$

(3) 遷移域のパラメータ

新たな C_L, C_D および m の相関を基にすべての領域のデータを用いて、実測値とのフィッティングにより、遷移域のパラメータ C_{tr} を次式のように決定した。

$$C_{tr} = 0.002(d/D)^{-3.24}(b/D)^{-1.18}X^{-0.74} \quad (2.16)$$

ディスペー翼はこのパラメータの値に特徴があり、一般的な攪拌翼であるパドル翼などは $10^3 \sim 10^5$ の数値をとるのに対し、ディスペーは 10^1 程度の小さな数値をとった。修正方法は簡単のために C_{tr} の指数は変更せず、係数のみ修正することにした。その結果、係数はパドル翼などの値である 23.8 に比較して非常に小さい 0.002 となった。

2.4.2.2 邪魔板有りの動力相関

(1) 完全邪魔板条件

完全邪魔板条件の動力数は一つの翼に対してデータがただ一つしか得られないため、Table 2.5 の 4 種類のディスペー翼に加え、さらに 5 種類のディスペー翼も併せて完全邪魔板条件の動力を測定した。使用した 9 種類のディスペー翼の寸法を Table 2.6 に示す。(a)-(d) は前項までの検討で使用されたディスペー翼で、(e)-(i) のディスペー翼が本項で新たに加えたディスペー翼である。

完全邪魔板条件における動力の翼相似パラメータに対する相関結果を Figure 2.16 に示す。最も羽根枚数の多い(g)の翼が若干外れているが、次式で動力を推算できた。

$$N_{Pmax} = 0.51(n_p^{0.7}b/d)^{0.61} \quad (2.17)$$

(2) 緩い邪魔板条件の相関式

前項と同様に 9 種類のディスペー翼で緩い邪魔板条件の動力数を測定した。使用した邪魔板条件は $n_B=1, 2, 4$, $B_w/D=0.04, 0.05, 0.07, 0.08, 0.1, 0.13$ とした。後述するが、ディスペー翼の動力数は邪魔板無しと邪魔板有りの動力数の差が現れるのが極めて高いレイノルズ数からなので、液には水道水を用いた。結果を Figure 2.17 に示す。また図中の実線は次式に示す緩い邪魔板条件での相関式である。

$$N_p = [(1+x^3)^{-1/3}]N_{Pmax} \quad (2.18)$$
$$x = 4.5(B_w/D)n_B^{0.8}/N_{Pmax}^{0.2} + N_{P0}/N_{Pmax}$$

修正した相関値はよく実測値と一致した。また、この図からわかるように、縦軸の値がほぼ 1 となっているため、緩い邪魔板条件でも完全邪魔板条件に近い動力をとっており、動力数は邪魔板条件に左右されにくいことがわかった。この傾向はプロペラ翼の動力相関の場合とよく似ているが、邪魔板無しから邪魔板有りへ分岐する点が極めて高いレイノルズ数であることと、完全邪魔板条件の動力数が極めて低い値になるため差が生じにくいものと考えられる。

2.4.2.3 幅広いレイノルズ数における相関式

広い攪拌レイノルズ数領域の動力数の実測値と相関値の比較を Figure 2.18–Figure 2.29 に示す。実線は相関式($n_B=0$, ○, —; $n_B=2$, △, —; $n_B=4$, □, —)を示している。使用された邪魔板は $B_w/D=0.1$ である。本論文で提案するディスペー翼の相関式をまとめて Table 2.7 に示す。いずれの条件においても、翼の形式や槽径の幾何形状が変化しても良好におおむね 5% の誤差で推算できたと考えられる。このことから、亀井らによって提案された動力相関式の有用性がさらに高まったと考えられる。

Table 2.6 New correlation of large two-blade impellers

Impeller	Type	d [mm]	b [mm]	n_p [-]
(a)	A	70	11	6
(b)	A	60	8.2	4
(c)	B	70	21	4
(d)	B	60	20	4
(e)	A	50	8.2	4
(f)	A	60	8.7	4
(g)	A	147	18	8
(h)	A	147	19	6
(i)	A	147	21	4

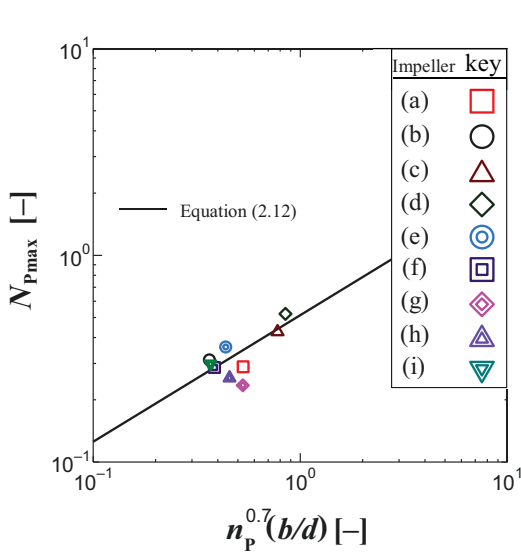


Fig.2.16 Correlation of N_{Pmax} for disper impeller

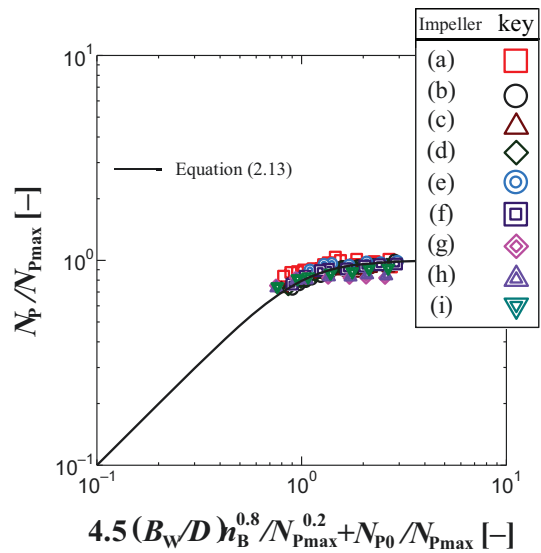


Fig.2.17 Correlation of power number with baffled condition for disper impeller

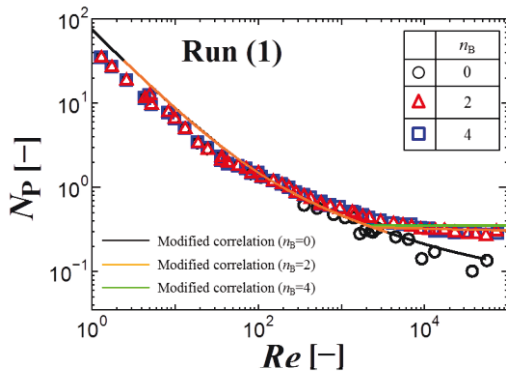


Fig.2.18 Correlation of power number for Run (1)
(Type A, $D=120$ mm, $d=70$ mm, $b=11$ mm, $n_p=6$)

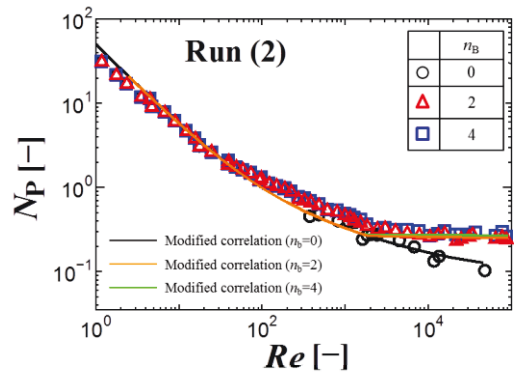


Fig.2.19 Correlation of power number for Run (2)
(Type A, $D=120$ mm, $d=60$ mm, $b=8.2$ mm, $n_p=4$)

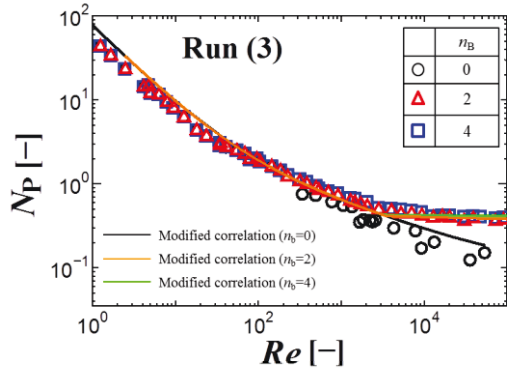


Fig.2.20 Correlation of power number for Run (3)
(Type B, $D=120$ mm, $d=70$ mm, $b=21$ mm, $n_P=4$)

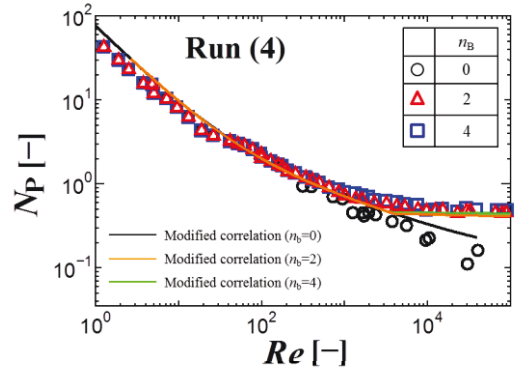


Fig.2.21 Correlation of power number for Run (4)
(Type B, $D=120$ mm, $d=60$ mm, $b=20$ mm, $n_P=4$)

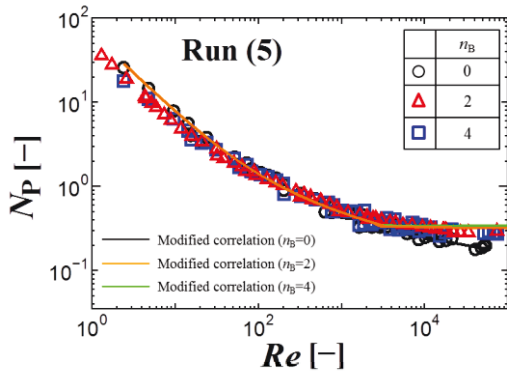


Fig.2.22 Correlation of power number for Run (5)
(Type A, $D=185$ mm, $d=70$ mm, $b=11$ mm, $n_P=6$)

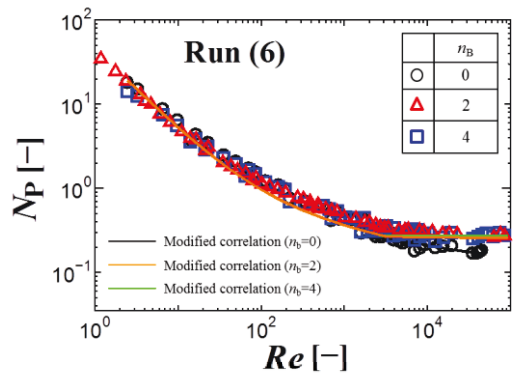


Fig.2.23 Correlation of power number for Run (6)
(Type A, $D=185$ mm, $d=60$ mm, $b=8.2$ mm, $n_P=4$)

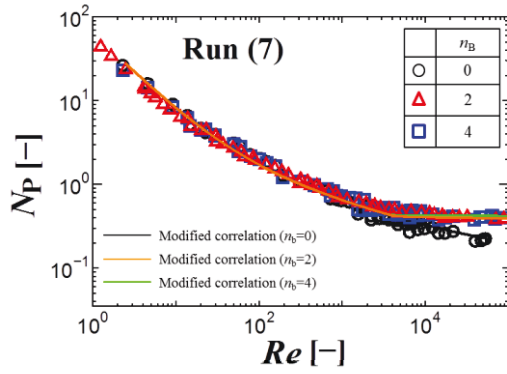


Fig.2.24 Correlation of power number for Run (7)
(Type B, $D=185$ mm, $d=70$ mm, $b=21$ mm, $n_P=4$)

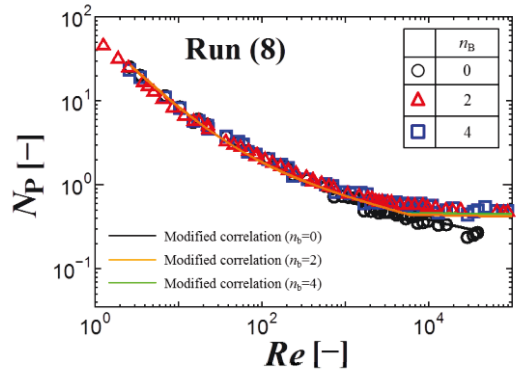


Fig.2.25 Correlation of power number for Run (8)
(Type B, $D=185$ mm, $d=60$ mm, $b=20$ mm, $n_P=4$)

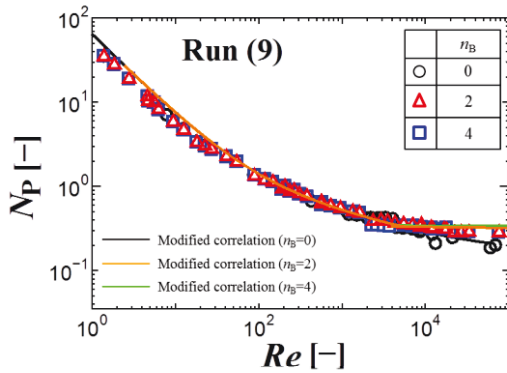


Fig.2.26 Correlation of power number for Run (9)
(Type A, $D=240$ mm, $d=70$ mm, $b=11$ mm, $n_P=6$)

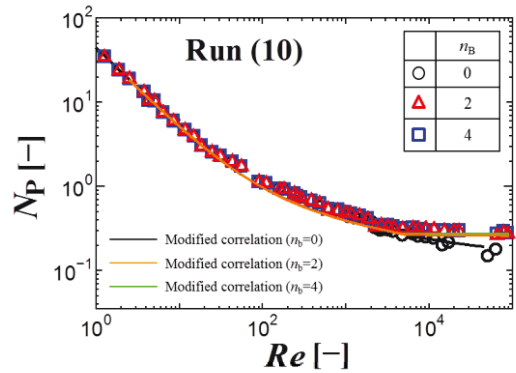


Fig.2.27 Correlation of power number for Run (9)
(Type A, $D=240$ mm, $d=60$ mm, $b=8.2$ mm, $n_P=4$)

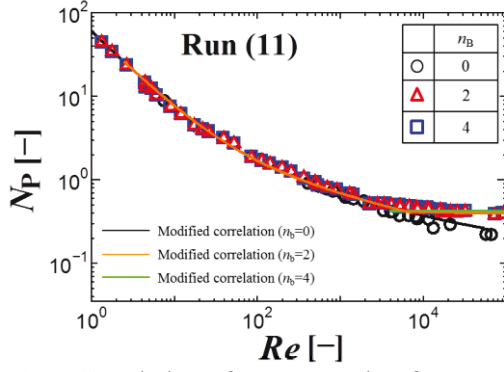


Fig.2.28 Correlation of power number for Run (11)
(Type B, $D=240$ mm, $d=70$ mm, $b=21$ mm, $n_p=4$)

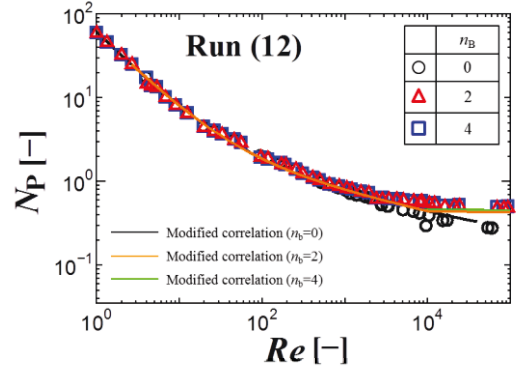


Fig.2.29 Correlation of power number for Run (8)
(Type B, $D=185$ mm, $d=60$ mm, $b=20$ mm, $n_p=4$)

Table 2.7 New correlation of disper impellers

Unbaffled condition

$$N_{P0} = \{[1.2\pi^4\beta^2]/[8d^3/(D^2H)]\}f \quad (2.19)$$

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

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

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

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

$$C_t = [(0.79X^{1.36})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

$$m = [(0.56X^{0.266})^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

$$C_{tr} = 0.002(d/D)^{-3.24}(b/D)^{-1.18}X^{0.74}$$

$$f_\infty = 0.0076(d/D)C_t^{0.308}$$

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

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

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

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

Baffled conditon

$$N_p = (1 + x^{-3})^{-1/3}N_{Pmax} \quad (2.20)$$

$$x = 3.0(B_w/D)n_b^{0.8}/(2\theta/\pi)^{0.72}N_{Pmax}^{0.2} + N_{P0}/N_{Pmax}$$

Fully baffled condition

$$N_{Pmax} = 5.0(n_p^{0.7}b/d)^{1.7} \quad (2.21)$$

2.5 結言

本章では,各種大型翼に対して幅広いレイノルズ数で攪拌所要動力を測定した.その結果,アンカー翼に対しては,亀井らの式をそのまま適用することで動力推算できることがわかった.

大型攪拌翼のマックスブレンド翼,フルゾーン翼,スーパーミックス翼に対しては,亀井らの式中のパラメータを以下のように修正することで動力を推算できる.

Unbaffled condition

$$C_t = [(1.1X^{2.5})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$
$$C_{tr} = 1000(d/D)^{-3.24}(b/D)^{-1.18}X^{-0.74}$$

Baffled condition

$$N_p = (1 + x^{-3})^{-1/3}N_{pmax}$$
$$x = 3.0(B_w/D)n_B^{0.8}/N_{pmax}^{0.2} + N_{p0}/N_{pmax}$$

Fully baffled condition

$$N_{pmax} = 5.0(b/d)^{0.75}$$

ディスペー翼に対しては,亀井らの式中のパラメータを以下のように修正することで動力を推算できる.

Unbaffled condition

$$C_t = [(0.79X^{1.36})^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$
$$m = [(0.56X^{0.266})^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$
$$f_\infty = 0.0076(d/D)C_t^{0.308}$$
$$C_{tr} = 0.002(d/D)^{-3.24}(b/D)^{-1.18}X^{-0.74}$$

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

$$N_{pmax} = 0.51(n_p^{0.7}b/d)^{0.61}$$

以上のことから,亀井らの式の有用性がよりいっそう高まったと考えられる.

さらに,新型攪拌翼が開発された場合に対しても亀井らの式中的パラメータ特に乱流項 C_t ,遷移項 C_{tr} および邪魔板条件での $N_{pmax,x}$ を修正することで動力推算式が考案できると考えられる.

第3章 内装物を備えた攪拌槽および角型偏芯槽の動力相関式

3.1 緒言

攪拌の目的には均一化や物質移動、反応、熱移動など多岐にわたる。そのため、攪拌槽型の反応装置はそれらの目的を速やかに達成するために様々な内装物を攪拌槽内に備える。それは、邪魔板やドラフトチューブ、ヘリカルコイルなどである。これらが攪拌目的に応じて選定され使用される。

邪魔板は最も代表的な内装物である。これを挿入することにより混合や物質移動などが促進されることが古くから知られている。この邪魔板を備えることによって、攪拌所要動力は邪魔板が無い場合と比較して大幅に増加する。このときの攪拌所要動力を推算する方法は前章までに示したように亀井ら²⁵⁾の式によって見出されている。

ドラフトチューブとは通気攪拌槽に設置される対流誘導円筒である。ドラフトチューブを攪拌槽に設置することで、液体の上下循環が促進され、気泡の滞留時間が長くなるため、通気量が通常に通気攪拌槽より少なく済むと言われている。また、気泡塔では、ドラフトチューブを設置することにより液循環が良くなるため通気量を増加させることができ、高い物質移動容量係数を得られるなど利点が多い。しかし、ドラフトチューブを設置することによる攪拌所要動力への影響については明らかではない。

ヘリカルコイルは、攪拌槽内の流体の加熱および冷却目的で使用される。このヘリカルコイルが設置される場合は、槽内壁に設置される場合と、翼と槽壁の中間部にドラフトチューブ兼用として設置される場合がある。攪拌槽伝熱研究の多くは攪拌槽内壁の伝熱係数やコイル面の伝熱係数の相関式に関する研究が主体となっている。しかし、ヘリカルコイルを設置することによる攪拌所要動力への影響は経験的に見積もられてきたにすぎず、攪拌所要動力を推算する方法は確立されていない。

また、工場で使用される攪拌槽は円筒槽のみに限らず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、邪魔板付き攪拌槽の役目をするとさ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攪拌所要動力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来たに過ぎない。

さらに、角型攪拌槽や円筒攪拌槽において、邪魔板を設置せずに混合を改善するために攪拌翼の軸を偏芯させて用いられる場合がある。この場合の動力への影響については明らかになっておらず、その推算方法についても提案されていない。

内装物を備えた場合、角槽を使用した場合および偏芯させた場合の攪拌所要動力は、乱流域において邪魔板無し円筒槽の攪拌所要動力と差異があった。乱流域の混合は、乱流エネルギーによるものであることから、フローパターンが異なっても同等の乱流エネルギーであれば、同様の混合が得られると考えられる。攪拌槽における乱流エネルギーは攪拌所要動力そのものである。そこで、それぞれの場合での攪拌所要動力が、どの程度の邪魔板付き円筒槽の攪拌所要動力に相当するかを検討した。

本章では、ドラフトチューブやヘリカルコイルおよび角型槽、角型偏芯槽、偏芯円筒槽の動力特性を明らかにするとともに、攪拌所要動力の推算方法を検討した。

3.2 ドラフトチューブを備えた攪拌槽の攪拌所要動力

3.2.1 実験方法

攪拌槽として内径 $D=0.185$ m アクリル樹脂製の平底円筒槽を用いた。流体は種々の粘度に調製した水飴水溶液と水道水であり、液高さ H は槽内径と等しくした。使用した攪拌翼は、パドル翼とピッチドパドル翼（下方吐出）であり、その寸法をそれぞれ **Tables 3.1, 3.2** に示し、ドラフトチューブには種々の大きさのものを用意し、その寸法を **Table 3.3** に示した。ドラフトチューブ取り付け位置は槽中央の $Z/H=0.5$ 、翼取り付け位置は基本的に槽中央の $C/H=0.5$ とし、一部の試験で翼取り付け位置を $C/H=0.1-0.8$ の範囲で変化させた。ドラフトチューブの高さが小さく、翼取り付け位置が極端に高い位置や低い位置の時は、翼がドラフトチューブの外側に存在する場合もある。ここで、ドラフトチューブの高さと直径は種々のものを用いたのでその両者をついにまとめた表面積比 $A_{DT}(=d_{DT}H_{DT}/DH)$ というパラメータを導入した。**Figure 3.1** に使用した攪拌槽の幾何形状と記号を示した。攪拌所要動力はトルクメータ（SATAKE ST-3000）を用いて測定した。動力測定法はこれまでと同じである。

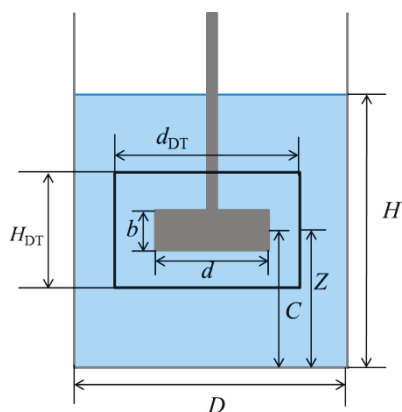


Fig. 3.1 Geometry of mixing vessel with draft tube

Table 3.1 Geometry of paddle impeller

$n_p[-]$	d [m]	$b/d[-]$
2	0.07	0.2
4	0.07	0.2
6	0.07	0.2
4	0.07	0.13
4	0.07	0.4
4	0.1	0.2
4	0.12	0.2

Table 3.2 Geometry of pitched paddle impeller

$n_p[-]$	d [m]	$b/d[-]$	θ [rad]
2	0.07	0.2	$\pi/3$
4	0.07	0.2	$\pi/3$
4	0.07	0.2	$5\pi/12$
4	0.1	0.2	$\pi/3$

Table 3.3 Geometry of draft tube

d_{DT} [m]	H_{DT} [m]	$A_{DT}[-]$
0.12	0.0463	0.162
0.12	0.0925	0.324
0.12	0.139	0.486
0.13	0.0231	0.0878
0.13	0.0463	0.176
0.13	0.0925	0.351
0.13	0.139	0.527
0.14	0.0463	0.189
0.14	0.0925	0.378
0.14	0.139	0.568

3.2.2 実験結果と考察

3.2.2.1 幅広い Re 数での攪拌所要動力

翼径 $d=0.07$ m, 翼幅 $b/d=0.2$ の 4 枚羽根パドル翼あるいは翼径 $d=0.07$ m, 翼幅 $b/d=0.2$, 羽根角度(水平面からの角度) $\theta=\pi/3$ の 4 枚羽根ピッチドパドル翼を槽中央に取り付け, 幅広い Re 数で攪拌所要動力を測定した. ドラフトチューブには内径 $d_{DT}=0.13$ m, 高さ $H_{DT}=0.0231, 0.0925, 0.139$ m と 3 種類のを槽中央に取り付けた. **Figure 3.2** および **Figure 3.3** はそれぞれパドル翼およびピッチドパドル翼で測定された動力線図である. パドル翼, ピッチドパドル翼ともに層流域から遷移域ではドラフトチューブの有無にかかわらず邪魔板なし攪拌槽の動力数と差異は生じていない. しかし, Re 数が 1000 を超える乱流域ではどちらの翼を用いてもドラフトチューブの使用によって動力数は, バッフルなし攪拌槽より大きくなった. ただし, 動力数はドラフトチューブの高さには依存していないことがわかる. このことから, ドラフトチューブ付き攪拌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 数でドラフトチューブ付き攪拌槽の攪拌所要動力をパドル翼に対して亀井らの式^{25, 27)}, ピッチドパドル翼に対して平岡らの式¹¹⁾を用いて推算してみた. Figs. 3.2, 3.3 に示した曲線がその相関線である. パドル翼では, 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, $B_w/D=0.05$ とすれば, また, ピッチドパドル翼では, $B_w/D=0.08$ とすれば相関値と実測値がほぼ一致した. ただし, パドル翼の乱流域の相関値が実験値より高い値となっているが, 今回の実験条件で邪魔板無しの動力数も含めて高めへの平行移動させたずれ方なので安全側であるということ, また実験装置の精度上有効数字が少なくなっている領域ということを勘案して相関式の精度は問題ないとした.

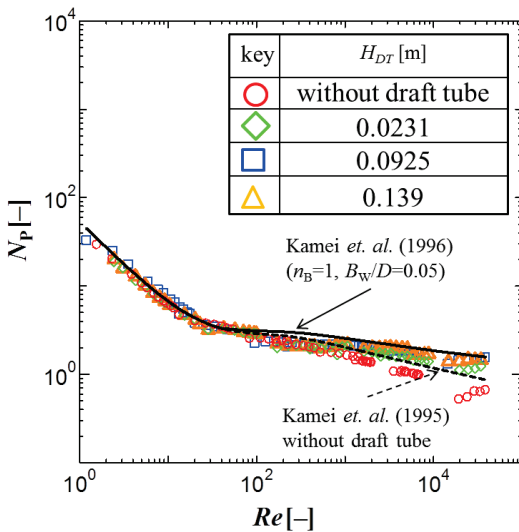


Fig. 3.2 Power number of paddle impeller

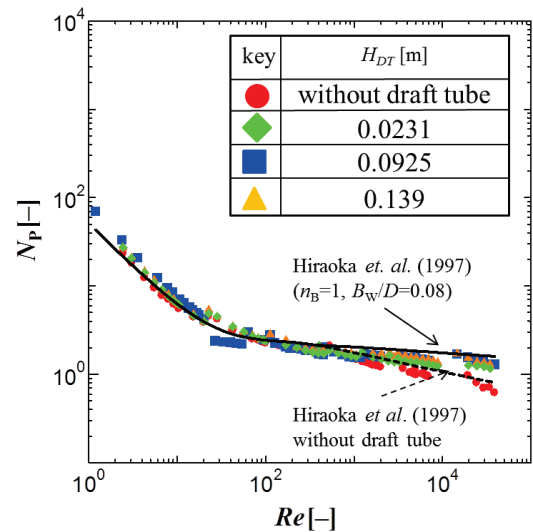


Fig. 3.3 Power number of pitched paddle impeller

3.2.2.2 ドラフトチューブ幾何形状および翼取り付け位置の影響

Table 3.3 に示したドラフトチューブを用いて翼取り付け位置を $C/H=0.1-0.8$ 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 枚羽根パドル翼あるいは 4 枚羽根ピッチドパドル翼である. **Figure 3.4** と **Figure 3.5** にそれぞれの攪拌翼で得られた動力数を示した. 記号の色で翼取り付け位置を示した. 二つの翼ともに動力数に若干の変動はあるが, 翼取り付け位置によらずほぼ一定の動力数であると解釈できる. 翼取り付け位置の影響を受けないのは槽内の一次流れが旋回流主体であるからと考えられる³⁶⁾. ドラフトチューブの幾何形状を種々に変化させた場合, A_{DT} が 0.53 でばらつき範囲ではない動力数の増加が見られるが, それを除くと傾向は見られず動力数は一定の値を示していると解釈できる. これは二次流れがドラフトチューブと槽壁の間を

上昇し、ドラフトチューブ内で下降するフローパターンがいずれの条件においても同様であるためと考えられる。さらに、パドル翼とピッチドパドル翼で得られたデータに対して、亀井らおよび平岡らの式でそれぞれ相関した結果、 Re 数を変化させた場合と同様、パドル翼では $n_B=1, B_W/D=0.05$ 、ピッチドパドル翼では $n_B=1, B_W/D=0.08$ とすれば十分に相関可能であることがわかった。

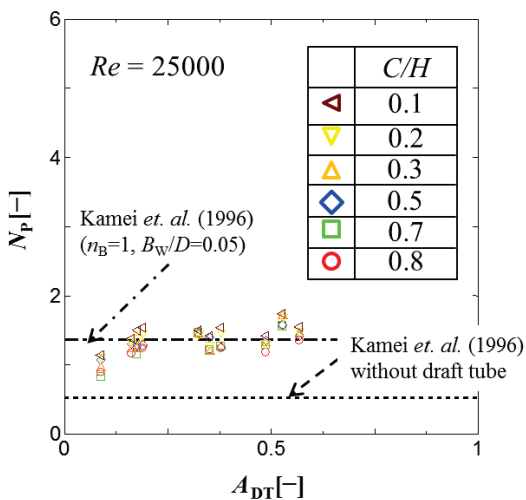


Fig. 3.4 Effect of draft tube geometry and impeller position on power number for paddle impeller

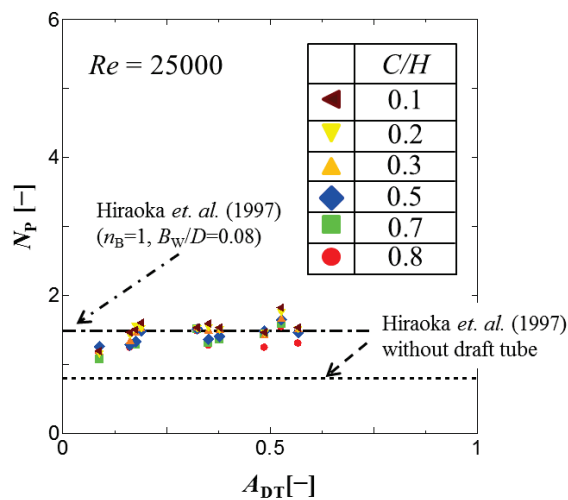


Fig. 3.5 Effect of draft tube geometry and impeller position on power number for pitched paddle impeller

3.2.2.3 種々の翼条件での攪拌所要動力への影響

Table 3.2 および Table 3.3 に示した種々の幾何形状の翼の攪拌所要動力を測定した。ドラフトチューブには内径 $d_{DT}=0.13$ m, $H_{DT}=0.0925$ m を使用し、攪拌翼の取り付け位置は $C/H=0.5$ とした。Figures 3.6–3.8 にパドル翼の幾何形状を変えて得られた動力数、Figures 3.9–3.11 にピッチドパドル翼の幾何形状を変えたものについてそれぞれ示した。Table 3.2 に示したように Fig. 3.8 以外の翼は $b/d=0.2$ である。

Figs. 3.6–3.8 からパドル翼の羽根枚数を増やした場合および翼幅を大きくした場合、動力数は増加し、翼径を大きくした場合、動力数は減少している。いずれのパドル翼の幾何形状に対しても、亀井らの式の相関値と傾向は一致しており、 $n_B=1, B_W/D=0.05$ とすれば十分に相関可能であった。図中の曲線が相関線である。Figs. 3.9–3.11 のピッチドパドル翼でもパドル翼と同様の傾向を示しており、 $n_B=1, B_W/D=0.08$ とすれば、平岡らの式で相関可能であった。

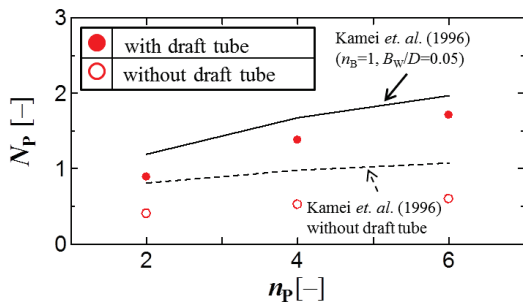


Fig. 3.6 Effect of impeller blade number on power number for paddle impeller

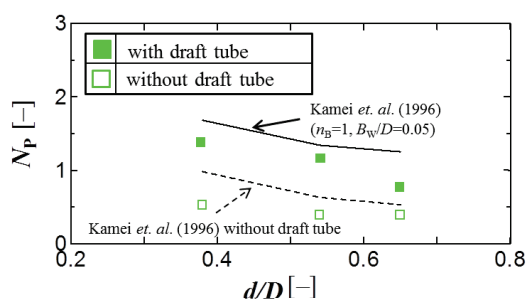


Fig. 3.7 Effect of impeller diameter on power number for paddle impeller

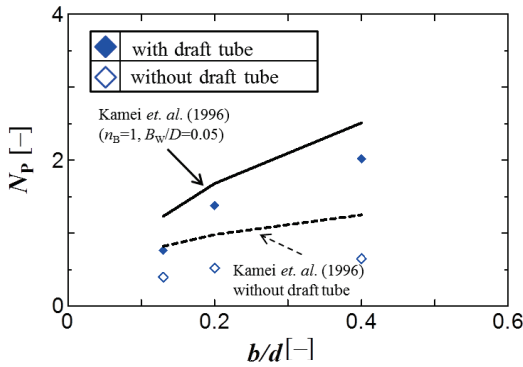


Fig. 3.8 Effect of height of impeller blade on power number for paddle impeller

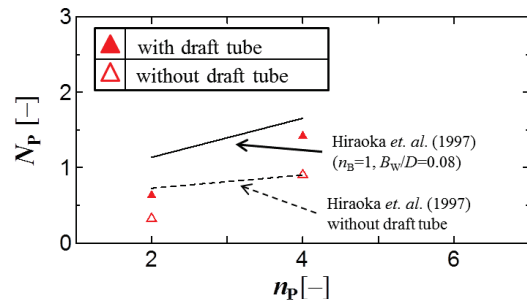


Fig. 3.9 Effect of impeller blade number on power number for pitched paddle impeller

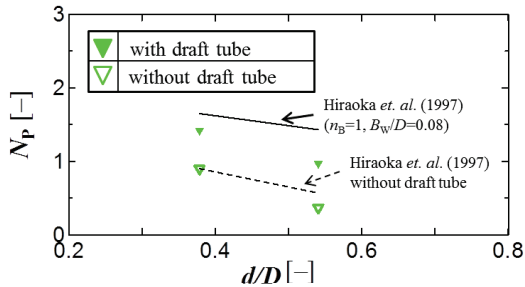


Fig. 3.10 Effect of impeller diameter on power number for pitched paddle impeller

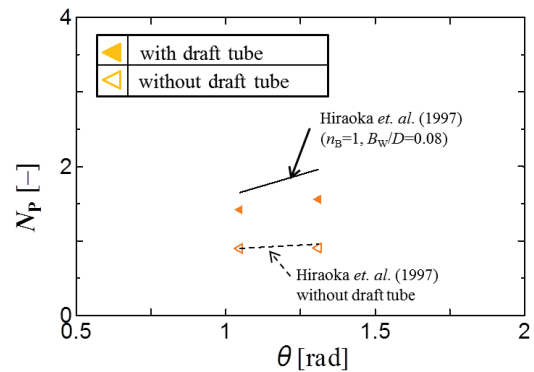


Fig. 3.11 Effect of angle of impeller blade on power number for pitched paddle impeller

3.3 ヘリカルコイル付攪拌槽の所要動力の相関

3.3.1 実験方法

攪拌槽にはアクリル樹脂製の平底円筒槽を用いた。槽内径は $D=0.183$ m とした。Figure 3.12 に各幾何形状の記号を示す。液高さは槽内径と等しくした。攪拌翼には翼径 $d=0.07$ m, $b/d=0.3$ の6枚羽根パドル翼を使用した。液はニュートン流体の代表である種々の粘度に調製した水飴水溶液を使用した。コイルとして3種類の肉厚のビニルホースを使用し、その外径 d_{CO} は 0.0041 , 0.011 , 0.017 m とした。また、巻きピッチ C_{CO} はコイル外径の整数倍 $1, 2, 4, 8$ 倍とした。ドラフトチューブ兼用として設置した場合の巻き内径 d_{DT} は 0.13 m, コイル取り付け高さは液高さの $1/2$ とした。翼の取り付け高さを変える実験をしたとき、ドラフトチューブは移動させず、槽中央に固定した。

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は SATAKE ST-3000 である。動力測定法はこれまでと同じである。

3.3.2 結果と考察

3.3.2.1 幅広い Re 数での攪拌所要動力

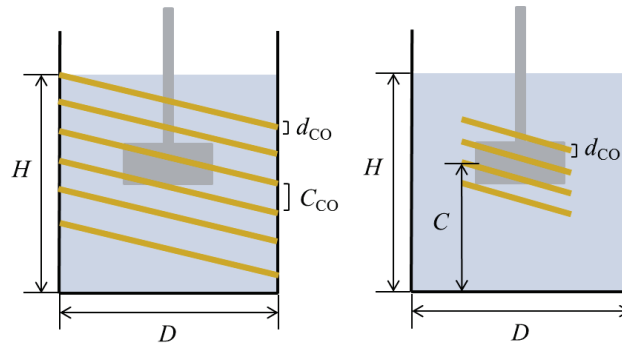


Fig. 3.12 Geometry of vessel with coil

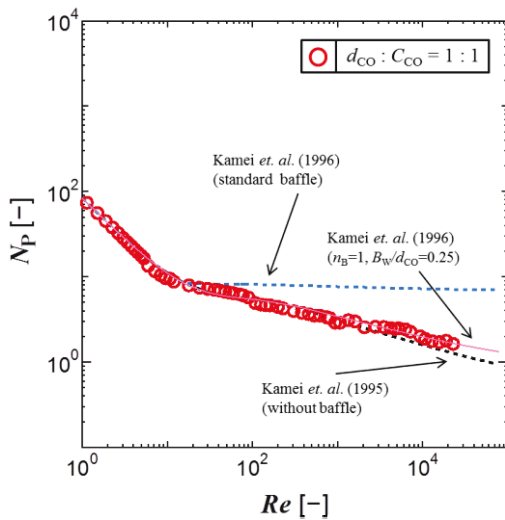


Fig. 3.13 Power number of paddle impeller with coil on vessel wall

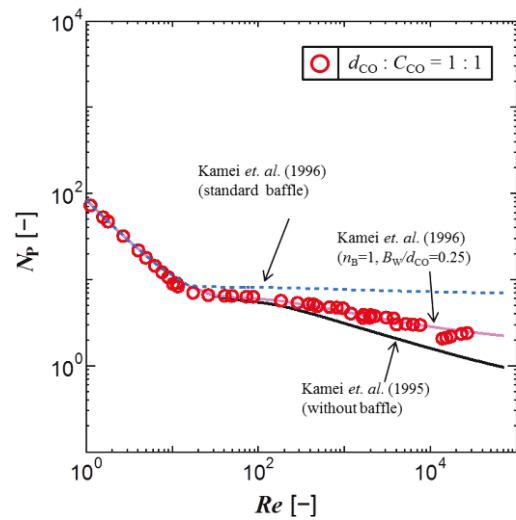


Fig. 3.14 Power number of paddle impeller with draft tube type coil

幅広い Re 数で攪拌所要動力を測定した。Figures 3.13, 3.14 はそれぞれパドル翼で測定された壁面にコイルを巻き付けた場合と槽中間部にコイルを設置した場合の動力線図である。図中の破線が従来の相関式による邪魔板無し攪拌槽の動力線図であり、青い破線が標準邪魔板条件の攪拌槽の相関線である。いずれの場合も、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コイル付攪拌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、コイル付攪拌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。この傾向はドラフトチューブを設置した攪拌槽、角型槽の所要動力の傾向と全く同じであった^{7,5)}。

幅広い Re 数で動力数をパドル翼に対して亀井らの式^{1,2)}を用いて推算してみた。Figs. 3.13, 3.14 に示した赤い曲線がその相関線である。いずれのコイル設置方法でも式中のパラメータである邪魔板枚数 $n_B=1$ に固定したところ、前者は邪魔板幅 $B_W=0.25 d_{CO}$ とすれば、第8章で報告したドラフトチューブの相関と同じ結果が得られ、後者は $B_W=0.05 D$ とすれば相関値と実測値がよく一致した。

3.3.2.2 翼取り付け位置の影響

翼取り付け位置を $C/H=0.1-0.8$ まで変化させて攪拌所要動力を測定した。Figure 3.15 と Figure 3.16 にそれぞれのコイル設置方法で得られた動力数を示した。二つのコイルともに動力数に若干の変動はあるが (Fig. 3.16 中の $C/H=0.1$ という槽底近傍に翼を設置した極めて特殊な場合を除き)、翼取り付け位置によらずほぼ一定の動力数であると解釈できる。翼取り付け位置の影響を受けないのはコイルの邪魔板効果が小さく槽内の一次流れ

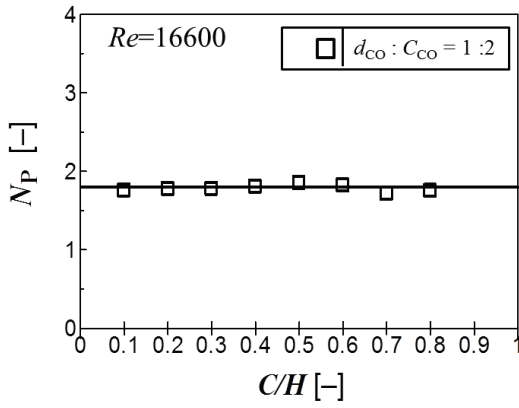


Fig. 3.15 Effect of impeller position on power number for coil on vessel wall ($d_{CO}=0.011$ m)

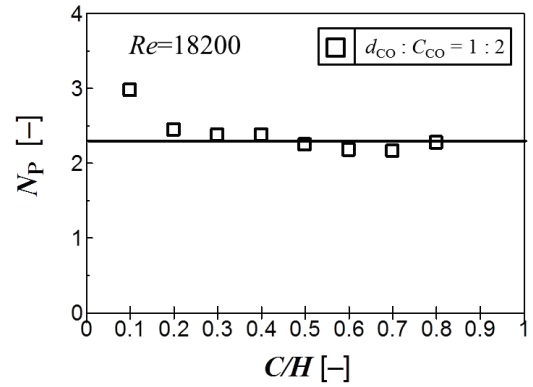


Fig. 3.16 Effect of impeller position on power number for draft tube type coil ($d_{CO}=0.011$ m)

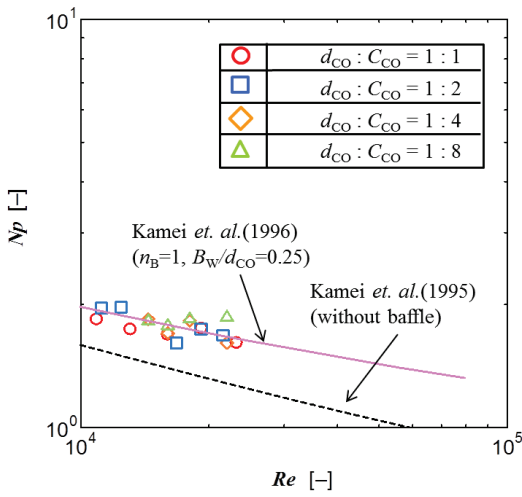


Fig. 3.17 Effect of coil pitch on power number with coil on vessel wall

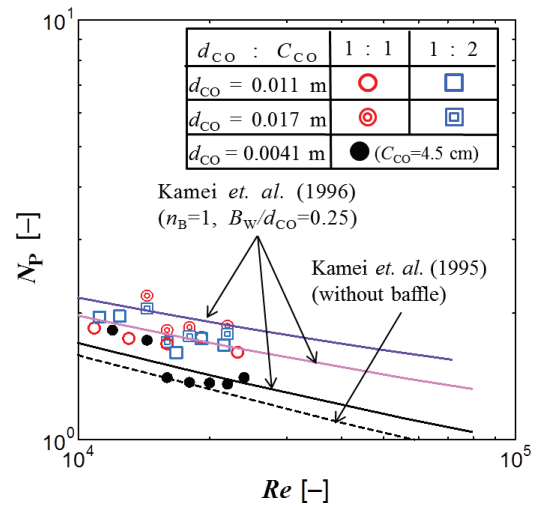


Fig. 3.18 Effect of coil diameter on power number with coil on vessel wall

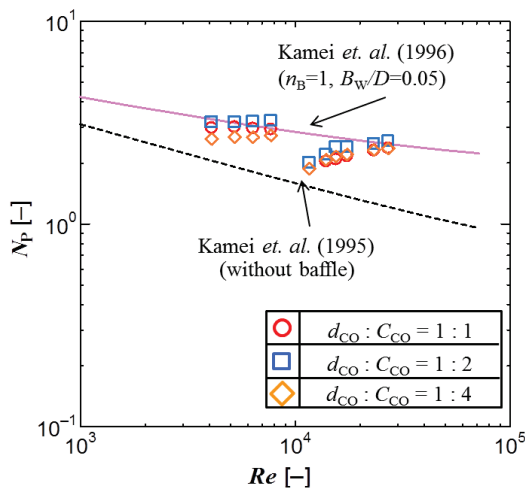


Fig. 3.19 Effect of coil pitch on power number with draft tube type coil

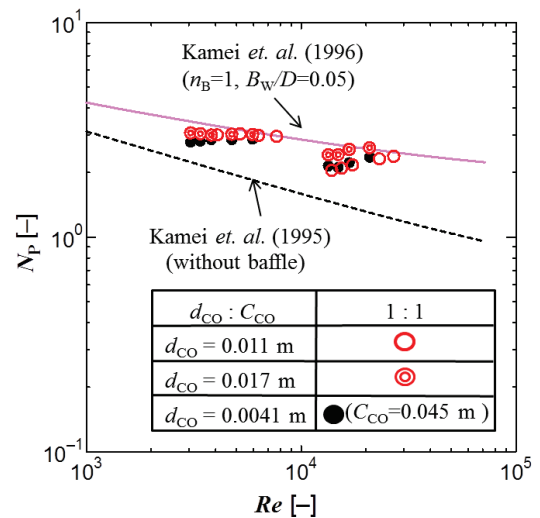


Fig. 3.20 Effect of coil pitch on power number with draft tube type coil

が旋回流主体であるからと考えられる³⁶⁾。この傾向は先に筆者らが報告したドラフトチューブ付攪拌槽⁷⁾や角型槽⁵⁾の傾向と一致しているものである。

3.3.2.3 コイルの管径と巻きピッチの影響

コイルの幾何形状（コイル径、巻きピッチ）を変化させた場合の攪拌所要動力を測定した。前節で示したように攪拌翼の取り付け位置は動力数にはほぼ影響しなかったため、槽中央部の $C/H=0.5$ とした。Figures 3.17 および 3.18 にはそれぞれ槽壁にコイルを取り付けた場合のコイルの管径の影響、コイルの巻きピッチの影響を示し、Figures 3.19 および 3.20 には槽中央にドラフトチューブ兼用として取り付けられた場合のそれを示した。槽壁に取り付けた場合とドラフトチューブのように取り付けられた場合の動力数の傾向は大きく異なっていた。

Fig. 3.17 からは、槽壁に取り付けた場合、動力数は巻きピッチの影響はないことが、Fig. 3.18 からはコイル径の影響を大きく受けることがわかった。このときの動力数は既存の相関式で $n_B=1, B_w/d_{co}=0.25$ とすれば動力数をほぼ推算できた。コイル径の影響を受けるということは、非常に緩い条件であるがコイルが多少の邪魔板効果をもつ傾向にあることを示している。

ドラフトチューブのように取り付けられた場合は、まさしくドラフトチューブ付攪拌槽と全く同じ動力数になっていた。またこのとき、Fig. 3.19 からは巻きピッチの影響が、Fig. 3.20 からはコイル径の影響がほぼ無視できると考えられ、その動力数は $n_B=1, B_w/D=0.05$ とすれば十分に相関可能であった。図中の曲線が相関線であるが、これはドラフトチューブ付攪拌槽の相関線と全く同じである。Figs. 3.19 および 3.20 中の攪拌 Re 数が 1 万数千における動力数が相関線より低めの値となっているのはトルクメータの精度の問題である。

以上のことより、既往の亀井らの相関式を用いて相関するには次のように邪魔板条件を適用すればよい。伝熱コイルを槽壁に取り付けた場合ではコイル径の影響を受けるため $n_B=1, B_w/d_{co}=0.25$ とすればよく、ドラフトチューブ兼用で取り付けられた場合はコイル径や巻きピッチの影響を受けず $n_B=1, B_w/D=0.05$ とすれば十分に推算できる。

3.4 角型攪拌槽の所要動力の相関

3.4.1 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 3.21 に示すように外接円の内径 D が 0.183 m および 0.240 m 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 $d = 0.076$ および 0.100 m、翼幅 $b/d = 0.2$ の 2,4 および 6 枚羽根パドル翼、翼径 $d = 0.070$ および 0.100 m、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 $d = 0.060$ および 0.100 m の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と同じである。

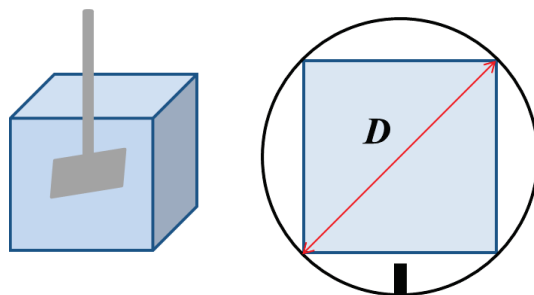


Figure 3.21 Dimension of rectangular mixing vessel

3.4.2 結果と考察

3.4.2.1 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 3.22–3.24 はそれぞれパドル翼,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。図中の黒破線,赤破線はそれぞれ液高さを角槽の対角線,角槽の一边としたときの邪魔板な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边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^{24,26}、ピッチドパドル翼に対しては平岡らの式¹¹)を用いて角槽の動力数を推算した。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な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な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べよ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。

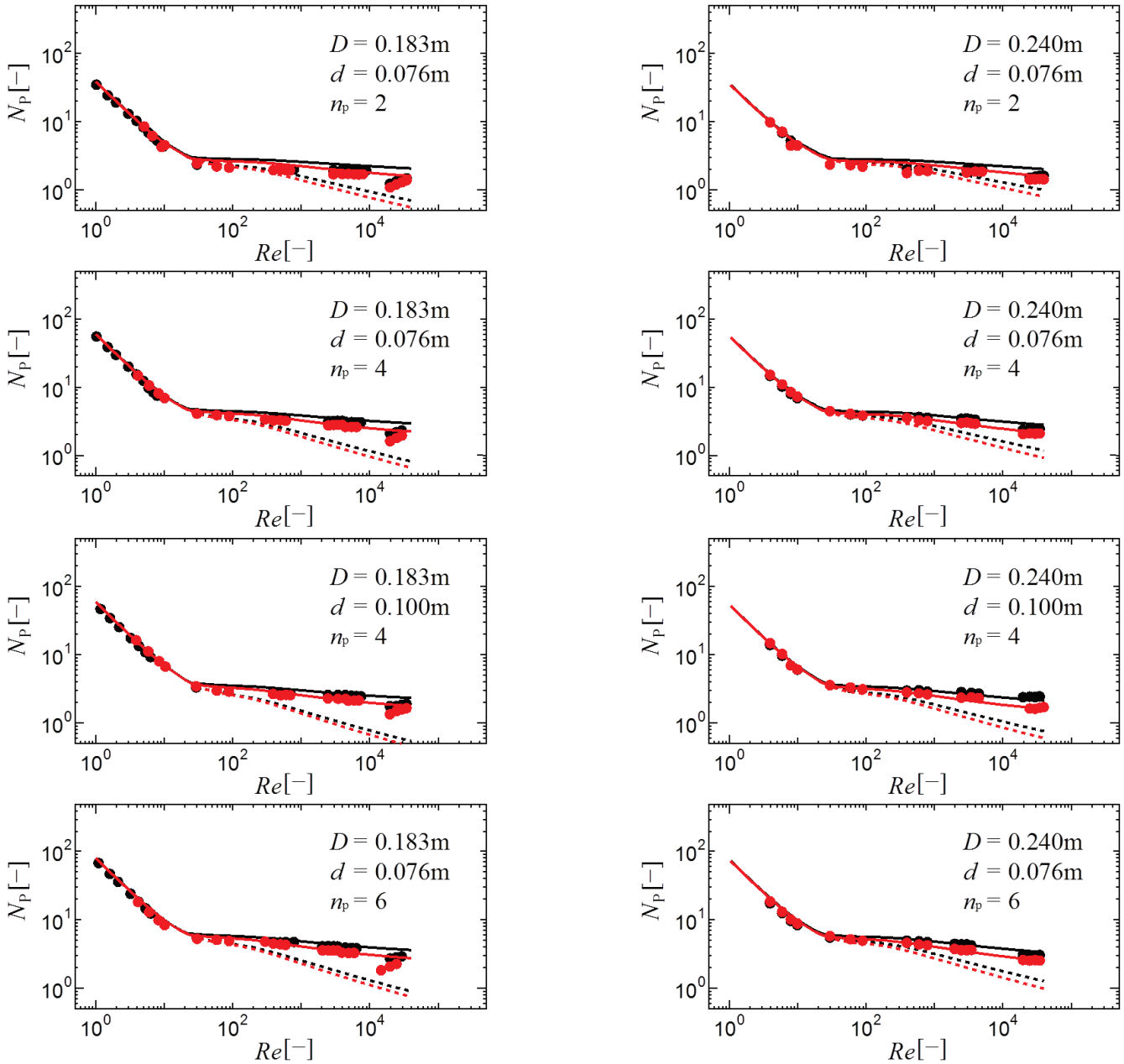


Figure 3.22 Correlation of power number for rectangular vessel with paddle impeller. Symbols are power number observed and lines are correlated ones. Black broken line; non-baffled cylindrical vessel with liquid height equal to the diagonal, Red broken line; non-baffled cylindrical vessel with liquid height equal to the side, 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. Correlation lines are from Kamei *et al.*, (1995, 1996).

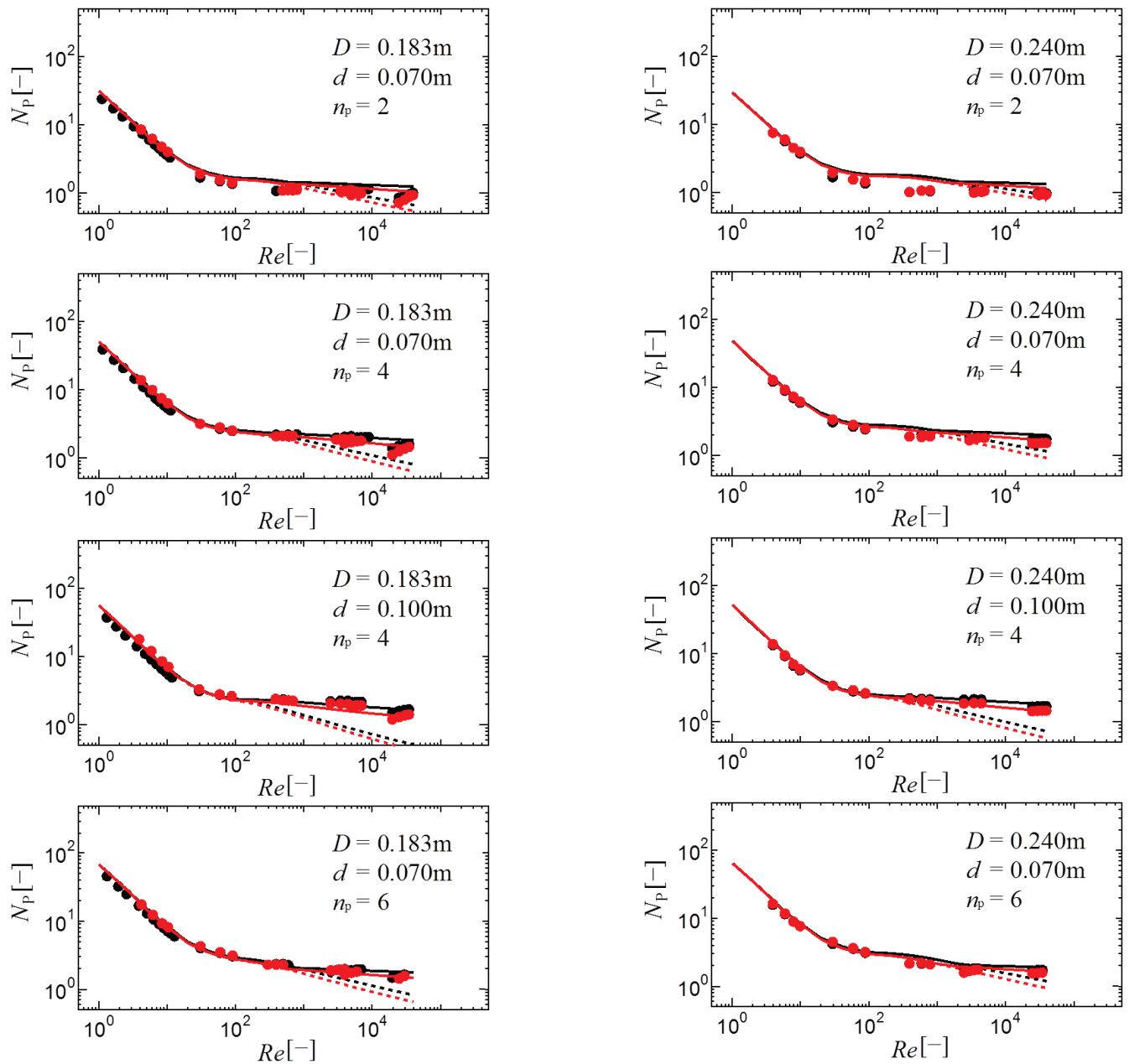


Figure 3.23 Correlation of power number for rectangular vessel with pitched paddle impeller. The symbols and lines are the same as in Fig. 3.22. Correlation lines are from Hiraoka *et al.*, (1997).

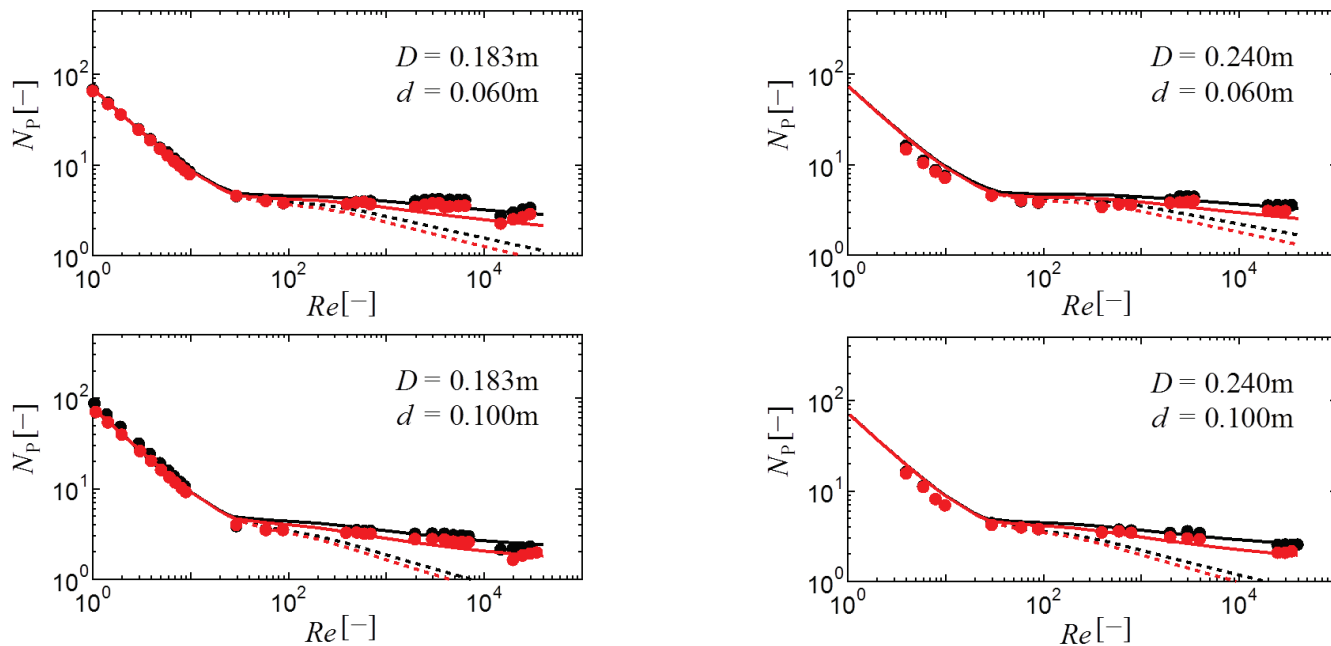


Figure 3.24 Correlation of power number for rectangular vessel with Rushton turbine. The symbols and lines are the same as in Fig. 3.22. Correlation lines are from Kamei *et al.*,(1995, 1996).

3.4.2.2 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 とするのかは極めて重要である。角槽の代表長さとして次の三つが考えられる。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、相関線は実測値と満足できる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。

3.4.2.3 翼取り付け位置の影響

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け位置によって動力数が変化する可能性がある。そこで、翼取り付け位置を $C/H=0.1-0.8$ 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 枚羽根ピッチドパドル翼および Rushton タービン翼である。**Figure 3.25** にそれぞれの攪拌翼で得られた動力数を示した。横軸が翼取り付け位置である。いずれの翼も翼取り付け位置によらずほぼ一定の動力数であると解釈できる。翼取り付け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。これは加藤らの研究³⁵⁾で、邪魔板 1 枚の円筒槽に対して、翼取り付け位置が動力数に影響を及ぼさな

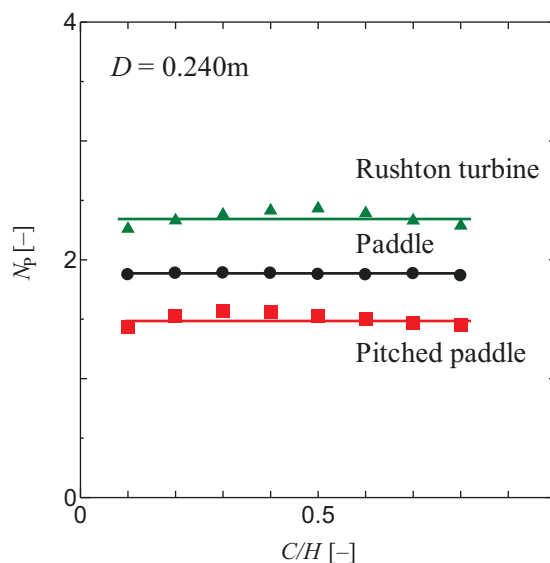


Figure 3.25 Effect of impeller position on power number

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。

3.5 直方体型攪拌槽

3.5.1 実験方法

使用した攪拌槽はアクリル樹脂製の断面が長方形の角型槽であり、**Figure 3.26** に示すように角型槽内側の短辺の長さ a および長辺の長さ a' をそれぞれ 0.170 および 0.255 m(すなわち、 $a'=1.5a$)、0.170 および 0.340 m(すなわち、 $a'=2a$)となるように設定した。液高さは 0.240 m とした。攪拌翼には **Table 3.4** に示す種々の幾何形状のパドル翼、傾斜パドル翼、およびプロペラ翼を使用した。プロペラ翼の幾何形状は **Figure 3.27** に示した。攪拌液は種々の粘度の水飴水溶液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た。使用したトルクメータは SATAKE ST-3000 である。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と同じである。

3.5.2 結果と考察

3.5.2.1 攪拌槽の代表長さ

攪拌レイノルズ数が小さい層流域において、パドル翼を用いたときの動力数を **Table 2.2** に示す亀井らの式^{24, 26)}を用いて相関するために、攪拌槽の代表長さ D をどのように決定したらよいかをまず検討した。円筒槽の代表長さは攪拌槽の内径を D としているが、長方形の場合にはどの部分の長さを D とするか一考の余地がある。**Figure 3.28** および **Figure 3.29** はそれぞれ $a'=1.5a$ 、 $a'=2a$ の攪拌槽で測定された動力数および種々の箇所を D とおいたときの動力数相関結果を示す。 D の候補は槽水平断面の長方形の短辺の長さ a 、長辺の長さ a' 、槽断面が正方形の場合に有効だった外接円の直径のうち短辺を基準とした場合の $\sqrt{2}a$ 、長辺を基準とした場合の $\sqrt{2}a'$ が考えられる。**Fig. 3.28** および **Fig. 3.29** より、 $D = \sqrt{2}a$ とした場合の相関結果が最も実験値と一致した。

3.5.2.2 幅広い攪拌 Re 数における動力相関

幅広い Re 数領域で攪拌所要動力を測定し、種々の攪拌翼に対して相関した結果を $a'=1.5a$ のものは、**Figures 3.30–3.32** に、 $a'=2a$ のものは **Figures 3.33–3.35** に示す。図中の黒実線は、代表長さ $D = \sqrt{2}a$ とし、断面の対角線長さ $(\sqrt{a^2 + a'^2})$ の 1/10 の幅を持つ邪魔板を 1 枚としたときの相関線である。いずれの翼に対しても、相関線と実測値がよく一致した。つまり、直方体型攪拌槽の動力数は、「邪魔板枚数 : $n_B = 1$, 邪魔板幅 : $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ 」としたところ十分に推算できた。

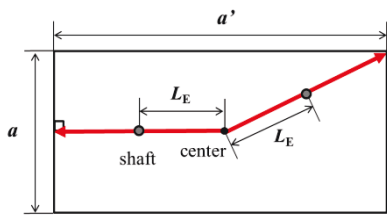
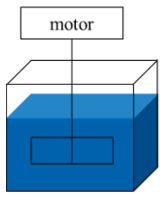


Figure 3.26 Dimension of rectangular mixing vessel

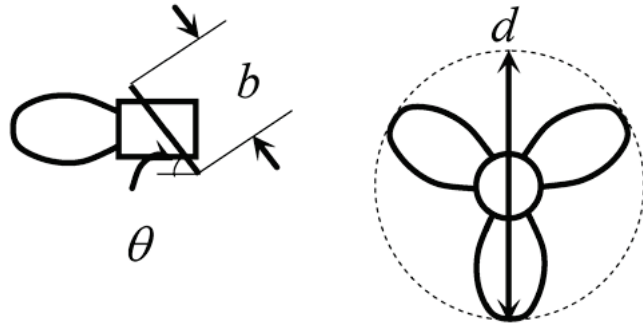


Figure 3.27 Dimension of propeller impeller

Table 3.4 Geometry of several kinds of impellers

Impeller	d [m]	b [m]	n_p [-]	θ [rad]
(1) paddle	0.070	0.028	2	$\pi/2$
(2) paddle	0.070	0.021	3	$\pi/2$
(3) paddle	0.100	0.020	4	$\pi/2$
(4) paddle	0.076	0.19	6	$\pi/2$
(5) pitched paddle	0.100	0.026	2	$\pi/4$
(6) pitched paddle	0.070	0.015	4	$\pi/3$
(7) pitched paddle	0.100	0.022	4	$\pi/6$
(8) pitched paddle	0.070	0.017	6	$\pi/4$
(9) propeller	0.073	0.019	3	$\pi/4$
(10) propeller	0.069	0.022	3	$\pi/6$

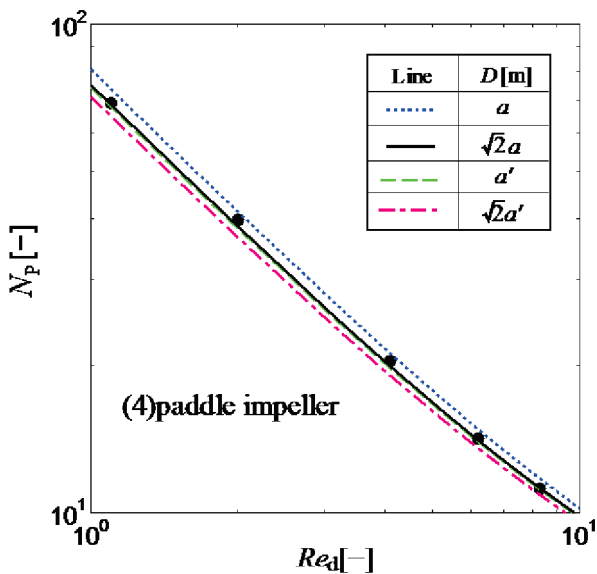


Figure 3.28 Correlation of power number of rectangular vessel ($a'=1.5a$) in laminar region. Correlation lines are from Kamei *et al.*, (1996).

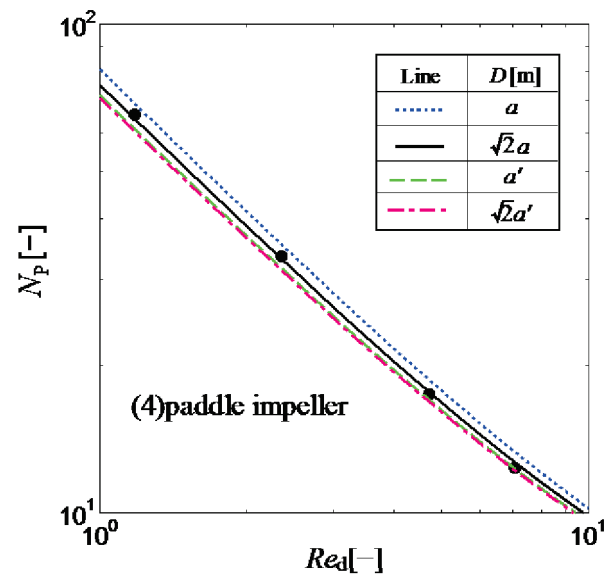


Figure 3.29 Correlation of power number of rectangular vessel ($a'=2a$) in laminar region. Correlation lines are from Kamei *et al.*, (1996).

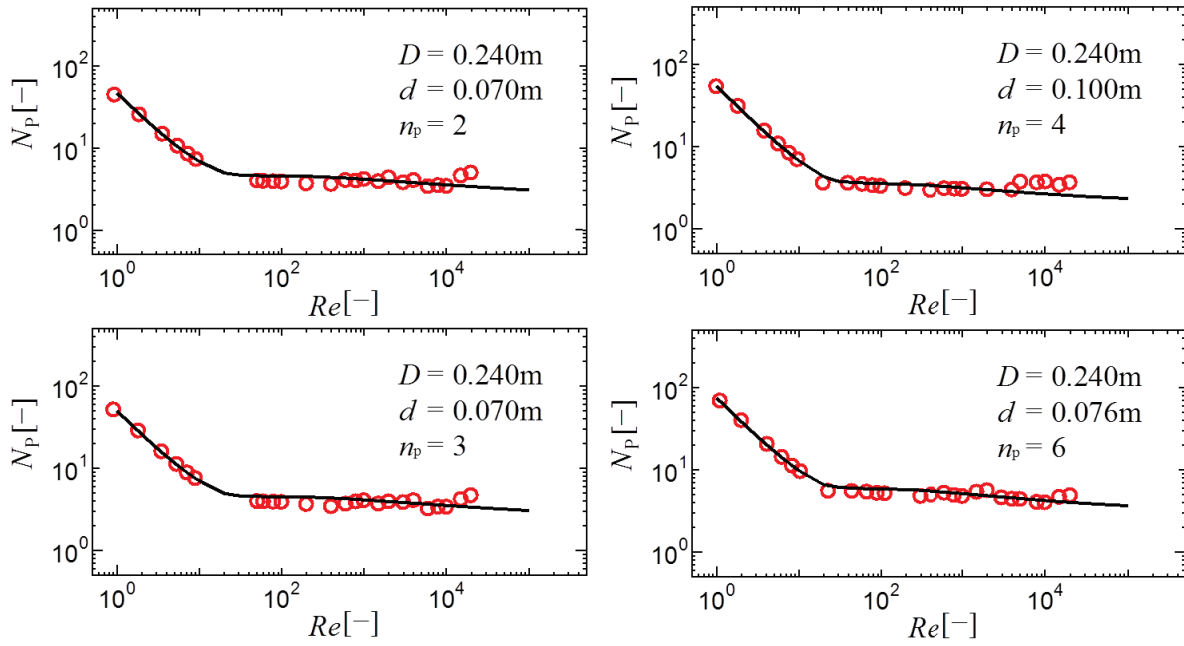


Figure 3.30 Correlation of power number for rectangular vessel ($a'=1.5a$) with paddle impeller. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kamei *et al.*, (1996))

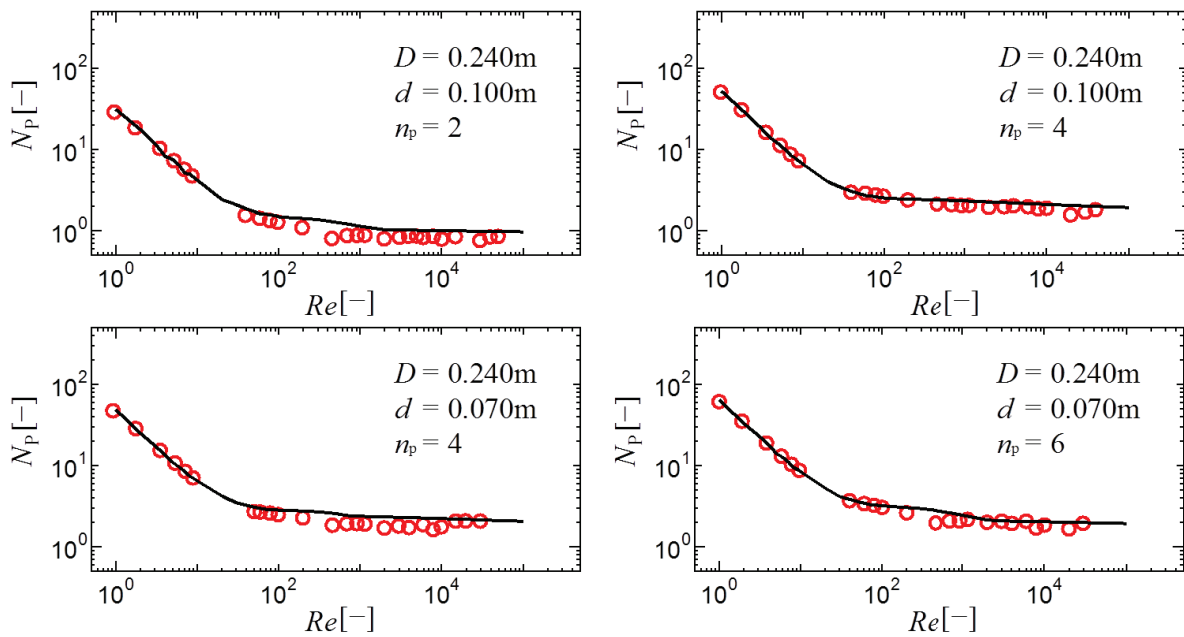


Figure 3.31 Correlation of power number for rectangular vessel ($a'=1.5a$) with pitched paddle impeller. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kamei *et al.*, (1996))

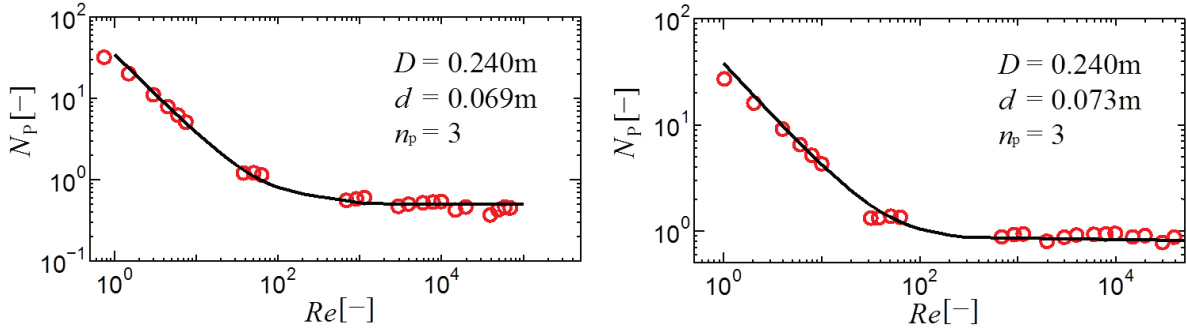


Figure 3.32 Correlation of power number for rectangular vessel ($a'=1.5a$) with propeller impeller. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kamei *et al.*, (1996))

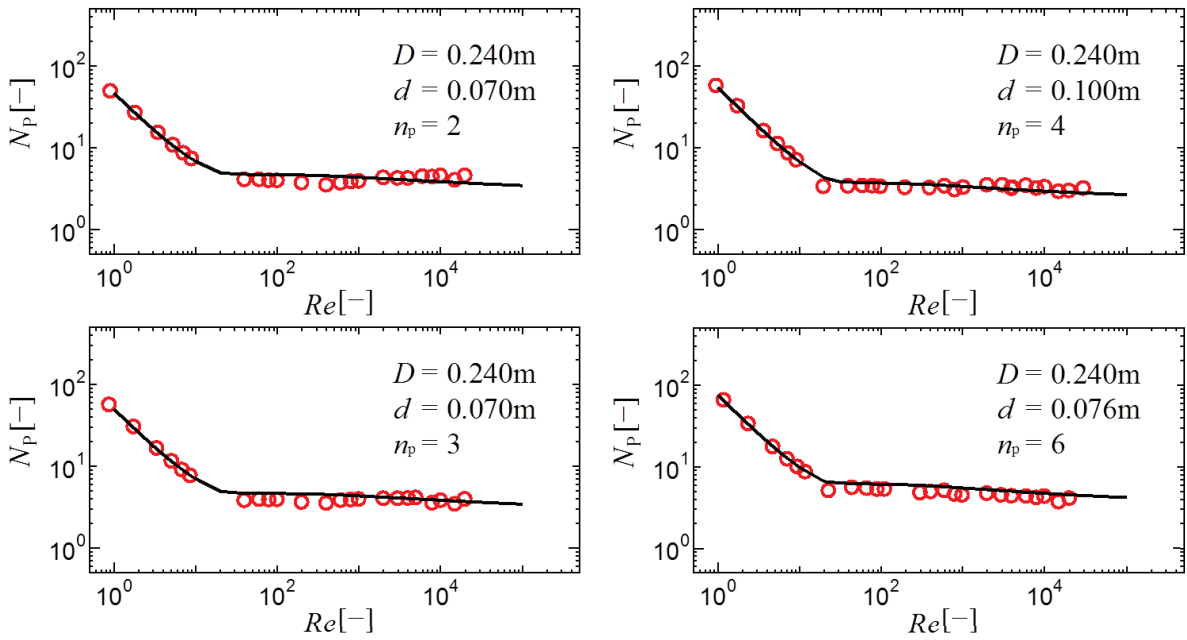


Figure 3.33 Correlation of power number for rectangular vessel ($a'=2a$) with paddle impeller. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kamei *et al.*, (1996))

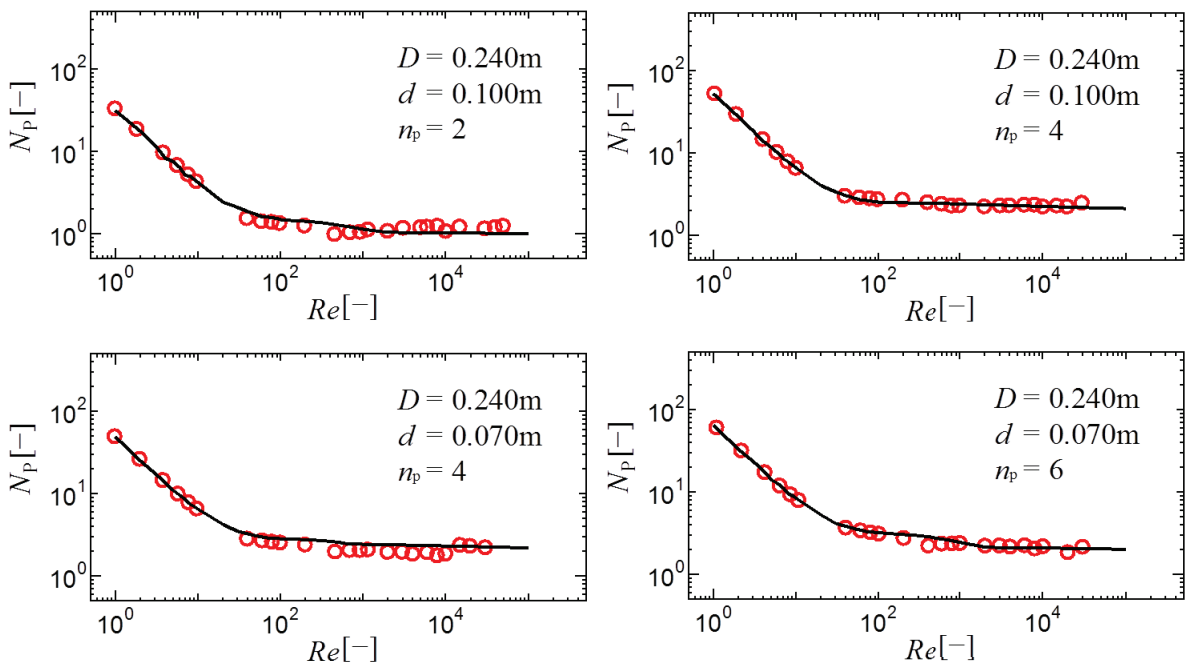


Figure 3.34 Correlation of power number for rectangular vessel ($a'=2a$) with pitched paddle impeller. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kamei *et al.*, (1996))

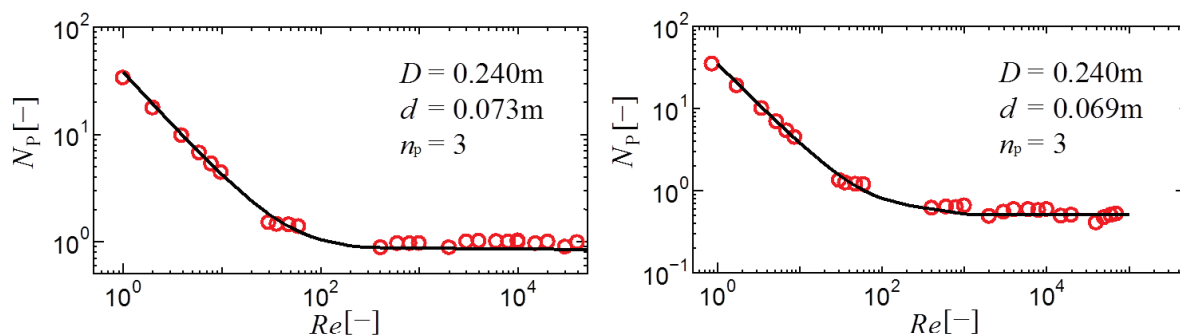


Figure 3.35 Correlation of power number for rectangular vessel ($a'=2a$) with propeller impeller. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kamei *et al.*, (1996))

3.6 角型偏芯攪拌槽の所要動力の相関

3.6.1 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の角型槽であり、角型槽内側の一辺の長さは Fig. 3.21 で示したように外接円の半径 D が 0.240 m および 0.367 m となるように設定した。液高さは槽径と等しくなるように満たした。液は水道水を使用した。攪拌翼には翼径 $d=0.070, 0.076$ および 0.100 m, 翼幅 $b/d=0.2, 0.25, 0.3$ および 0.4 , 羽根枚数は 2, 3, 4, 6 および 8 枚羽根のパドル翼と翼径 $d=0.073$ および 0.069 m, 翼幅 $b/d=0.25$ および 0.32 , 羽根角度 $\theta=\pi/4$ および $\pi/6$ の 2 種類の 3 枚羽根プロペラ翼を使用した。層流域では偏芯効果がなく動力数は中心攪拌と同じ値になるため、乱流域のみ測定した。

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は SATAKE ST-3000 である。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と同じである。

Table 3.5 Geometry of several kinds of impellers

Impeller	d [m]	b [m]	n_p [-]	θ [rad]
(1) paddle	0.070	0.028	2	$\pi/2$
(2) paddle	0.070	0.021	3	$\pi/2$
(3) paddle	0.076	0.019	4	$\pi/2$
(4) paddle	0.100	0.020	4	$\pi/2$
(5) paddle	0.076	0.019	6	$\pi/2$
(6) paddle	0.076	0.019	8	$\pi/2$
(7) pitched paddle	0.100	0.026	2	$\pi/4$
(8) pitched paddle	0.070	0.015	4	$\pi/3$
(9) pitched paddle	0.100	0.022	4	$\pi/3$
(10) pitched paddle	0.070	0.018	6	$\pi/4$
(11) propeller	0.073	0.018	3	$\pi/4$
(12) propeller	0.069	0.022	3	$\pi/6$

3.6.2 角型偏芯槽の動力相関

3.6.2.1 パドル翼

パドル翼および Rushton タービン翼に対して決定された Table 2.2 に示した亀井らの式^{24, 26)}の邪魔板付攪拌槽の式の中のパラメータのうち、整数値を取る邪魔板枚数 n_B を 1 に固定したところ、邪魔板幅 B_W にそのまま偏芯長さ L_E を代入して、相関した結果を **Figures 3.36, 3.37** に示す。角槽の場合の偏芯の仕方は二通りあり、直角方向に偏芯させる方法と対角線方向に偏芯させる場合である。Fig. 3.36 は直角方向にずらした場合、Fig. 3.37 は対角線方向にずらした場合である。図中の記号は実測値であり、実線が亀井らの相関線である。多少ばらついてはいるが亀井らの方向でもこの程度の誤差は生じており、相関式の係数を修正せず、さらに偏芯方向によらず、この程度のデータのまとまりであれば問題ないと考えられる。ただし、このときの N_{P0} は円筒槽ではなく角槽の中心攪拌時の動力数を代入した。すなわち、邪魔板条件の動力相関式を以下の式とすることで簡単に動力を推算できた。

$$N_P = [(1 + x^{-3})^{-1/3}] N_{Pmax} \tag{3.1}$$

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

パドル翼での実験で用いた角槽のサイズは 1 辺が 0.170 m であり、測定されるトルク値が若干小さい条件でもあったので、スケールアップした大型の 1 辺が 0.260 m (対角線の長さ $D=0.367$ m) の角槽を用いてデータを取得した。その結果を **Figures 3.38, 3.39** に示す。パドル翼の羽根枚数が 6 枚の時に若干相関値と外れる値が得られたが、Figs. 3.36, 3.37 より相関値に近い値が得られた。

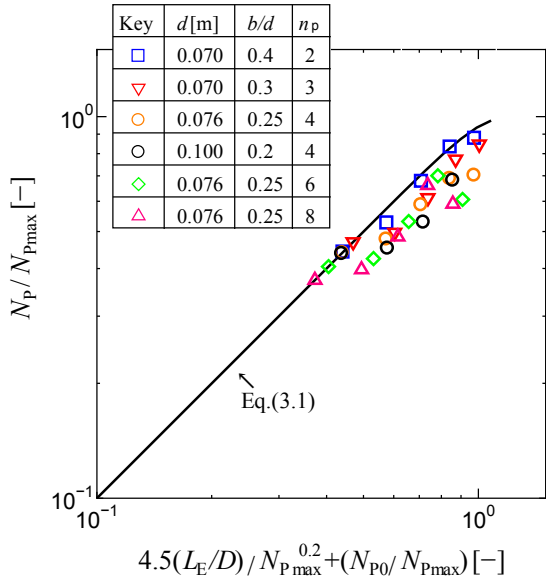


Figure 3.36 Correlation of power number of lateral eccentric rectangular vessel with Eq. (3.1) for paddle impeller.

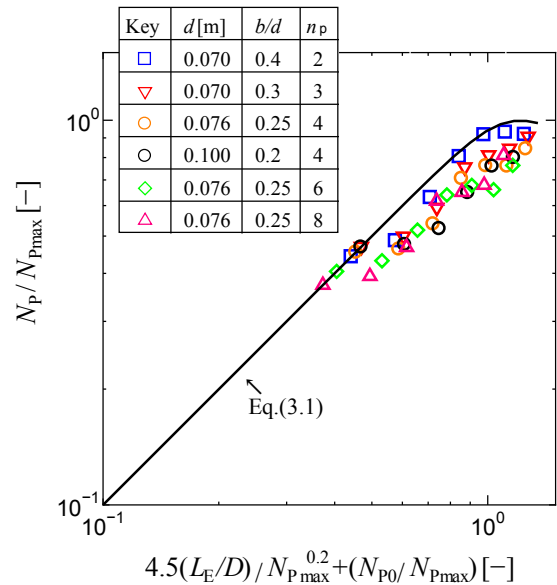


Figure 3.37 Correlation of power number of diagonal eccentric rectangular vessel with Eq. (3.1) for paddle impeller.

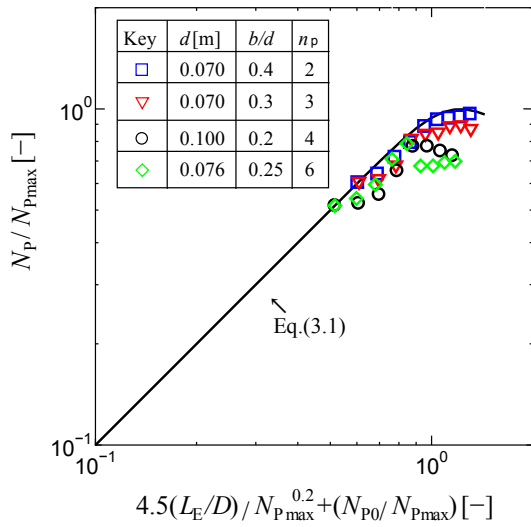


Figure 3.38 Correlation of power number of lateral eccentric rectangular large vessel with Eq. (3.1) for paddle impeller.

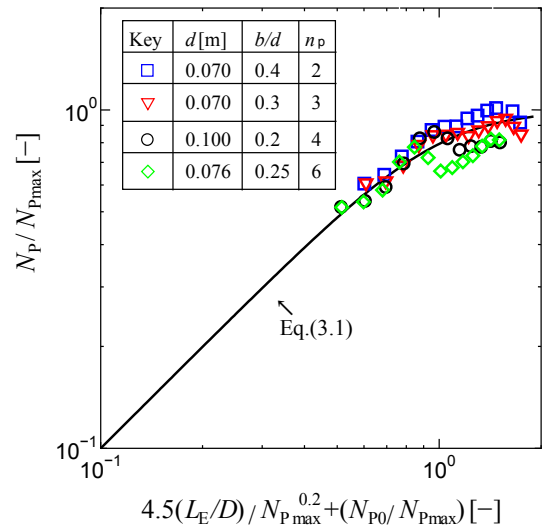


Figure 3.39 Correlation of power number of diagonal eccentric rectangular large vessel with Eq. (3.1) for paddle impeller.

3.6.2.2 ピッチドパドル翼

ピッチドパドル翼に対して決定された(1.21)式に示した平岡らの式¹¹⁾の邪魔板付攪拌槽の式の中のパラメータのうち、整数値を取る邪魔板枚数 n_B を 1 に固定したところ、邪魔板幅 B_w にそのまま偏心長さ L_E を代入して、相関した結果を **Figures 3.40, 3.41** に示す。Fig. 3.40 は直角方向にずらした場合、Fig. 3.41 は対角線方向にずらした場合である。パドル翼の場合と同様に、図中の記号は実測値であり、実線が相関線である。偏芯させた場合、ピッチドパドル翼では以下のように平岡らの式を修正することで良好に動力を推算できる。

$$N_p = (1 + x^{-3})^{-1/3} N_{pmax} \quad (3.2)$$

$$x = 4.5(L_E/D) / \{(2\theta/\pi)^{0.72} N_{pmax}^{0.2}\} + N_{p0}/N_{pmax}$$

Figures 3.42, 3.43 にパドル翼同様にスケールアップした大型の 1 辺が 0.260 m(対角線の長さ $D=0.367$ m)の角

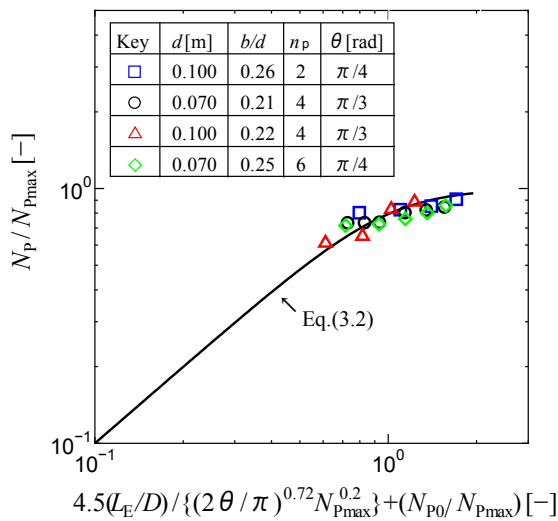


Figure 3.40 Correlation of power number of lateral eccentric rectangular vessel with Eq. (3.2) for pitched paddle impeller.

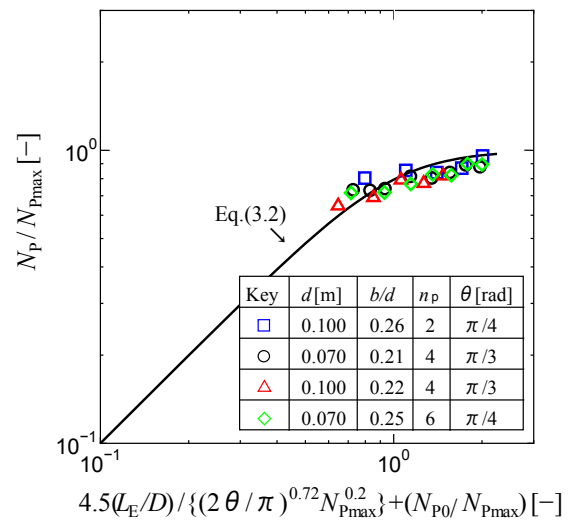


Figure 3.41 Correlation of power number of diagonal eccentric rectangular vessel with Eq. (3.2) for pitched paddle impeller.

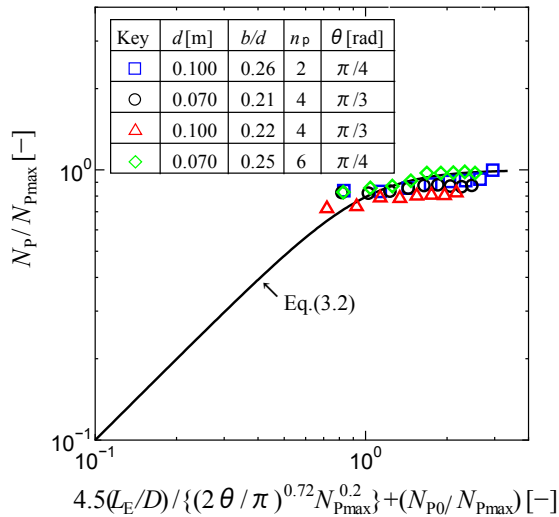


Figure 3.42 Correlation of power number of lateral eccentric rectangular large vessel with Eq. (3.2) for pitched paddle impeller.

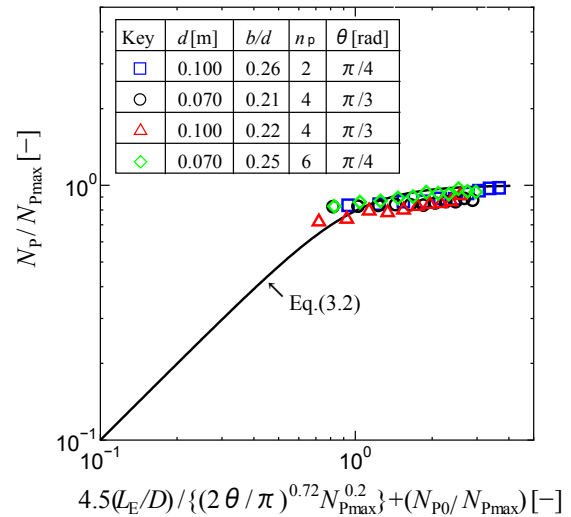


Figure 3.43 Correlation of power number of diagonal eccentric rectangular large vessel with Eq. (3.2) for pitched paddle impeller.

槽を用いて得られたデータを示した。スケールアップした場合でも良好に(3.2)式で推算できる。

3.6.2.3 プロペラ翼

プロペラ翼対して決定された(1.25)式に示された相関式³⁴⁾の邪魔板付き攪拌槽の式の中のパラメータのうち、整数値を取る邪魔板枚数 n_B を 1 に固定し、邪魔板幅 B_W にそのまま偏芯長さ L_E を代入して、相関した結果を **Figures 3.44** および **3.45** に示す。Fig. 3.44 は直角方向にずらした場合、Fig. 3.45 は対角線方向にずらした場合である。図中の記号は実測値であり、実線が相関線である。パドル翼や傾斜パドル翼の場合はこの相関線とよく一致したのと同様、プロペラ翼の場合も実測値は相関値とよく一致した。しかし、パドル翼のように偏芯長さが小さいときは動力数が小さくなるのではなく、プロペラ翼は偏芯長さによらず、すでに完全邪魔板条件に近い動力数を取るため、常に一定値を示す傾向にあった。このときの N_{P0} は円筒槽ではなく角槽の中心攪拌時の動力数を代入し、相関線は、パドル翼の場合と同様、邪魔板条件の動力相関式の中の邪魔板幅を偏芯長さに置き換えたものである。

$$N_p = [(1 + x^{-3})^{-1/3}] N_{P_{\max}} \quad (3.3)$$

$$x = 4.5 (L_E/D) / \{(2\theta/\pi)^{0.72} N_{P_{\max}}^{0.2}\} + N_{P_0}/N_{P_{\max}}$$

この原因は以下のように考えられる。**Figure 3.46** に Rushton タービン翼と本実験で用いたプロペラ翼の動力線図を示す。タービンの場合は邪魔板あり攪拌では攪拌レイノルズ数が 10 のオーダーで邪魔板なし攪拌槽の動力線図から分岐し始めるが、プロペラ翼の場合は 10^3 のオーダーからの分岐になる。したがって、邪魔板ありとなしの動力数の差が比較的小さく、緩い邪魔板条件でも完全邪魔板条件に近い数値になるためであると考えられる。これは、タービン翼が放射流主体の翼であるのに対し、プロペラ翼は軸流主体の翼であるためと考えられる。

もう一つの考え方として、偏芯長さによらず一定の動力数を取るため、Figs. 3.44, 3.45 より $N_p = 0.89 N_{P_{\max}}$ と解釈できることから、単純化された次式で相関することもできる。

$$N_p = 5.8(n_p^{0.7} b \sin^{1.6} \theta / d)^{1.7} \quad (3.4)$$

スケールアップした大型の 1 辺が 0.260 m(対角線の長さ $D=0.367$ m)の角槽を用いて得られたデータを

Figures 3.47, 3.48 に示した. Fig. 3.47 は直角方向にずらした場合, Fig. 3.48 は対角線方向にずらした場合である. これらに対して, いずれの場合も(3.3)式および(3.4)式のどちらでも良好に推算できる.

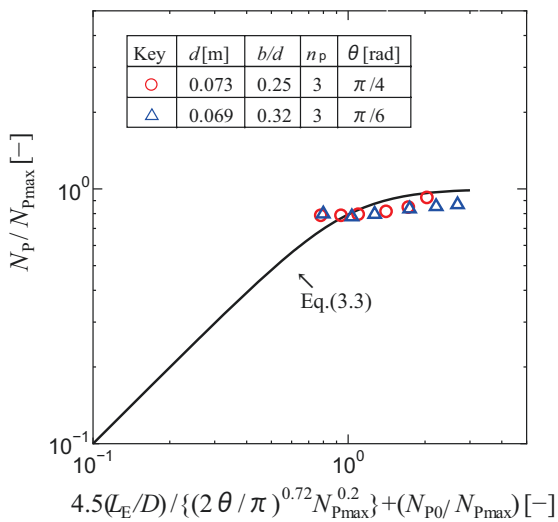


Figure 3.44 Correlation of power number of lateral eccentric rectangular vessel with Eq. (3.3) for propeller impeller.

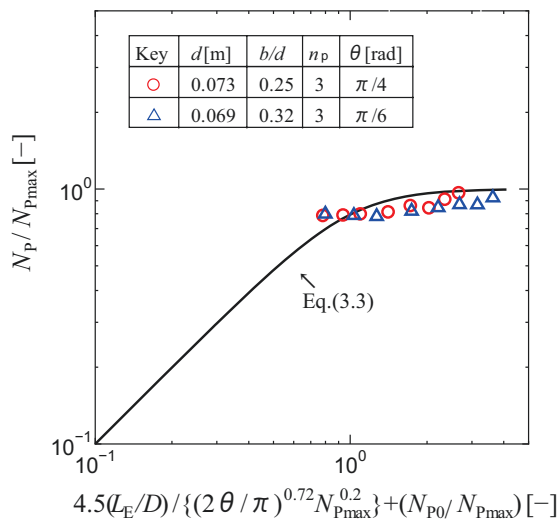


Figure 3.45 Correlation of power number of diagonal eccentric rectangular vessel with Eq. (3.3) for propeller impeller.

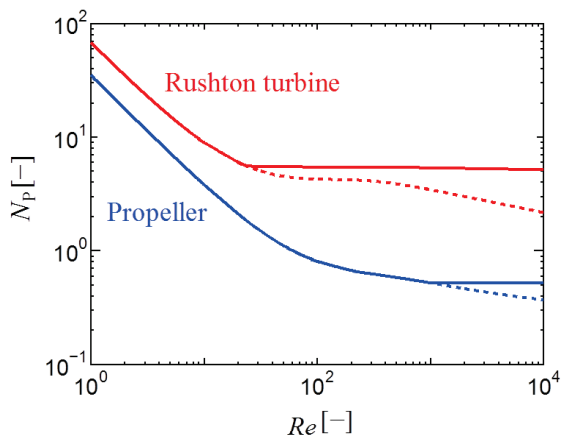


Figure 3.46 Power diagram of Rushton turbine and propeller impeller (Solid line : with baffle, broken line : without baffle)

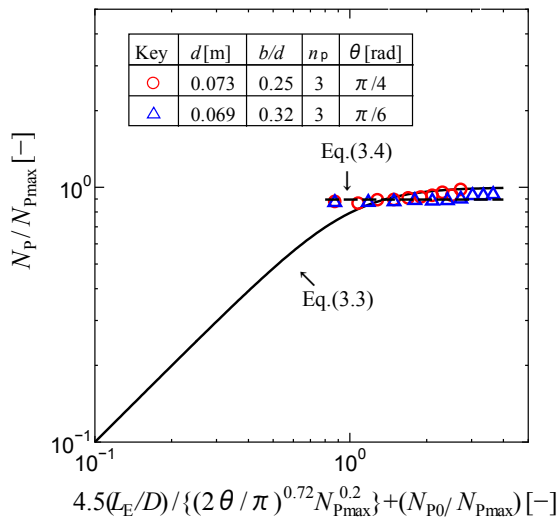


Figure 3.47 Correlation of power number of lateral eccentric rectangular large vessel with Eq. (3.3) for propeller impeller.

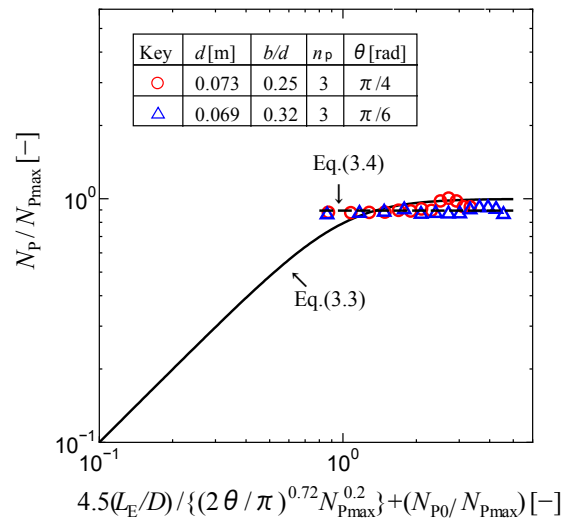


Figure 3.48 Correlation of power number of diagonal eccentric rectangular large vessel with Eq. (3.3) for propeller impeller.

3.7 直方体型偏芯攪拌槽の所要動力の相関

3.7.1 実験方法

使用した攪拌槽はアクリル樹脂製の断面が長方形の角型槽であり, Fig. 3.26 に示すように角型槽内側の短編の長さ a および長辺の長さ a' をそれぞれ 0.170 および 0.255 m (すなわち, $a' = 1.5a$), 170 および 0.340 m (すなわち, $a' = 2a$) となるように設定した. 液高さは 0.240 m とした. 攪拌翼には Table 3.6 に示す種々の幾何形状のパドル翼, Rushton タービン翼, 傾斜パドル翼, およびプロペラ翼を使用した. プロペラ翼の幾何形状は Fig. 3.27 に示した. 攪拌液は種々の粘度の水飴水溶液および水道水を使用した. シャフトの偏芯長さは槽の中心からのずれ幅 L_E とした.

攪拌所要動力は, 最も一派端的な軸トルク測定法を用いた. 使用したトルクメータは SATAKE ST-3000 である. 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と同様である.

3.7.2 結果と考察

3.7.2.1 代表長さの決定

直方体型攪拌槽で攪拌翼を攪拌槽中心に設置した時と同様の代表長さで適用可能かどうか検討した. Figure 3.49 および Figure 3.50 は種々の箇所の長さを D とした時の動力数相関を示す. 直方体型攪拌槽で偏芯攪拌した時も $D = \sqrt{2}a$ とした場合の相関結果が最も実験値と一致した.

Table 3.6 Geometry of impellers used

Impeller	d [m]	b [m]	n_p [-]	θ [-]
(1) paddle	0.070	0.028	2	$\pi/2$
(2) paddle	0.070	0.021	3	$\pi/2$
(3) paddle	0.100	0.020	4	$\pi/2$
(4) paddle	0.076	0.019	6	$\pi/2$
(5) paddle	0.070	0.018	6	$\pi/2$
(6) paddle	0.070	0.014	8	$\pi/2$
(7) Rushton turbine	0.060	0.012	6	$\pi/2$
(8) pitched paddle	0.100	0.026	2	$\pi/4$
(9) pitched paddle	0.070	0.015	4	$\pi/3$
(10) pitched paddle	0.100	0.022	4	$\pi/6$
(11) pitched paddle	0.070	0.017	6	$\pi/4$
(12) propeller	0.073	0.019	3	$\pi/4$
(13) propeller	0.069	0.022	3	$\pi/6$

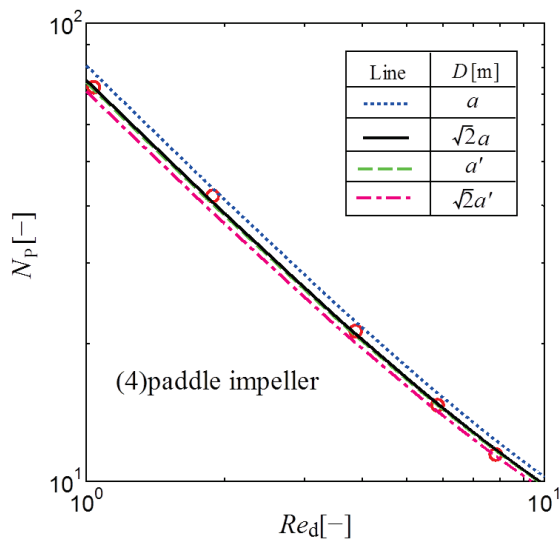


Figure 3.49 Correlation of power number of eccentric rectangular vessel ($a'=1.5a$) in laminar region with $L_E/D=0.27$

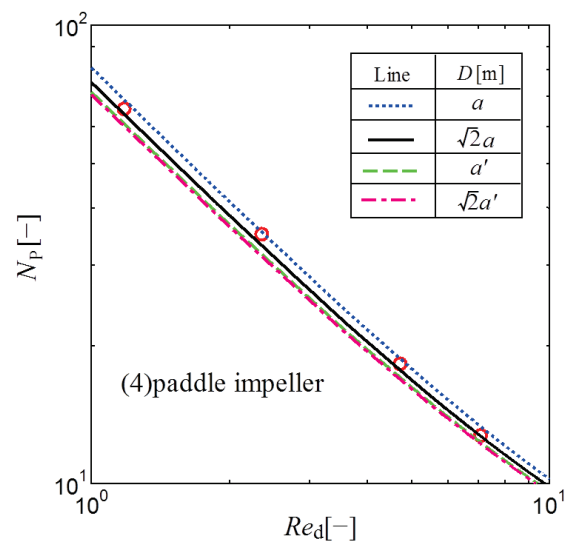


Figure 3.50 Correlation of power number of eccentric rectangular vessel ($a'=2a$) in laminar region with $L_E/D=0.35$

3.7.2.2 幅広い攪拌 Re 数における動力相関

幅広い Re 数領域で攪拌所要動力を測定し、種々の攪拌翼に対して相関した結果を $a'=1.5a$ のものは、**Figures 3.51–3.53** に、 $a'=2a$ のものは **Figures 3.54–3.56** に示す。 $a'=1.5a$ 攪拌槽では偏芯長さを $L_E/D=0.27$ とし、 $a'=2a$ の攪拌槽では $L_E/D=0.35$ とした。図中の黒実線は、代表長さ $D = \sqrt{2}a$ とし、断面の対角線長さ ($\sqrt{a^2 + a'^2}$) の $1/10$ の幅を持つ邪魔板を 1 枚としたときの相関線である。いずれの翼に対して、相関線と実測値がよく一致した。つまり、直方体型攪拌槽の動力数は、「邪魔板枚数 : $n_B = 1$, 邪魔板幅 : $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ 」としたところ十分に動力を推算できた。

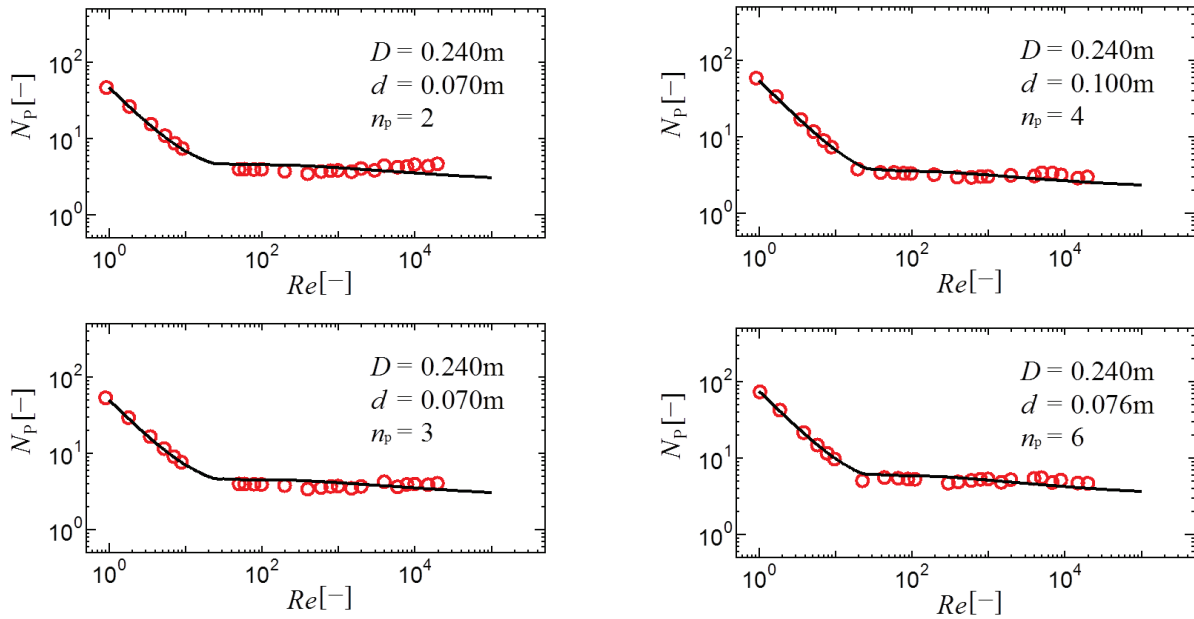


Figure 3.51 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=1.5a$) with paddle impeller with $L_E/D=0.27$. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_W = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kmaei *et al.*,(1996))

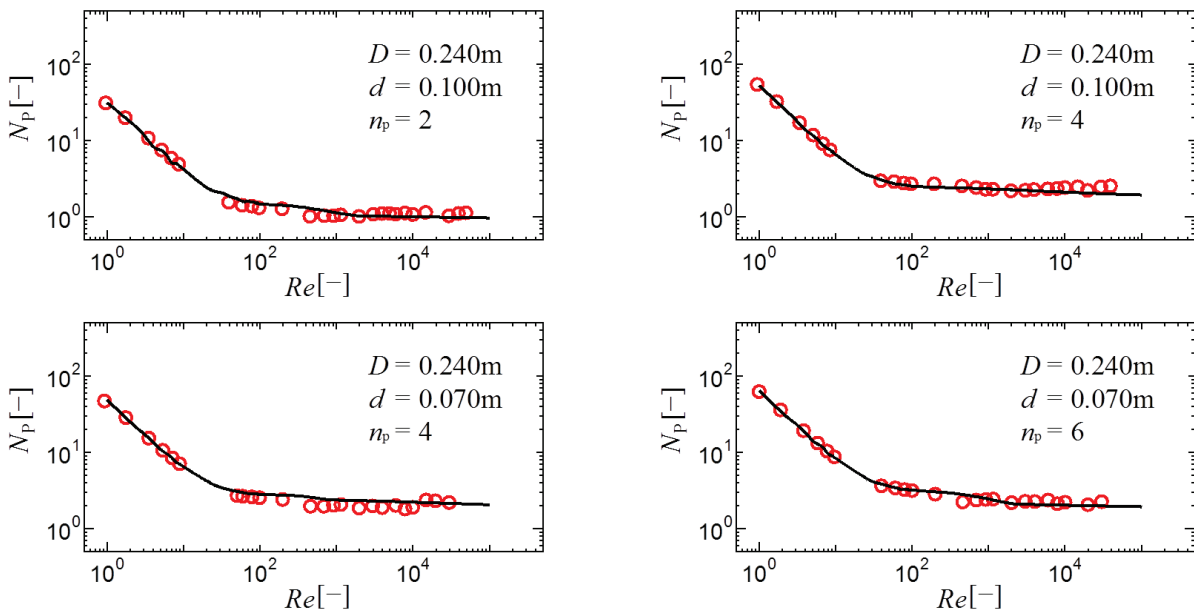


Figure 3.52 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=1.5a$) with pitched paddle impeller with $L_E/D=0.27$. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_W = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kmaei *et al.*,(1996))

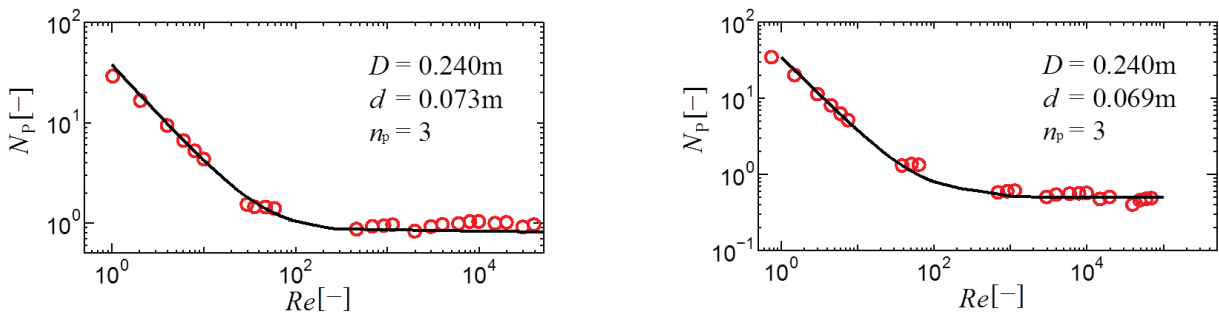


Figure 3.53 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=1.5a$) with propeller impeller with $L_E/D=0.27$. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_W = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kmaei *et al.*,(1996))

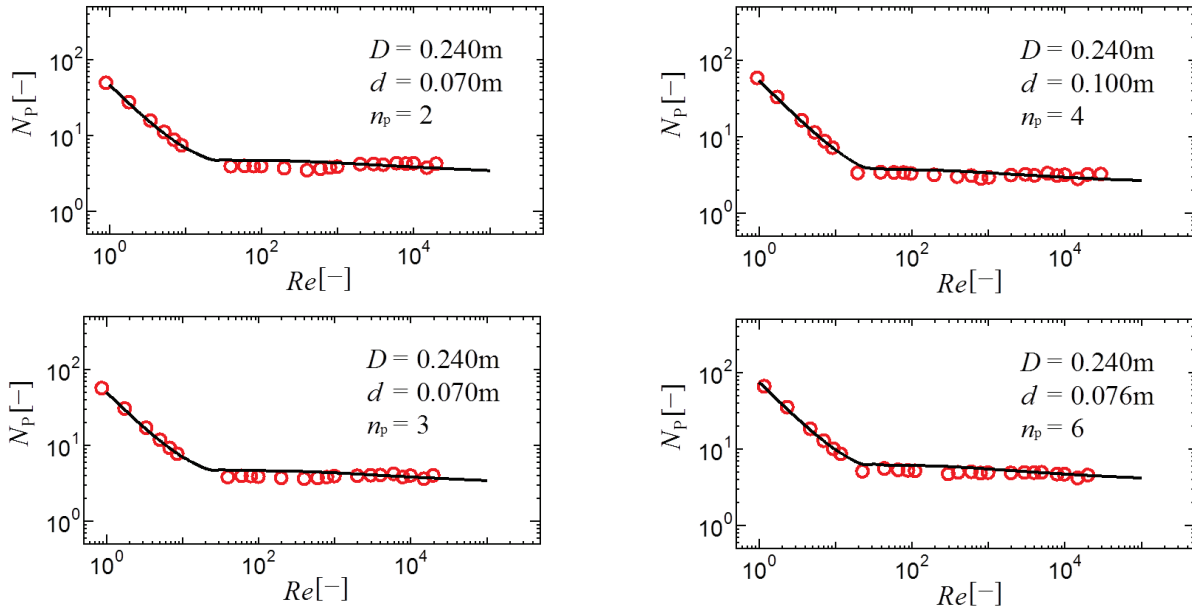


Figure 3.54 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=2a$) with paddle impeller with $L_E/D=0.35$. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kmaei *et al.*,(1996))

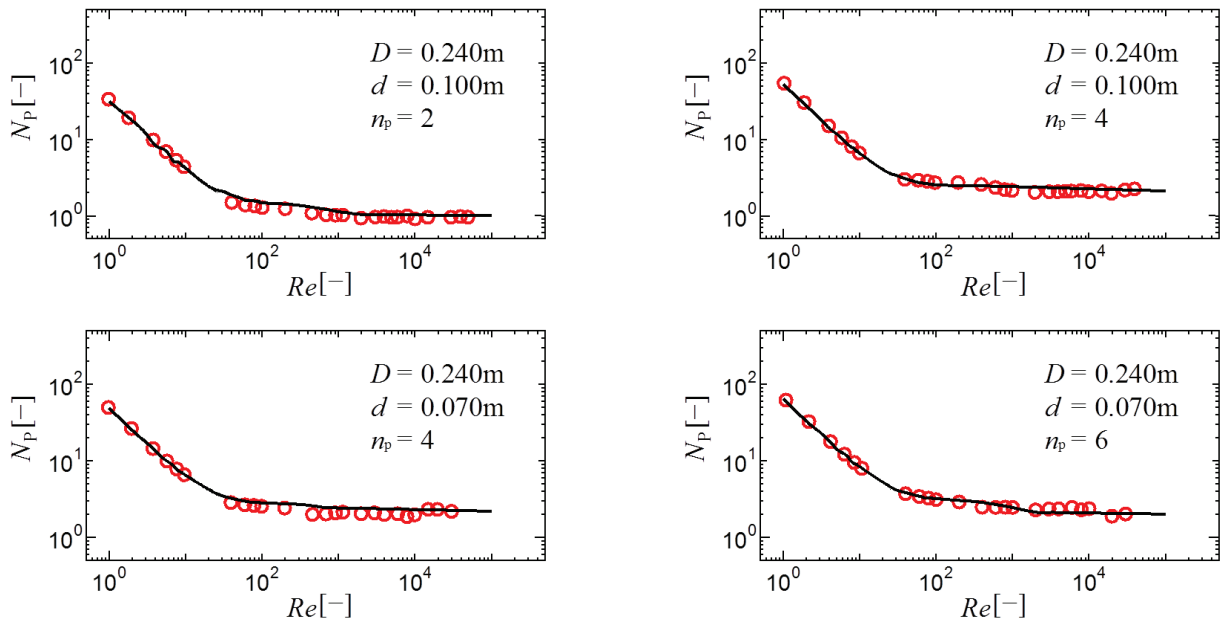


Figure 3.55 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=2a$) with pitched paddle impeller with $L_E/D=0.35$. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kmaei *et al.*,(1996))

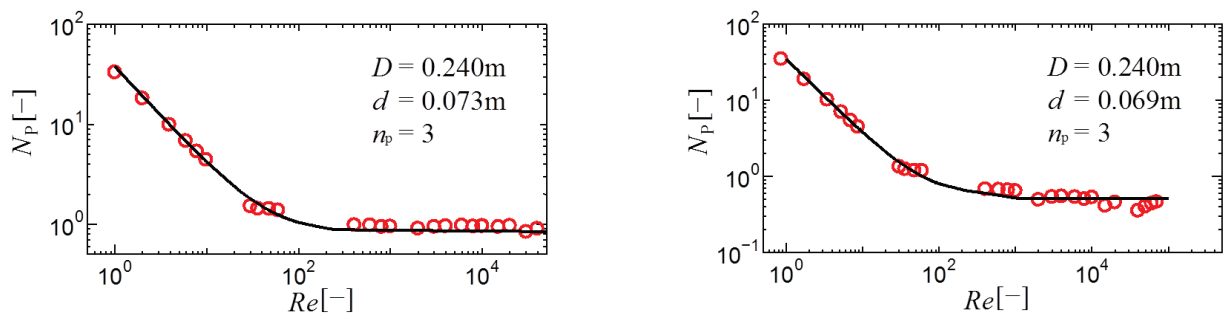


Figure 3.56 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=1.5a$) with propeller impeller with $L_E/D=0.35$. Solid line : $D = \sqrt{2}a$ and $B_w = \sqrt{a^2 + a'^2}/10$ for correlation (Kmaei *et al.*,(1996))

3.7.2.3 偏心長さを変化させた場合の動力相関

断面が長方形の角型槽で攪拌翼を偏心させた場合、これまで本研究において、断面が正方形の角型槽で適用してきた考え方である「相関式中の邪魔板枚数 n_B に 1, 邪魔板幅 B_w を偏心長さ L_E に置き換える。」という考え方がほぼ成立した。Figures 3.57–3.62 にその結果を示す。図中の黒実線は、パドル翼については(3.1)式、傾斜パドル翼については(3.2)式、そしてプロペラ翼については(3.3)式の相関式を用いた相関線である。乱流域においては攪拌レイノルズ数によらず動力数はほぼ一定値をとるので、攪拌液は水道水を使用した場合のデータで検討した。このときの N_{P0} は円筒槽ではなく直方体型槽の中心攪拌時の動力数を代入した。ただし、パドル翼に関しては、動力数は偏心長さが長方形の短辺の長さの 1/2 になるまで低下する傾向を示し、それ以上の偏心長さになると増加の傾向(Fig. 3.57 中のキーが図の左から中央にかけて低下し極小値を取ったあと上昇する傾向)となった。それ以外の翼に対しては、偏心長さによらず動力数はほぼ一定値を取るが、相関式をそのまま使用できる結果となった。

パドル翼の場合のみ他の攪拌翼と異なる傾向を示した理由は次のように考えられる。特に相関式とのずれが大きい、6 枚および 8 枚羽根のような羽根枚数の大きなパドル翼ほど角槽では完全邪魔板条件の動力数になりにくい。つまり、Fig. 3.57 の縦軸 N_p/N_{Pmax} の実験値が 1 よりかなり小さい値になる。また、長方形の短辺の長さの 1/2 に近い偏心長さの場合、Figure 3.63 に示すような液表面からの渦が非定常的に発生し、旋回流が強くなり動力数を下げる傾向が強いと考えられる。一方、軸流が主体のプロペラ翼や傾斜パドル翼、フローパターンが安定している Rushton タービン翼は動力数の変動を起こしにくいために、相関値とのずれが小さいと考えられる。

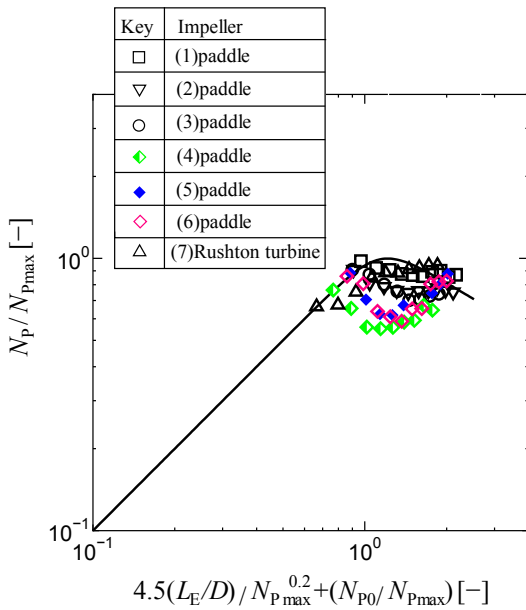


Fig. 3.57 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=1.5a$) with paddle impeller. Solid line: Eq. (3.1)

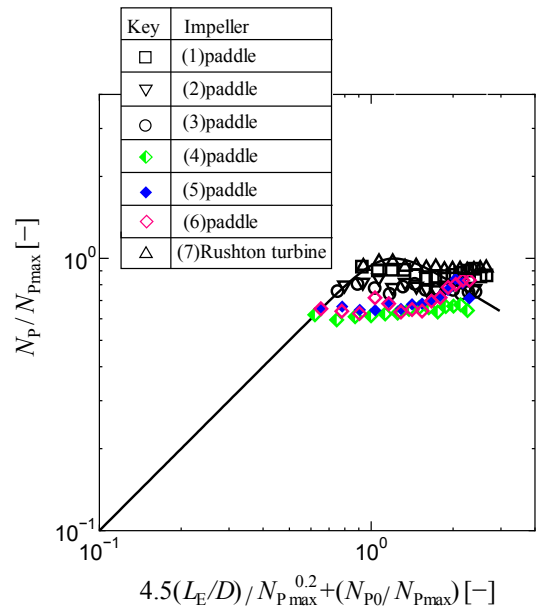


Fig. 3.58 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=2a$) with paddle impeller. Solid line: Eq. (3.1)

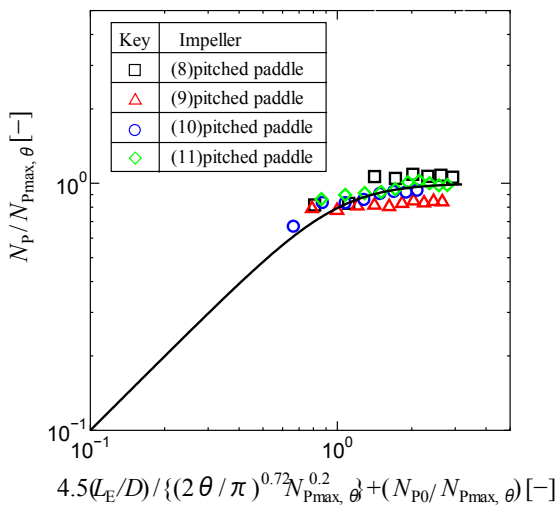


Fig. 3.59 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=1.5a$) with pitched paddle impeller. Solid line: Eq. (3.2)

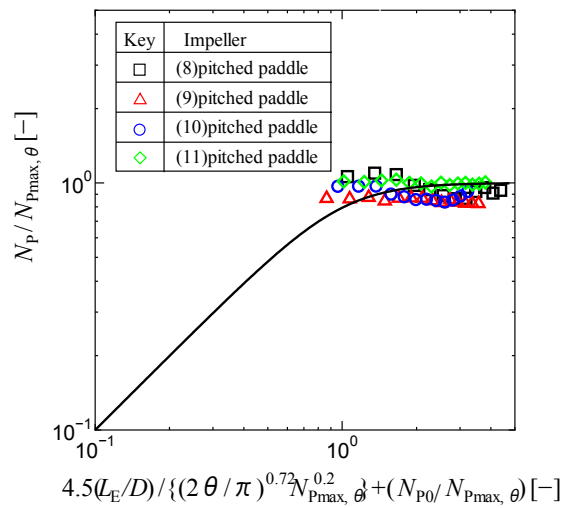


Fig. 3.60 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=2a$) with pitched paddle impeller. Solid line: Eq. (3.2)

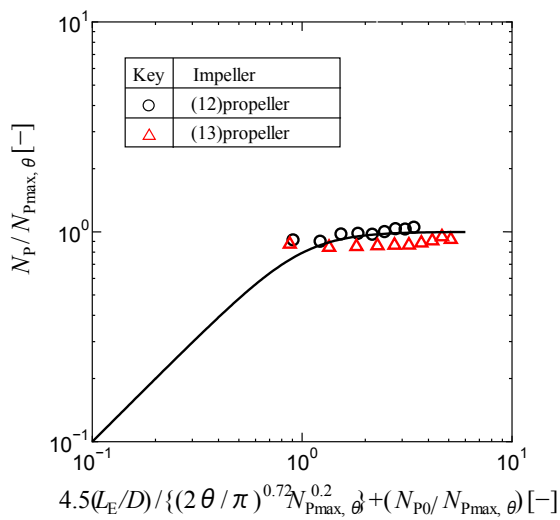


Fig. 3.61 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=1.5a$) with propeller impeller. Solid line: Eq. (3.3)

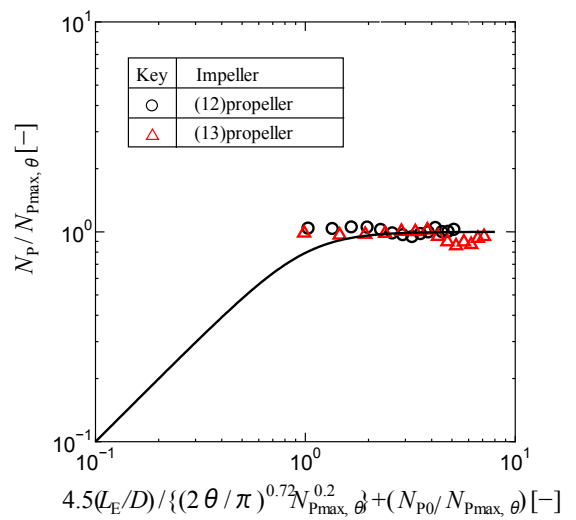


Fig. 3.62 Correlation of power number for eccentric rectangular vessel ($a'=1.5a$) with propeller impeller. Solid line: Eq. (3.3)

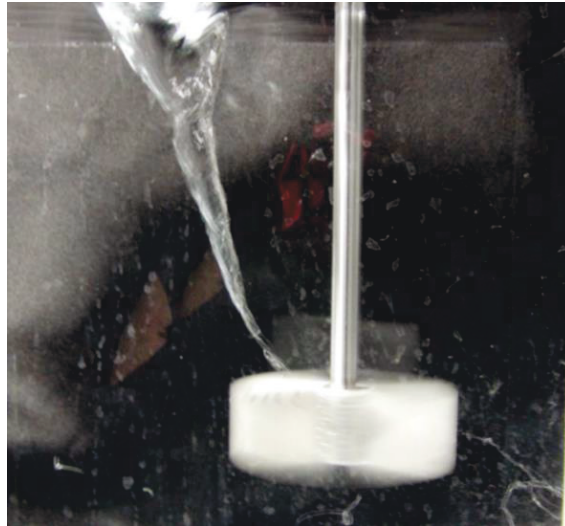


Fig. 3.63 Photograph of surface vortex of six blade paddle impeller in rectangular vessel

3.8 円筒型偏芯攪拌槽の攪拌所要動力の相関

3.8.1 実験方法

使用した攪拌槽はアクリル樹脂製の平底円筒槽を使用した。その内径は $D=0.185\text{ m}$, 0.240 m , 0.360 m とした。液高さは槽内径と等しくした。攪拌翼には Table 3.5 に示した寸法のパドル翼, ピッチドパドル翼およびプロペラ翼を使用した。偏芯長さ L_E は $0.010\sim 0.170\text{ m}$ で 0.010 m 間隔で槽中心から壁面方向にずらし, 槽壁に攪拌翼が当たらない範囲で数点取った。液は水道水を使用した。層流域では偏芯効果が無く動力数は中心攪拌と同じ値になるため, 乱流域のみの測定とした。

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は SATAKE ST-3000 である。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と同じなので, そちらを参照されたい。

3.8.2 実験結果と考察

3.8.2.1 パドル翼

Figure 3.64 にパドル翼を用いて測定された動力数を示す。図中の黒線は(3.1)式を表しており, 偏芯翼円筒槽においても良好に推算できる。Fig. 3.64 は槽内径が 0.240 m のデータである。この時の式中の N_{P0} には円筒槽の中心攪拌時の動力数を代入した。偏芯長さを邪魔板幅に置き換える形で動力を推算できるようになったが, 円筒槽の場合は旋回流が発生しやすいために, 偏芯長さが小さい時は動力数も小さい値をとり, 偏芯長さが増加するにつれて動力数も増加し, やがて飽和するというパドル翼や傾斜パドル翼と同様の傾向を示した。

3.8.2.2 ピッチドパドル翼

Figure 3.65 にパドル翼を用いて測定された動力数を示す。図中の黒線は(3.2)式を表している。Fig. 3.65 は槽内径が 240 mm のデータである。パドル翼同様に式中の N_{P0} には円筒槽の中心攪拌時の動力数を代入した。偏芯長さを邪魔板幅に置き換える形で動力を良好に推算できる。

3.8.2.3 プロペラ翼

Figures 3.66–3.68 にプロペラ翼を用いて測定された動力数を示す. 図中の黒線は(3.3)式を表している. Fig. 3.66 は槽内径が 0.185 m, Fig. 3.67 は 0.240 m, Fig. 3.68 は 0.360 m のデータである. パドル翼同様に式中の N_{P0} には円筒槽の中心攪拌時の動力数を代入した. 偏心長さを邪魔板幅に置き換える形で動力を良好に推算できる. さらに, プロペラ翼は偏心長さによらず一定の動力数を取るため(3.4)式でも推算できる.

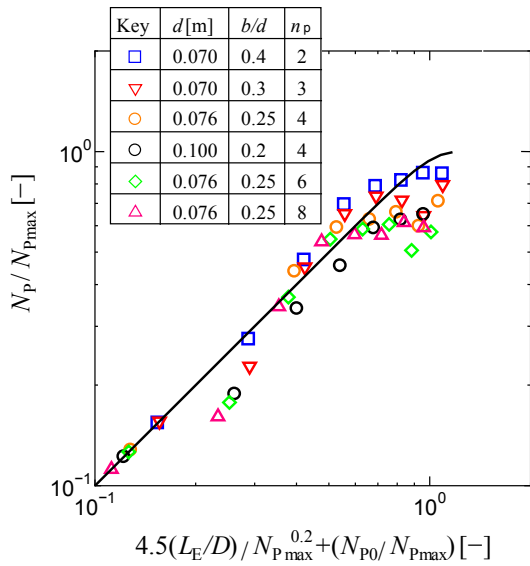


Fig. 3.64 Correlation of power number for eccentric cylindrical vessel with paddle impeller. Black line: Eq. (3.1)

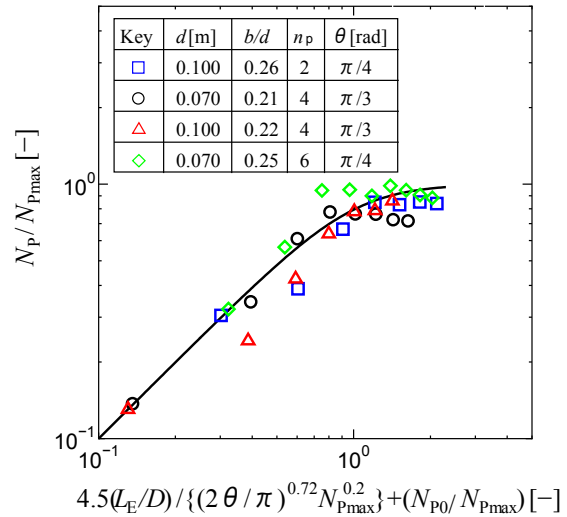


Fig. 3.65 Correlation of power number for eccentric cylindrical vessel with pitched paddle impeller. Black line : Eq. (3.2)

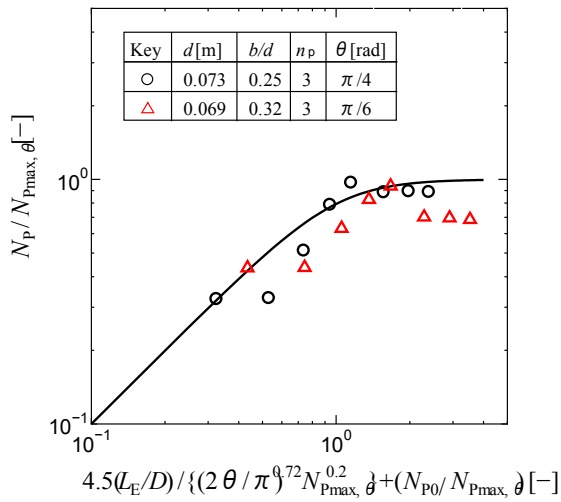


Fig. 3.66 Correlation of power number for eccentric cylindrical vessel ($D=185$ mm) with propeller paddle impeller. Black line: Eq. (3.3)

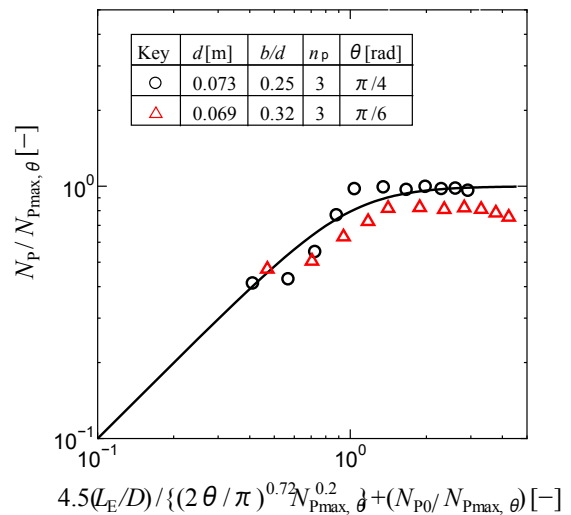


Fig. 3.67 Correlation of power number for eccentric cylindrical vessel ($D=240$ mm) with propeller paddle impeller. Black line: Eq. (3.3)

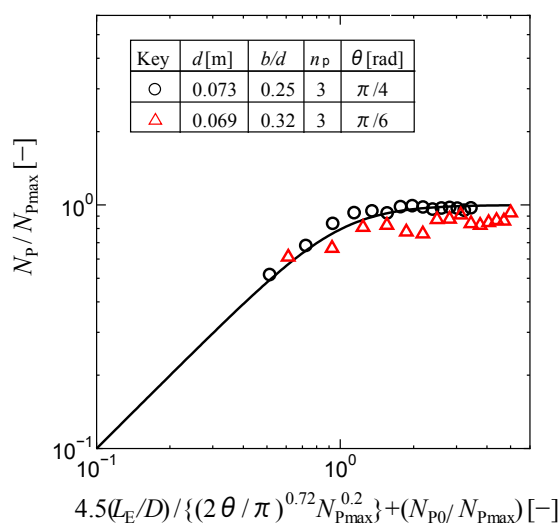


Fig. 3.68 Correlation of power number for eccentric cylindrical vessel ($D=360$ mm) with propeller paddle impeller. Black line: Eq. (3.3)

3.9 結言

本章では、種々の内装物および角型槽、角型偏芯槽に対して、広範囲の Re 数に対して攪拌所要動力を測定した。得られた攪拌所要動力を亀井らの式および平岡らの式を基に動力相関した。

ドラフトチューブを備えた攪拌槽では、パドル翼を使用した場合、邪魔板枚数を 1 枚、邪魔板幅を槽径の 0.05 倍として亀井らの式を適用すれば動力を推算できる。ピッチドパドル翼を用いた場合は、邪魔板枚数を 1 枚、邪魔板幅を槽径の 0.08 倍として平岡らの式を適用すれば動力を推算できる。

パドル翼を用いたヘリカルコイル付攪拌槽では、次のように亀井らの式を用いれば動力を推算できる。槽壁に取り付けた場合は、邪魔板枚数を 1 枚、邪魔板幅をコイル径の 0.25 倍として適用すればよい。ドラフトチューブ兼用で用いた場合は、邪魔板枚数を 1 枚、邪魔板幅を槽径の 0.05 倍として適用すればよい。

以上のことから、ドラフトチューブまたはヘリカルコイル付攪拌槽の動力を推算することが可能になり、さらに、攪拌翼の取り付け位置に対する動力変動がどの Re 数から生じることが明らかにされた。このことから、実機設計の際の指針が得られるだけでなく、亀井らの式の有用性が高まった。

角型攪拌槽では、亀井らの式を用いて動力を推算できた。ただし、その代表径の取り方は角型槽に外接する円を考えその直径を用い、邪魔板を 1 枚、邪魔板幅を代表径の 1/10 倍とすることで推算できた。さらに、角型攪拌槽で偏芯させた場合は、偏芯長さを邪魔板幅とし、邪魔板枚数を 1 枚として亀井らの式を適用することで動力を推算できる。

直方体型攪拌槽では、角型攪拌槽と同様に亀井らの式を適用することで相関できた。ただし、その代表径の取り方は、短辺を $\sqrt{2}$ 倍したものであり、邪魔板枚数を 1 枚、邪魔板幅を直方体型攪拌槽の対角線長さの 1/10 倍とすることで推算できた。さらに、直方体型攪拌槽で偏芯させた場合は、偏芯長さを邪魔板幅と考え邪魔板枚数を 1 枚とすることで推算できる。

偏芯円筒槽でも同様に、亀井らの式において、邪魔板幅を偏芯長さとし、邪魔板枚数を 1 枚とすることで推算できる。

第4章 攪拌翼取り付け高さおよび槽底形状が動力に及ぼす影響

4.1 緒言

攪拌所要動力に関する研究において、大学側が提出する実験データは平底円筒槽に関するものが多く、現場で採取される皿底円筒槽のデータとの差異がしばしば問題とされてきた。これはスケールアップにおいて、大きな問題となり、実機を設計する際に文献のデータをそのまま使用できないことにつながる。加藤ら³⁶⁾は、この古くからの問題点を解決するべく、種々の翼取り付け位置で皿底円筒槽の攪拌所要動力を、動力数がレイノルズ数によらず一定値になる範囲で測定し、皿底と平底の差異がどのような条件で最も大きくなるかを明らかにした。その結果、標準邪魔板条件の乱流状態で、放射流翼を用いた場合に大きな差異が生じることがわかった。したがって、皿底型の実機を使用する際、どのような攪拌槽に注意するべきかが明らかになった。

一方で、設計上の都合のために攪拌翼が槽中心から上下に移動させて取り付けられる場合がある。攪拌翼を任意の取り付け高さにした場合、動力数が翼取り付け位置に対して変化すること³⁶⁾が報告されている。動力数が翼取り付け位置に対して変化するのは、槽内にダブルループを発生させる放射流翼であり、その中でも翼を通過する流れが長周期で発生するパドル翼に限られることがわかっている。翼中央部にディスクをもち、安定した放射流を発生させるラシュトタービン翼、および、軸流成分の強い傾斜パドル翼やプロペラ翼などは槽内に安定した軸流のシングルループを発生させるため取り付け位置によって動力数は変化しないことがわかっている²⁷⁾。また、旋回流が支配的になる邪魔板のない攪拌槽も動力数は変化しないことがわかっている。しかし、これらの翼取り付け位置に対する動力変化は乱流域についてのみ報告されているのみで、幅広い Re 数領域では明らかにされていない。そこで、幅広い Re 数で動力を測定した。攪拌液と槽壁との接触面積が一定にも関わらず、翼取り付け位置によって動力が変化する原因は、フローパターンの変化によるものと考え、フローパターンを観察することによって、その要因を明らかにした。

また、実装置においては、皿底だけでなく、球底形状が用いられる場合もある。この槽底形状に対する攪拌所要動力データは公表されていない。丸底フラスコに関する亀井ら²⁷⁾の式があるのみである。そこで、本研究では球底攪拌槽を作成し、種々の攪拌翼、取り付け位置に対し動力データを採取し、一般的に研究室で 사용되는平底円筒槽で翼を槽中央に取り付けた場合のデータおよび加藤ら³⁶⁾データと比較した。球底攪拌槽を用いた場合の攪拌所要動力の変動要因についても明らかにした。

4.2 パドル翼攪拌槽の翼位置による動力変化のレイノルズ数依存性

4.2.1 実験方法

使用した攪拌槽はアクリル樹脂製の平底円筒槽であり、その内径 D は 0.185 m とした。邪魔板条件は標準邪魔板条件（槽径の 1/10 幅の邪魔板を 4 枚）とし、液面から槽底まで設置した。使用した翼はごく一般的な 4 枚パドル翼であり、翼径 d は 0.076 m、翼幅 b は 0.019 m である。使用した流体は種々の粘度に調製した水飴水溶液と水道水であり、液高さ H は槽内径と等しくした。翼の取り付け位置は乱流域で動力数が極小値と極大値をとるそれぞれ $C/H=0.25, 0.5$ とした。**Figure 4.1** に使用した攪拌槽の幾何形状と記号を示した。攪拌所要動力は、トルクメータ（SATAKE ST-3000）を用いて測定した。動力測定法はこれまでの本研究の一連の方法と同じなので、詳細は省略する。流れの可視化は、これまで同様、スリット光によるトレーサー法による。光の屈折による画像の歪みを軽減するために攪拌槽は水を満たした角槽内に設置した。

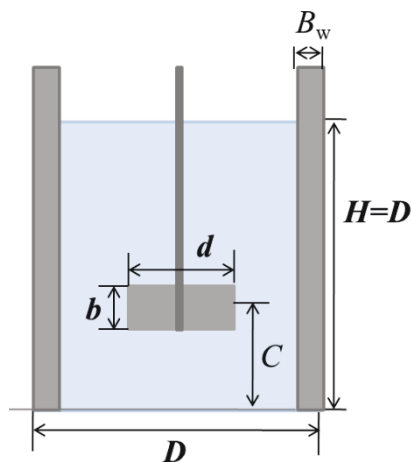


Fig.4.1 Dimension of mixing vessel

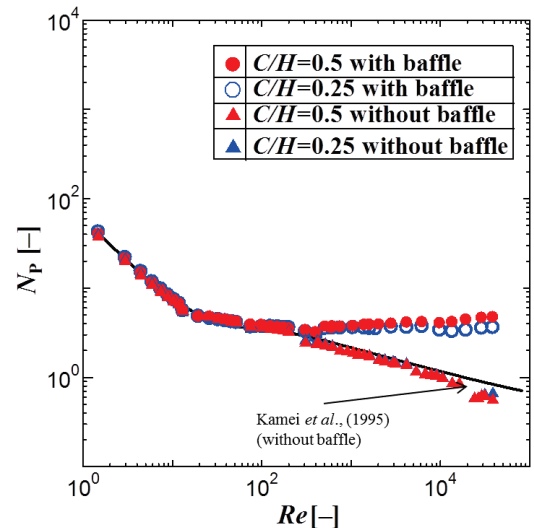


Fig. 4.2 Dependence of power number on Reynolds number

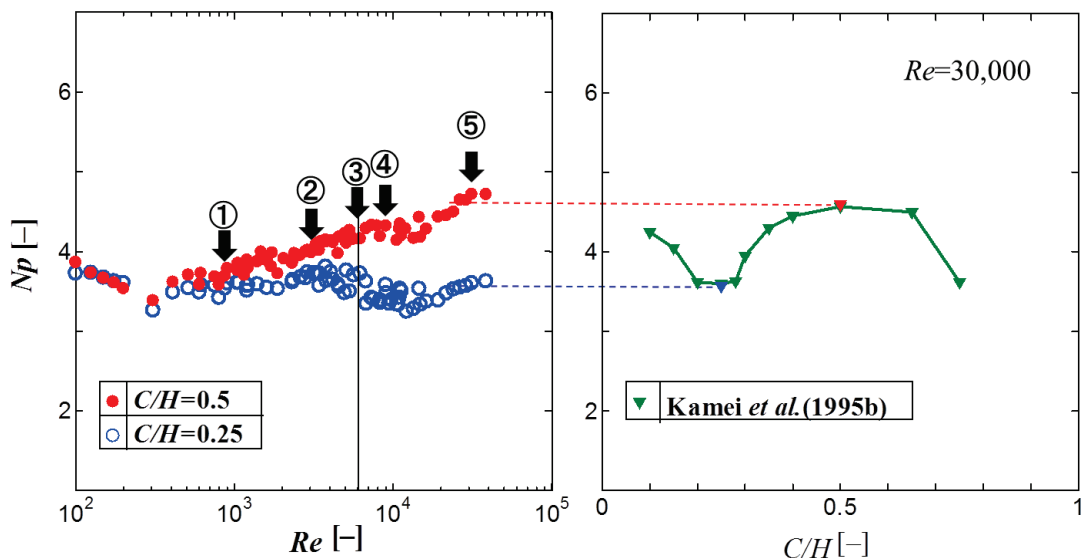


Fig. 4.3 Effect of impeller position on power number

4.2.2 結果と考察

まず、動力数の測定結果の妥当性を検討するために邪魔板無し攪拌槽に対して、2つの翼取り付け位置で、攪拌レイノルズ数を層流域から乱流域まで変化させて動力を測定した。その結果を **Figure 4.2** に示した。邪魔板無し攪拌槽における動力数を $C/H=0.5$ (▲)と $C/H=0.25$ (▲)に対してプロットした。いずれも層流域から乱流域まで翼の取り付け位置にかかわらず同じ動力数を示し、また動力相関式²⁷⁾とほぼ同じ数値を示し、測定値には問題ないことを確認した。

次に、幅広い攪拌レイノルズ数に対して邪魔板付きの動力数(●,○)を同様に Fig. 4.2 に示した。邪魔板付き攪拌槽に対しては、層流域では動力数は同じ値をとるが、遷移域から完全乱流域の範囲で攪拌レイノルズ数が上昇するにつれ、翼取り付け位置による動力数の差異が徐々に大きくなり、最大で 21% の差が生じた。層流域で翼取り付け位置によって動力数の変化が生じないのは、槽内の流動が一次旋回流が主体であるためであると考えられる。

Figure 4.3 の左図は動力数に差異が生じた邪魔板付攪拌槽の遷移域から乱流域の拡大図であり、より細かいレイノルズ数間隔で動力数を測定したものである。ただし、縦軸の動力数の軸は差異がわかりやすいように対

数ではなく通常プロットに変更している. Fig. 4.3 の右図には, これまでよく知られているパドル翼の翼取り付け位置による動力変化を示したものである²⁴⁾. 左図によると攪拌レイノルズ数が 1,000 を超えると翼位置による動力数の変化が現れ始め, 5,000 を超えるくらいから差が広がり, 6,000 を超えると有意な差が観察された. ちょうどこのレイノルズ数から動力数も約 20% の差が生じた.

Figure 4.4 は, Fig. 4.3 に示した番号の攪拌レイノルズ数でのフローパターンを可視化したものである.それほど動力数に変化の見られない①, ②では翼の取り付け位置が変化してもフローパターンはダブルループを形成し, 翼取り付け位置による流動状態の変化は観察されない.

これに対して, 攪拌レイノルズ数が 6,000 以上の③-⑤の完全乱流域において, 槽底クリアランスの小さな $C/H = 0.25$ では完全にシングルループに変化しており, 軸流翼とほぼ同じ様相を呈している. 一般的に, パドル翼を槽底に近づけていくと動力が低下する原因は, 攪拌槽内のフローパターンがダブルループの放射流タイプからシングルループの軸流タイプに変化するからであると考えられている. 本実験でもこれと全く同じ現象が観察されたので, やはり, 動力数が低下する理由は槽内のフローパターンが変化するためであると結論づけられる. これに関しては2 段翼についても同様な考察がなされている^{47,53,63)}. ただし, パドル翼のようなディスクを持たない翼のフローパターンは, $C/H = 0.5$ のときでも, 乱流域では常にダブルループであるのではなく, 長周期大規模変動の影響で, ある瞬間シングルループになることは古くから知られている⁶⁵⁾. したがって, 翼取り付け位置を槽底に近づけることによるシングルループへの変化はもともと持っていたそのような要素が顕在化したものであると考えることもできる. このことはプロペラ翼のような軸流翼がなぜ動力数が比較的小さくなるのかを考える上でのヒントにもなると考えられる.

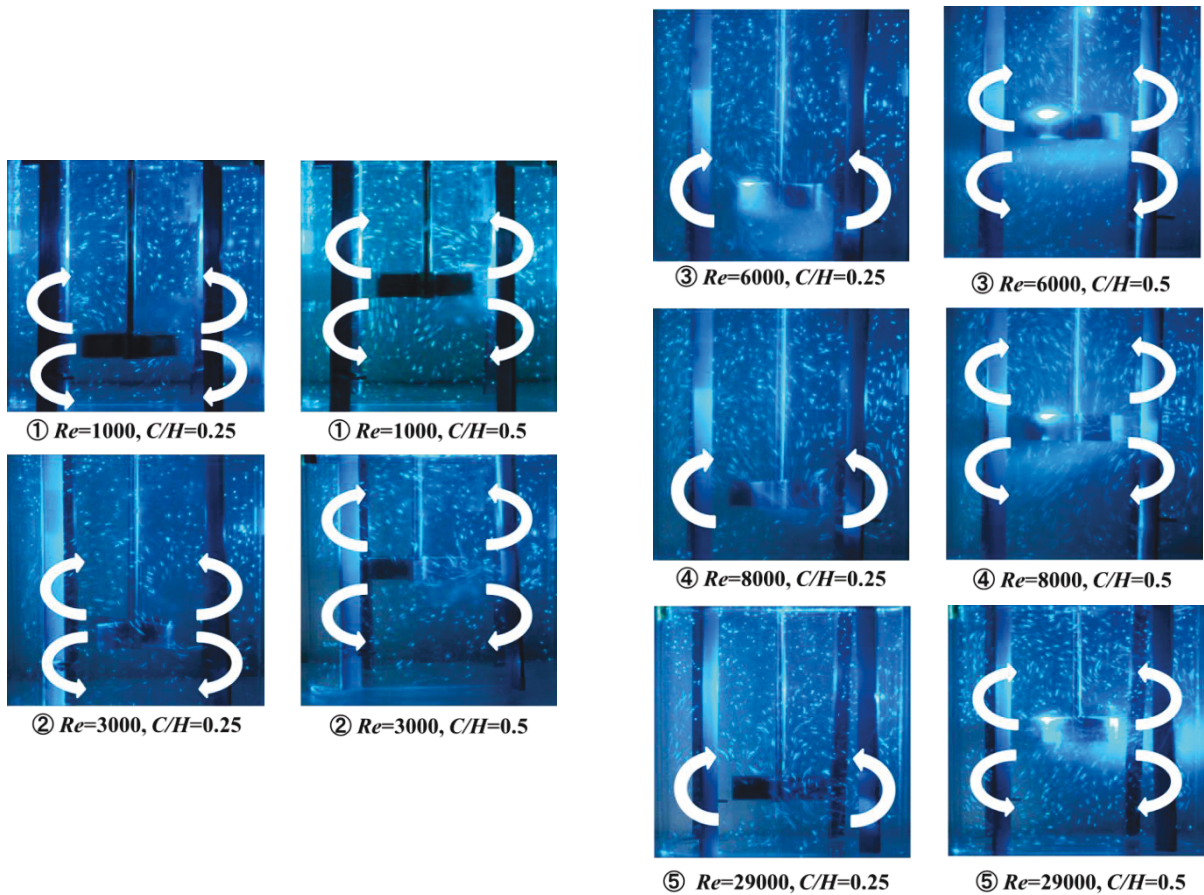


Fig. 4.4 Visualization of flow pattern in mixing vessel with paddle impeller

4.3 球底乱流攪拌槽の攪拌所要動力

4.3.1 実験方法

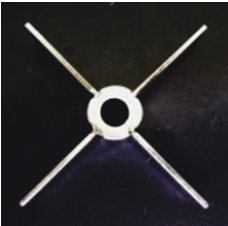
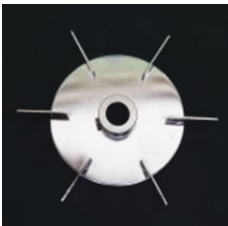


攪拌槽にはアクリル樹脂製の球底円筒槽、平底円筒槽および 10%皿底円筒槽を使用し、その内径 D は 0.185 m とした。邪魔板条件は標準邪魔板条件(槽径の 1/10 幅の邪魔板を 4 枚)とした。また、邪魔板の挿入深さはそれぞれの槽に対して、槽壁の直線部分とした。使用した流体は水道水であり、液高さ H は槽内径と等しくした。使用した攪拌翼は、低粘度液に一般的に使用されるパドル翼、ラッシュトナービン翼、ピッチドパドル翼およびプロペラ翼とした。本実験では、翼取り付け位置は $C/H=0.1-0.8$ とした。Figure 4.5 に各幾何形状の記号とともに、使用した攪拌槽の概略を、Table 4.1 に使用した攪拌翼の形状を示す。

攪拌所要動力は、トルクメータ:STAKE ST-3000 を用いて軸トルク測定法で求めた。軸トルクは、層流攪拌では変動が規則的であり、振幅も大きくはないが、乱流攪拌では、定常運転時も非定常的に動力が大きく変動するので、波形データとして採取し、その平均値から、 $P=2\pi nT$ で計算した。

流れの可視化は、スリット光を用いたトレーサー法で行った。光の屈折による画像の歪みを防ぐために、攪拌槽は水道水を満たした角槽内に設置した。

Table 4.1 Geometry of impeller used

Paddle	Rushto Turbine	Pitched Paddle	Propeller
$d = 0.076$ m	$d = 0.073$ m	$d = 0.069$ m	$d = 0.073$ m
$b = 0.019$ m	$b = 0.014$ m	$b = 0.015$ m	$b = 0.095$ m
$n_p = 4$	$n_p = 6$	$n_p = 4$	$n_p = 3$
		$\theta = \pi/3$	$\theta = \pi/6$

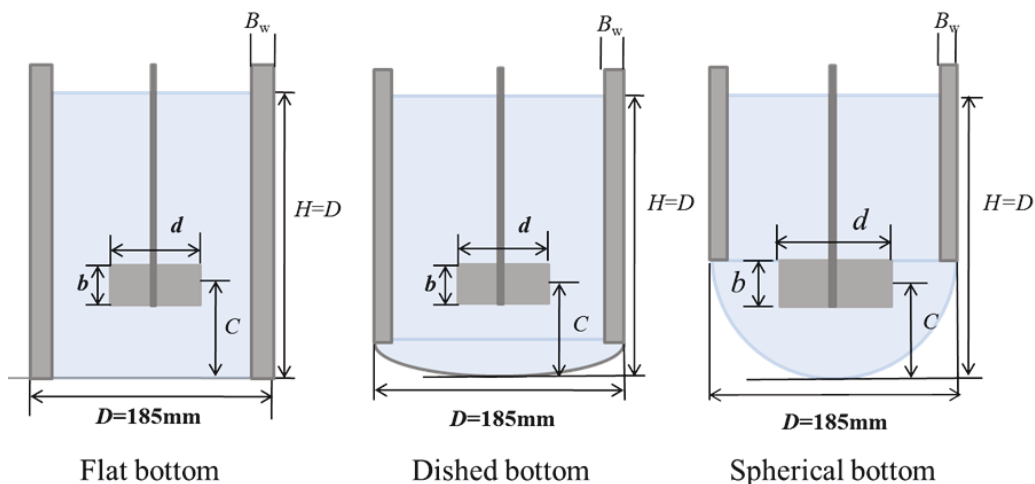


Figure 4.5 Geometry of mixing vessel

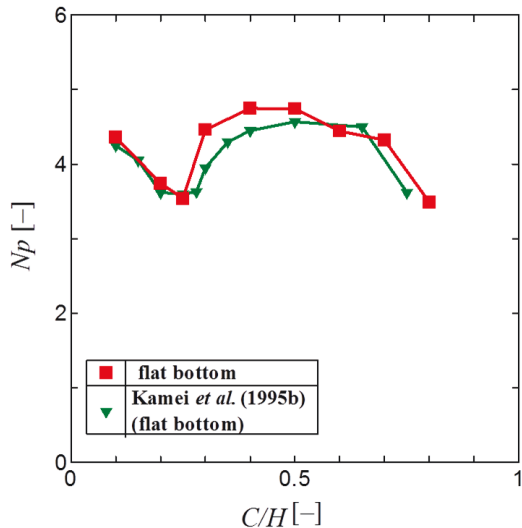


Figure 4.6 Dependence of power number on clearance between bottom and paddle impeller for flat bottom vessels ($n_p=6$, $n=300\text{rpm}$, $n_B=4$, $\mu=1\text{ mPa}\cdot\text{s}$)

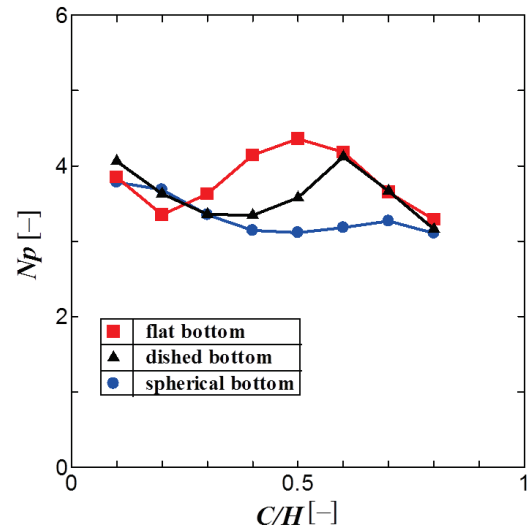


Figure 4.7 Dependence of power number on clearance between bottom and paddle impeller for flat, dished and spherical bottom vessels ($n_p=6$, $n=300\text{rpm}$, $n_B=4$, $\mu=1\text{ mPa}\cdot\text{s}$)

4.3.2 結果と考察

4.3.2.1 パドル翼を用いた場合

球底槽と平底槽の動力数の差異が最も大きな条件は、加藤ら³⁵⁾と同様、邪魔板付きの場合の乱流域 ($Re_d=20,000\sim 30,000$)であった。**Figure 4.6**に水道水を用いた場合の6枚パドル翼の動力数と取り付け位置との関係を過去の文献データとともに示す。示す。文献データ²³⁾である平底攪拌槽における動力数変化(▼)と本研究の動力数変化(■)はほぼ一致した。また、この平底槽における動力数変化は、西川ら⁴⁾の結果とも定性的に一致しているため再現性は十分であると判断した。

次に、**Figure 4.7**に平底(■)と皿底(▲)、球底(●)のそれぞれの動力数変化を示す。球底槽の動力数変化を平底、皿底と比較すると、 C/H が0.3未満では平底、皿底と同様の動力数変化を示し、 C/H が0.3以上ではほかの二つの槽とは異なりほぼ一定値を示した。槽中央部に翼を取り付けた場合の平底と球底との差が最も大きく、約27%であった。これは、平底と皿底との差(20%)よりも大きく、パドル翼が使用される場合、最も一般的な取り付け位置 $0.3 < C/H < 0.5$ で、過去のデータあるいは種々の相関式による計算値が球底槽に適用できないことを示している。乱流攪拌槽の場合、気液間物質移動係数や固液間物質移動係数は直接単位体積当たりの攪拌所要動力に関係づけられるため、 $0.3 < C/H < 0.5$ の翼取り付け位置であると、実験装置(平底)で得られていた動力が実装置(球底)では得られないこととなり、これらの数値も低下し、実験で予想していた性能が発揮できないことを意味している。一般的に、平底槽を使用した時、パドル翼を槽底に近づけていくと動力が低下する原因は、攪拌槽内のフローパターンが2ループの放射流タイプから、1ループの軸流タイプに変化するからであると考えられている。これに関しては2段翼についても同様な考察がなされている^{60, 46, 50}。**Figure 4.8**に示す流れのように、パドル翼の場合はラシュトンタービン翼と異なり、ディスクを持たないので翼を槽底あるいは液面に近づけたとき、翼の下部もしくは上部のどちらかのループが形成されにくくなり、翼を軸方向に突き抜ける軸流が発生する。したがって、放射流から軸流への遷移が動力数の低下の原因であると考えられた。球底槽の場合、翼を槽底近傍に取り付けたときだけでなく、中央に取り付けた場合や槽上部に取り付けた場合も、フローパタ

ーンが非定常的に放射流から軸流型の 1 ループに変化している現象が観察された。これは、球底の場合、槽底下部から槽壁を駆け上がることにより、1 ループ型に近い軸流が発生したと考えられる。このため、球底槽において動力数の低下が発生したと考えられる。Fig. 4.8 左下の球底 $C/H=0.7$ の写真が示すように、翼を上部に設置すると 2 ループを形成し始め、平底槽や皿底槽と同様なフローパターンになり、動力変化が一致してくるものと考えられる。ただし、このとき、球底部では弱い旋回流が観察されている。

4.3.2.2 ラシュトタービン翼を用いた場合

安定した放射流型の代表翼として、ラシュトタービンについて検討した。Figure 4.9 に動力数の翼取り付け位置依存性を示す。前述のパドル翼とは大きく傾向が異なり、このようにすべての槽形状において、パドルほどの動力数変化は生じず、ほぼ一定値を示すパターンとなった。ただし、槽中央付近に翼を取り付けた場合、平底および皿底とは異なり、球底では若干の動力数低下が生じた。 $C/H=0.5$ で平底との動力差が最も大きくなり、それは 20%程度であった。これは、翼下側にできるループが槽底形状の影響を受けるためだと考えられる。Figure 4.10 のフローパターンの可視化写真に示すように、翼の位置を槽の中央付近に取り付けた場合、平底では 2 ループが観測されるのに対して、球底では翼の上部に 1 ループの軸流が生じ、翼の下部は上下のループではなく、水平方向の旋回流が主体となっていた。このことが、動力数の差異が生じた最も大きな原因と考えられる。この旋回流の発生が、球底の特徴であり、平底や皿底と最も大きな相違点である。

4.3.2.3 傾斜パドル翼を用いた場合

軸流型と放射流型の混合的なフローパターンを持つ翼として、下方吐出のピッチドパドル翼について検討した。傾斜角は 60° で、比較的放射流の強い翼を用いたにもかかわらず、Figure 4.11 に示すように平底槽、皿底槽と球底槽に大きな動力数の差異が見られなかった。これは翼の取り付け位置を変化させても 1 ループで安定していたためである。いずれの槽底形状においても翼を槽底近傍に設置した場合に最大の動力数を示した。

4.3.2.4 プロペラ翼を用いた場合

軸流型の代表翼として、下方吐出のプロペラ翼について検討した。Figure 4.12 に示すように平底槽、皿底槽と球底槽に大きな動力数の差異は見られなかった。ピッチドパドル翼も含めた軸流型の翼はフローパターンが槽底形状によらず変化しないため、動力数に差異が現れないものと考えられる。

平底槽と球底槽を比較した場合、 $H=D$ で液深さを定義したとき、容積の差が問題となる場合も考えられるが、今回の検討では、攪拌翼の取り付け位置が動力数に及ぼす影響が大きいということを重視したことと、球底部分の邪魔板形状の定義が複雑になることを避けるために直線部の邪魔板設置と限定している。

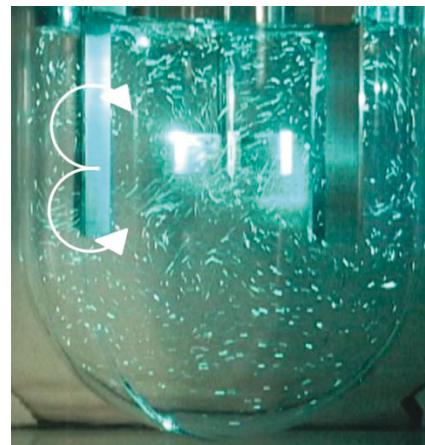
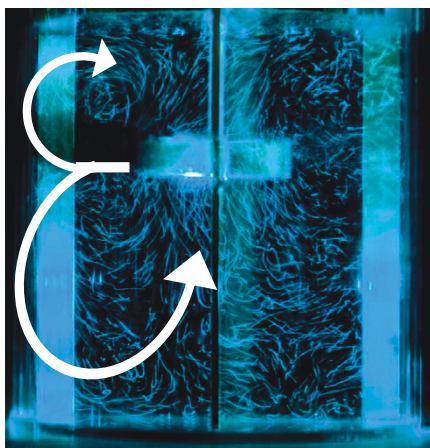
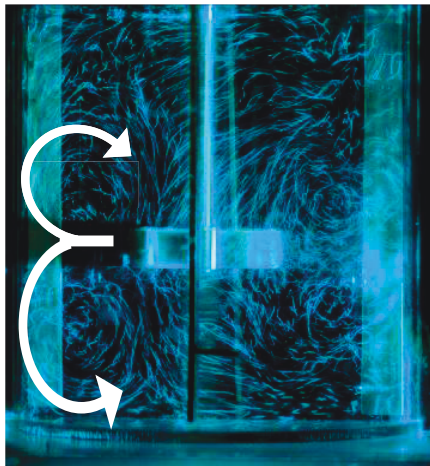
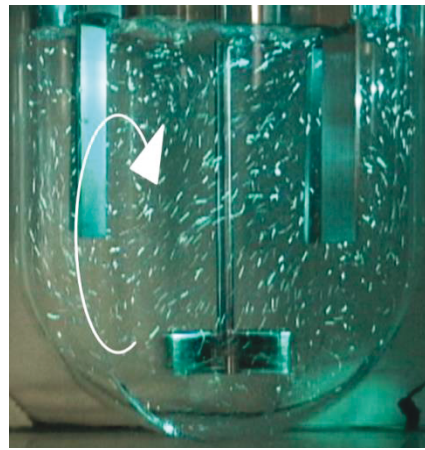
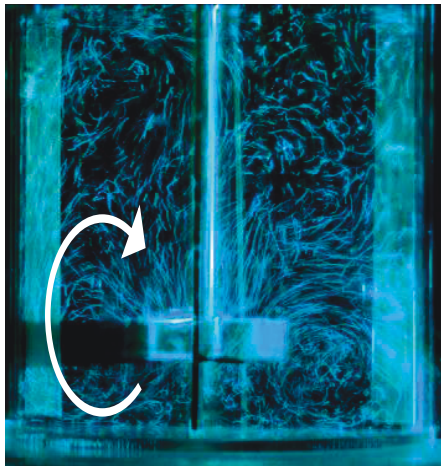


Figure 4.8 Visualization of flow pattern in mixing vessel with paddle impeller

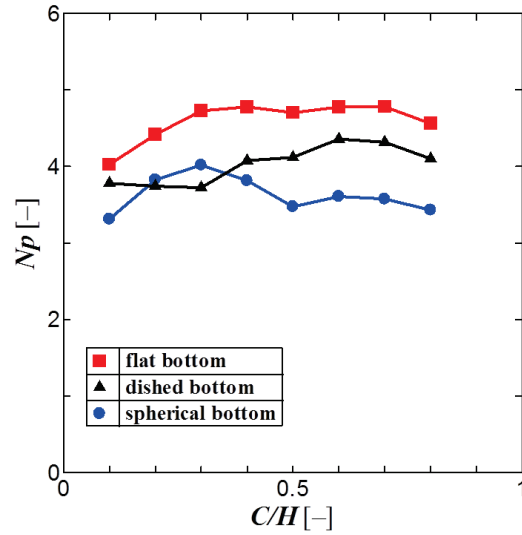


Figure 4.9 Dependence of power number on clearance between bottom and Rushton turbine impeller for flat, dished and spherical bottom vessels ($n_p=6$, $n=300\text{rpm}$, $n_B=4$, $\mu=1\text{ mPa} \cdot \text{s}$)

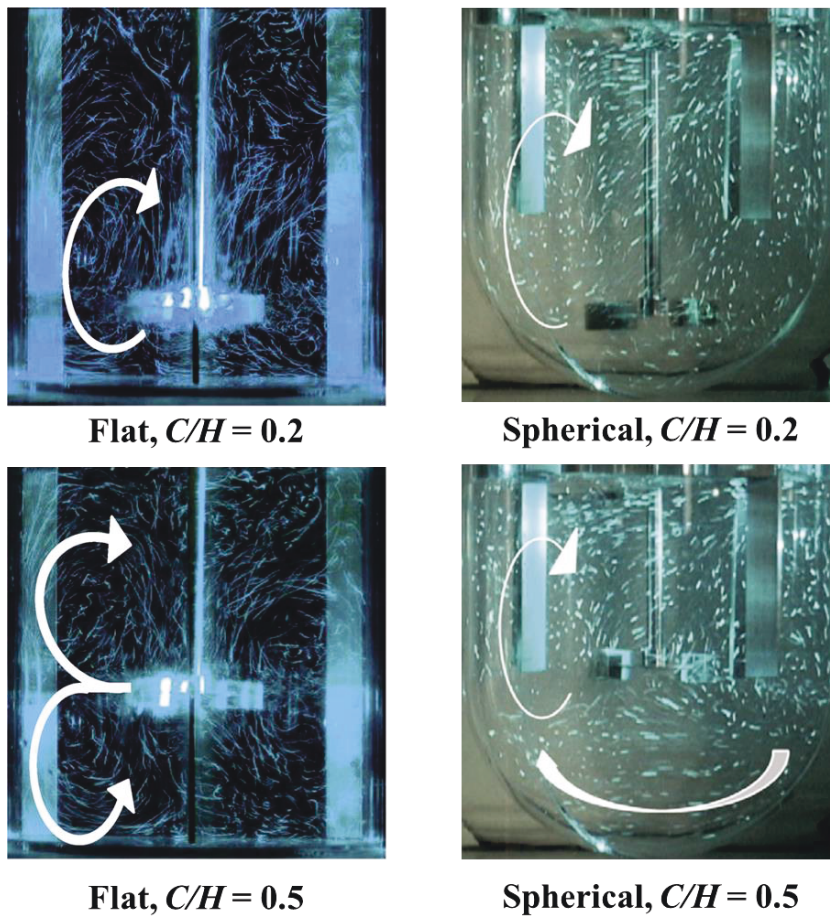


Figure 4.10 Visualization of flow pattern in mixing vessel with Rushton turbine impeller

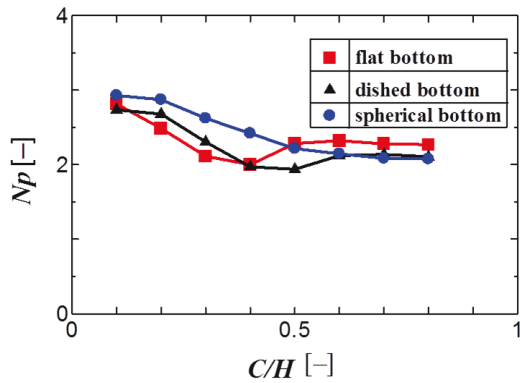


Figure 4.11 Dependence of power number on clearance between bottom and pitched impeller for flat, dished and spherical bottom vessels ($n_p=6$, $n=300\text{rpm}$, $n_B=4$, $\mu=1\text{ mPa}\cdot\text{s}$)

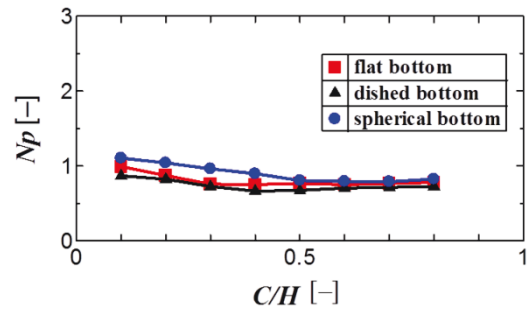


Figure 4.12 Dependence of power number on clearance between bottom and propeller impeller for flat, dished and spherical bottom vessels ($n_p=6$, $n=300\text{rpm}$, $n_B=4$, $\mu=1\text{ mPa}\cdot\text{s}$)

4.4 結言

本章では、攪拌翼の取り付け高さおよび攪拌槽の形状を変化させた場合の攪拌所要動力への影響を明らかにした。

最初に、標準邪魔板条件の乱流平底円筒槽でパドル翼を用いた場合、その翼取り付け位置によって動力変動が生じることが既知であることに対して、この変動がどの Re 数領域から生じるのかを明らかにした。この動力変動は層流域および遷移域では生じることがなく、 Re 数が 6000 を超える乱流域から発生することがわかった。これは、この Re 数付近においてフローパターンの変化がはっきりと現れるからである。攪拌槽中央に取り付けた場合は 2 ループのフローパターンを示すのに対して、槽底付近では 1 ループのフローパターンを示す。

球底円筒槽では、パドル翼を用いた時、平底円筒槽や皿底円筒槽とは異なり、動力変動が起きにくく、低動力を示した。これは、翼取り付け位置を変化させてもフローパターンが 1 ループを維持したままであるからである。Rushton タービン翼は平底円筒槽や皿底円筒槽と同様に翼取り付けを変化させても動力に変動は見られないが、全体的に低動力である。軸流翼は平底円筒槽、皿底円筒槽と同様に翼取り付け位置を変化させても応力は変動しない傾向を球底円筒槽でも示した。

第5章 大型2枚羽根パドル翼の動力線図と混合パターン

5.1 緒言

本章では、種々の大型2枚羽根パドル翼に対して、広範囲のレイノルズ数で混合パターンを可視化し、日本で開発された広範囲の粘度の流体に対応できる優れた大型2枚羽根パドル翼の混合パターンの特性を明らかにした。

5.2 実験方法

使用した攪拌槽はアクリル樹脂製の平底円筒槽と皿底円筒槽であり、その内径 D は 0.185 m であり、その概略図を **Figure 5.1** に示した。攪拌槽には、槽壁に沿って邪魔板を2枚挿入し、邪魔板の幅は $B_w = D/10$ とした。使用した攪拌翼は、マックスブレンド翼、フルゾーン翼、スーパーミックス翼であり、その概略図を **Figure 5.2** に示した。攪拌所要動力はトルクメータ SATAKE-ST3000 を用いて測定した。それぞれの翼の寸法は **Table 5.1** に示した。攪拌翼は **Fig. 5.1** に示すように、槽底付近に設置した。混合パターンを観測するのに使用した攪拌液は水飴水溶液であり、濃度を調整することによって粘度を 0.001–2.5 Pa·s の範囲で変化させた。攪拌液は液高さ H が $H/D=1$ となるように満たした。混合パターンの可視化は、ヨウ素とチオ硫酸ナトリウムの酸化還元反応法で行った。脱色剤であるチオ硫酸ナトリウムの投入位置は、槽底付近の攪拌翼と槽壁の間である。光の屈折を防ぐために攪拌槽は水を満たしたアクリル樹脂製の角型槽に入れて実験した。混合パターンの撮影は CCD カメラを使用して 60 分間記録した。

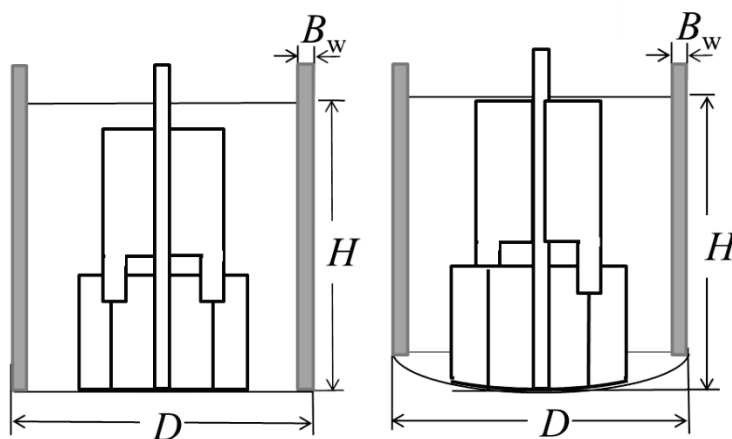


Fig. 5.1 MAXBLEND impeller with flat bottom and dished bottom.

Table 5.1 Geometry of large paddle impellers

Impeller	d [m]	b [m]
MAXBLEND	0.119	0.180
FULLZONE	0.113	0.186
Supermix MR203	0.104	0.160
Supermix MR205	0.132	0.150
Anchor	0.165	0.165

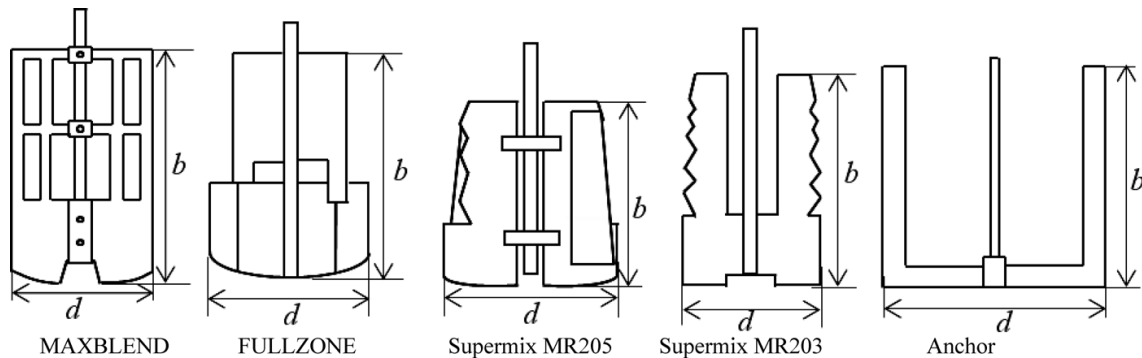


Fig. 5.2 Large paddle impellers. Values of b and d are listed in Table 1.

5.3 結果と考察

5.3.1 マックスブレンド翼

マックスブレンド翼を使用して混合パターンを観測している際に平底円筒槽、皿底円筒槽で測定された攪拌所要動力と Re 数の関係を **Figures 5.3, 5.4** にそれぞれ示す。Fig. 5.3, 5.4 には邪魔板無しと邪魔板有りの攪拌所要動力を示した。乱流域において、平底円筒槽と比較して皿底円筒槽の攪拌所要動力は若干低い。**Figures 5.5–5.14** に邪魔板無し平底円筒槽、**Figures 5.15–5.24** に邪魔板付平底円筒槽、**Figures 5.25–5.34** に邪魔板無し皿底円筒槽、**Figures 5.35–5.44** に邪魔板付き皿底円筒槽での混合パターンを示している。

平底槽での層流域では($Re=6, 10$, Figs. 5.5, 5.6, 5.15, 5.16), 邪魔板の有無にかかわらず下部パドル周辺で混合されにくい領域が見られ、上部のスリット部分では良好に混合された。邪魔板無しの場合、遷移域に移るにつれ($Re=15, 25, 40$, Figs. 5.7, 5.8, 5.9)下部パドル周辺での混合が進みやすくなるが、層流域では確認されなかったドーナツリング状の不良混合域が翼中段付近に確認された。このドーナツリングは、 $Re=15, 25$ の場合では幅の広い1つのドーナツリングであったが、 $Re=40$ の混合過程では二つのドーナツリングとなる。邪魔板有りの場合では($Re=15, 25, 40$, Figs. 5.17–5.19), わずかに不良混合域も確認されるが、攪拌槽全体で混合が確認され、邪魔板無しの条件で確認される明確なドーナツリングは確認されなかった。また $Re>80$ では(Figs. 5.10–5.14, 5.20–5.24), 邪魔板の有無に関わらず混合を容易に達成することが出来た。

皿底槽での層流域($Re=6, 10, 15$, Figs. 5.25–5.27, 5.35–5.37)も平底槽の場合と同様に下部パドル周辺で混合されにくい領域が確認された。また邪魔板無しの場合では、平底槽の場合と同様に遷移域に移るにつれ($Re=40$, Figs. 5.29)下部パドル周辺での混合が進みやすくなるが、層流域では確認されなかったドーナツリング状の不良混合域が翼中段付近に確認された。ただし、 $Re>80$ では(Figs. 5.30–5.34, 5.40–5.44), 邪魔板の有無に関わらず混合を容易に達成することが出来た。

マックスブレンド翼は、強い吐出を生み出す下部パドルからスリット状の翼上部への1つの大きな循環を生み出すことにより良好な混合を目的とした攪拌翼である。しかし本研究により、層流域から遷移域に関しては一つ、または複数の不良混合域が形成され、極めて複雑な流動が行われていることが確認された。ただし、遷移域から乱流域ではこれまでの評価と同様に非常に優れた混合性能が発揮された。

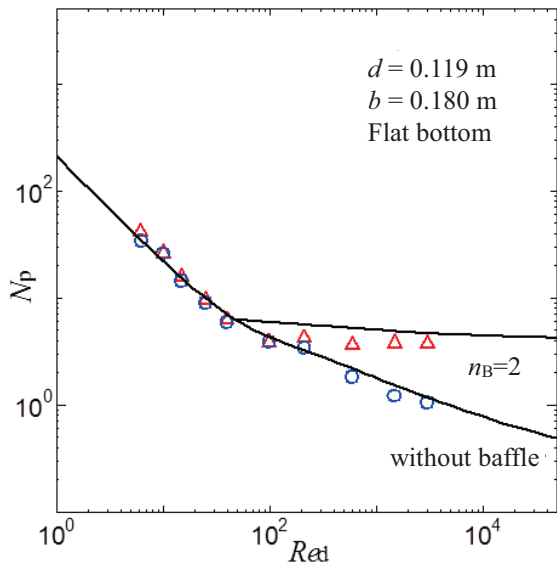


Fig. 5.3 Power number diagram for MAXBLEND impeller with flat bottom

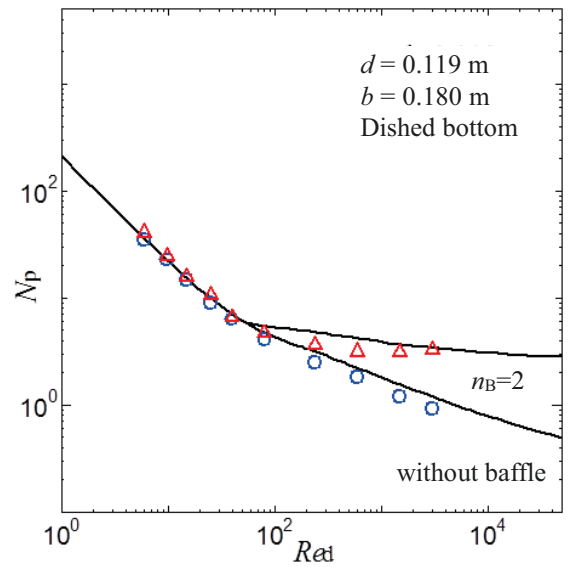


Fig. 5.4 Power number diagram for MAXBLEND impeller with dished bottom

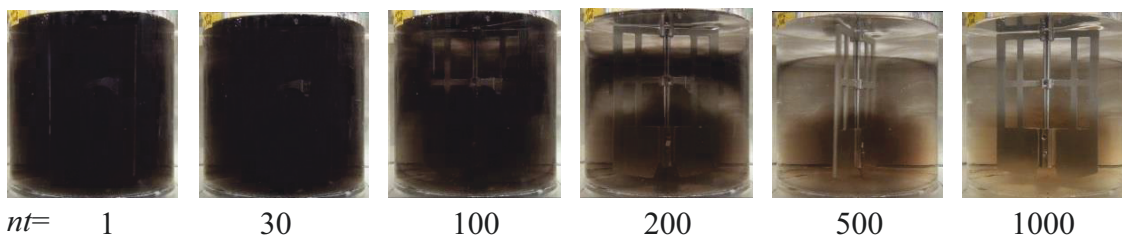


Fig. 5.5 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an un baffled flat vessel

($Re=6$; $\rho=1370\text{kg/m}^3$ $\mu=1.7\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=33\text{rpm}$)

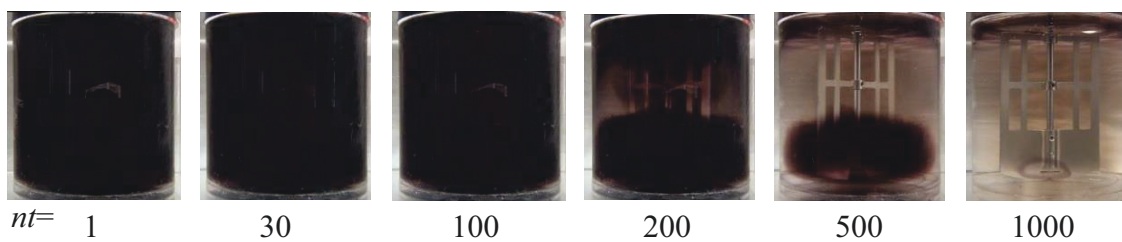


Fig. 5.6 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an un baffled flat vessel

($Re=10$; $\rho=1369\text{kg/m}^3$ $\mu=1.14\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=36\text{rpm}$)

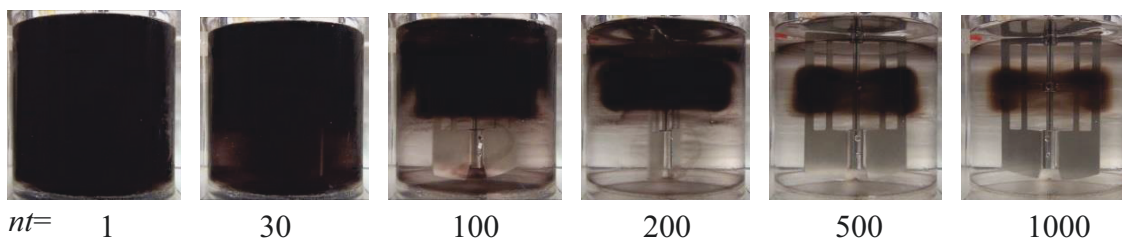
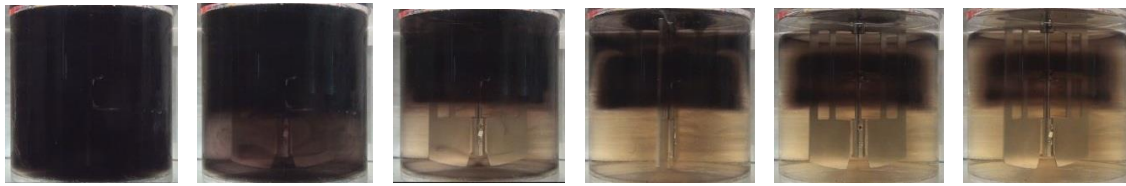


Fig. 5.7 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an un baffled flat vessel

($Re=15$; $\rho=1363\text{kg/m}^3$ $\mu=0.98\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=46\text{rpm}$)



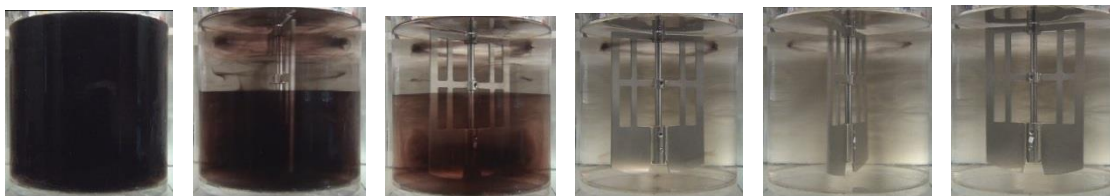
$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.8 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled flat vessel
 ($Re=25$; $\rho=1347\text{kg/m}^3$ $\mu=0.48\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=38\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.9 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled flat vessel
 ($Re=40$; $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.30\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=38\text{rpm}$)



$nt=$ 1 15 30 100 300 500

Fig. 5.10 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled flat vessel
 ($Re=100$; $\rho=1308\text{kg/m}^3$ $\mu=0.115\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=37\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 10 20 30

Fig. 5.11 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled flat vessel
 ($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=43\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 10 15 30

Fig. 5.12 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled flat vessel
 ($Re=600$; $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=41\text{rpm}$)

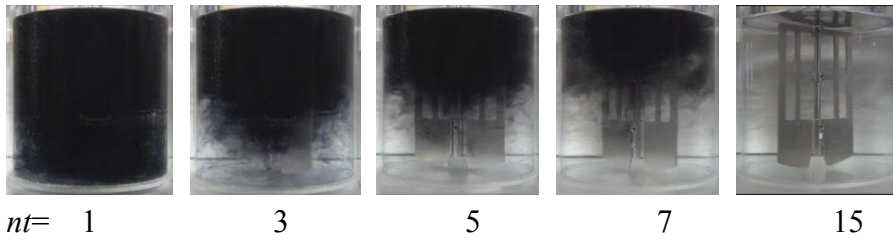


Fig. 5.13 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled flat vessel
 ($Re=1500; \rho=1175\text{kg/m}^3 \mu=0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=43\text{rpm}$)

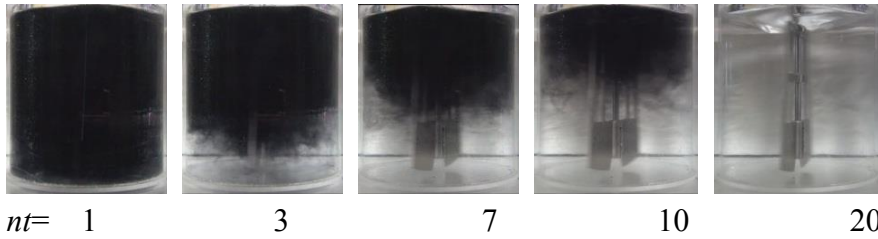


Fig. 5.14 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled flat vessel
 ($Re=3000; \rho=1175\text{kg/m}^3 \mu=0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=87\text{rpm}$)

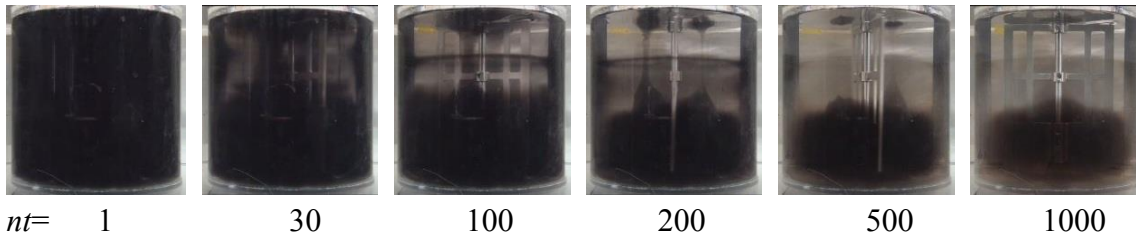


Fig. 5.15 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel
 ($Re=6; \rho=1370\text{kg/m}^3 \mu=1.70 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=32\text{rpm}$)

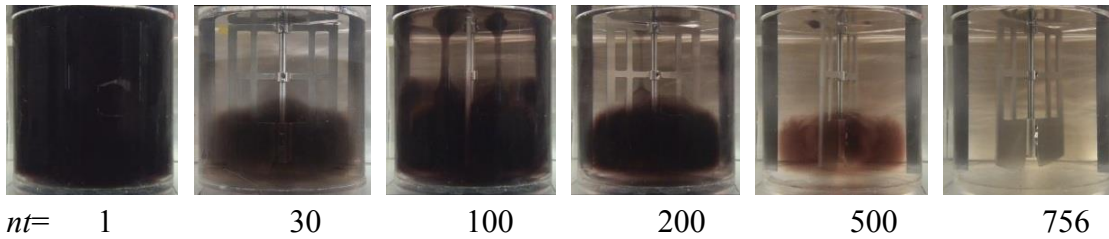


Fig. 5.16 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel
 ($Re=10; \rho=1369\text{kg/m}^3 \mu=1.14 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=36\text{rpm}$)

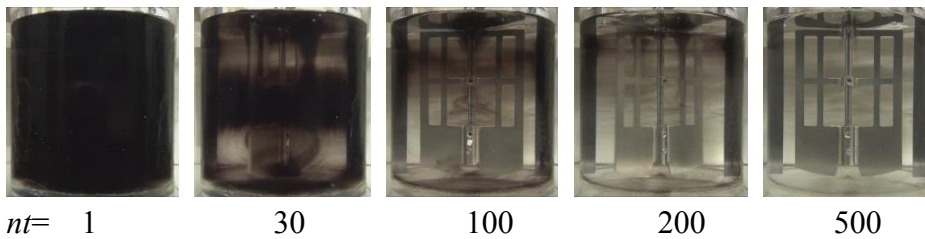


Fig. 5.17 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel
 ($Re=15; \rho=1363\text{kg/m}^3 \mu=0.98 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=46\text{rpm}$)

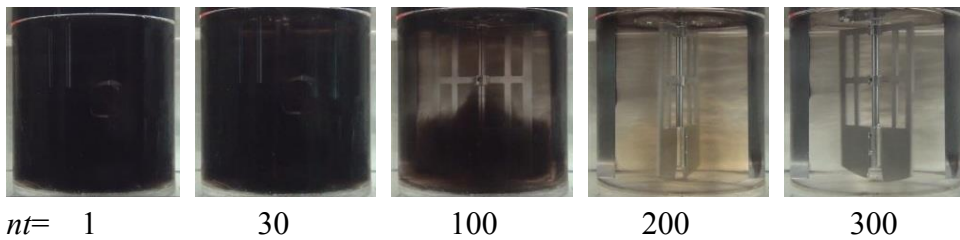


Fig. 5.18 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel
 ($Re=25$; $\rho=1347\text{kg/m}^3$ $\mu=0.48\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=38\text{rpm}$)

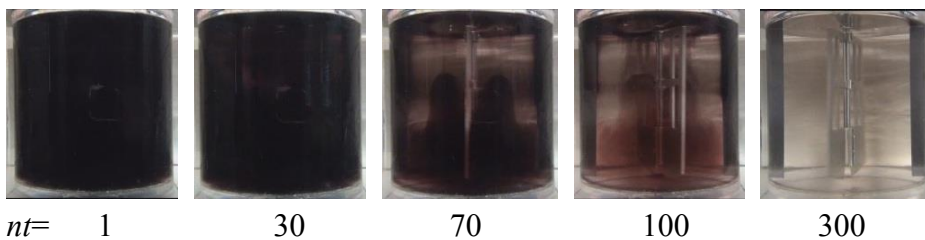


Fig. 5.19 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel
 ($Re=40$; $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.30\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=38\text{rpm}$)

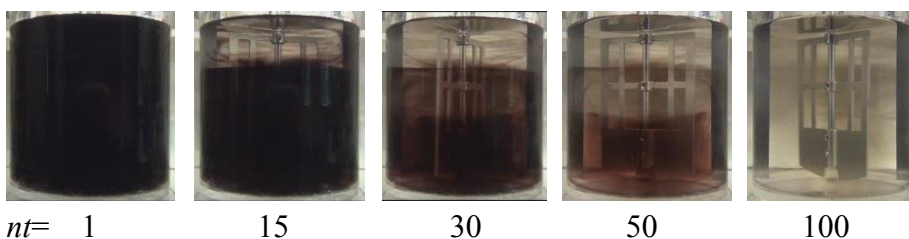


Fig. 5.20 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel
 ($Re=100$; $\rho=1308\text{kg/m}^3$ $\mu=0.115\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=37\text{rpm}$)

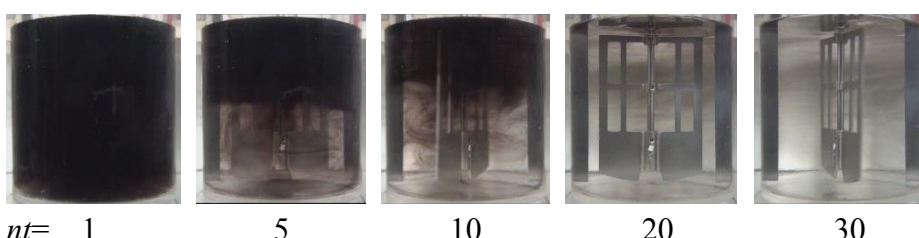


Fig. 5.21 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel
 ($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=43\text{rpm}$)

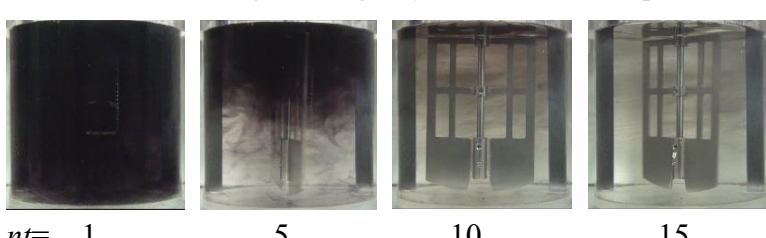
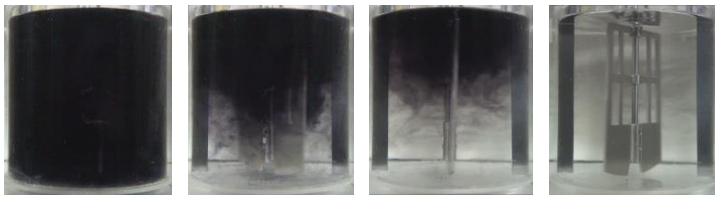


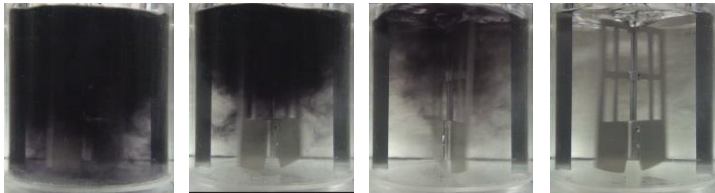
Fig. 5.22 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel
 ($Re=600$; $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=41\text{rpm}$)



$nt=$ 1 3 5 10

Fig. 5.23 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel

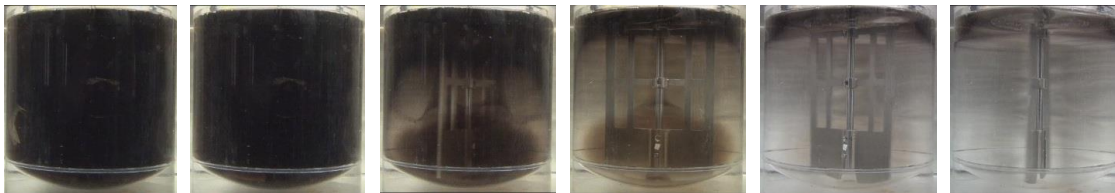
($Re=1500$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=43\text{rpm}$)



$nt=$ 1 3 5 7

Fig. 5.24 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel

($Re=3000$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=87\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.25 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled dish vessel

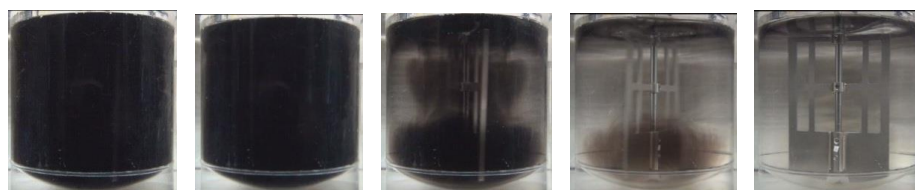
($Re=6$; $\rho=1368\text{ kg/m}^3$ $\mu=2.3\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=43\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.26 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled dish vessel

($Re=10$; $\rho=1371\text{ kg/m}^3$, $\mu=1.63\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $n=50\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 300

Fig. 5.27 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled dish vessel

($Re=15$; $\rho=1353\text{ kg/m}^3$, $\mu=1.06\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $n=50\text{rpm}$)

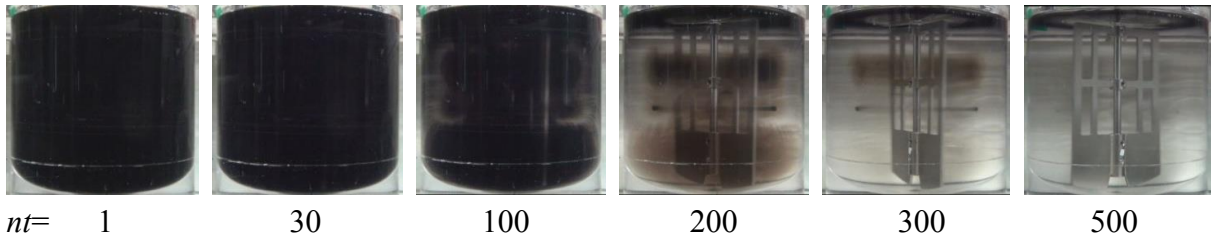


Fig. 5.28 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled dish vessel
 ($Re=25$: $\rho=1348 \text{ kg/m}^3$, $\mu=0.53 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $n=42\text{rpm}$)

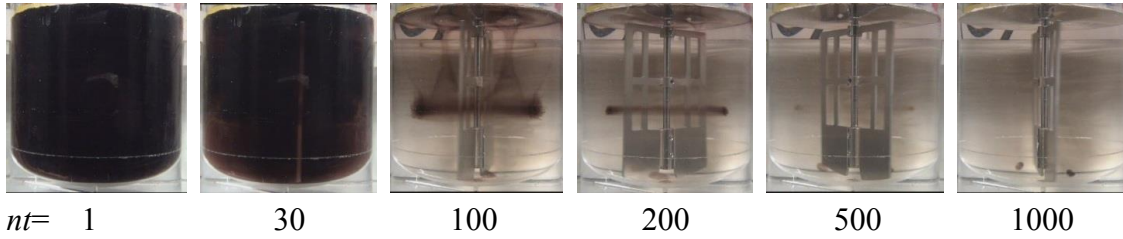


Fig. 5.29 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled dish vessel
 ($Re=40$: $\rho=1336 \text{ kg/m}^3$, $\mu=0.30 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $n=38\text{rpm}$)

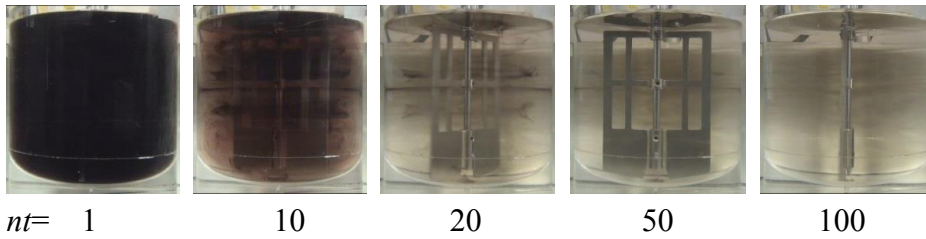


Fig. 5.30 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled dish vessel
 ($Re=80$: $\rho=1316\text{kg/m}^3$, $\mu=0.15 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $n=39\text{rpm}$)

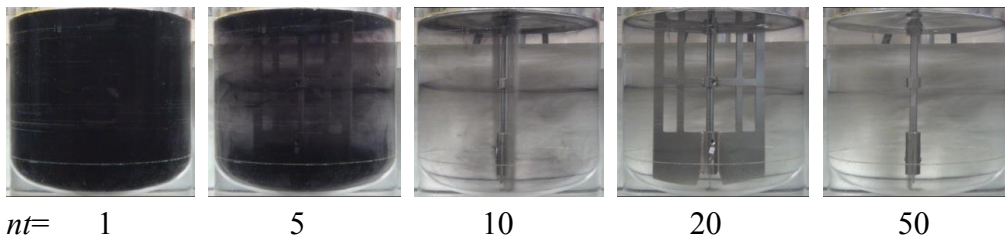


Fig. 5.31 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled dish vessel
 ($Re=240$: $\rho=1280\text{kg/m}^3$, $\mu=0.054 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $n=43\text{rpm}$)

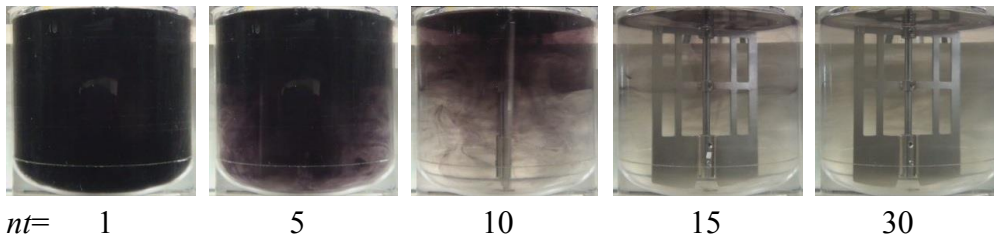


Fig. 5.32 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled dish vessel
 ($Re=600$: $\rho=1235\text{kg/m}^3$, $\mu=0.020 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $n=41\text{rpm}$)

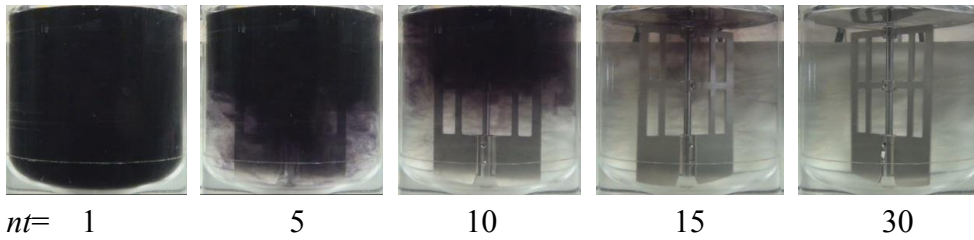


Fig. 5.33 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled dish vessel
 ($Re=1500$: $\rho=1175\text{kg/m}^3$, $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $n=43\text{rpm}$)

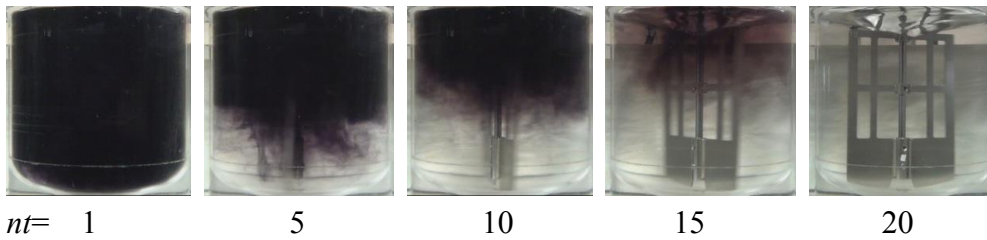


Fig. 5.34 Mixing patterns obtained with a Maxblend in an unbaffled dish vessel
 ($Re=3000$: $\rho=1175\text{kg/m}^3$, $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $n=87\text{rpm}$)

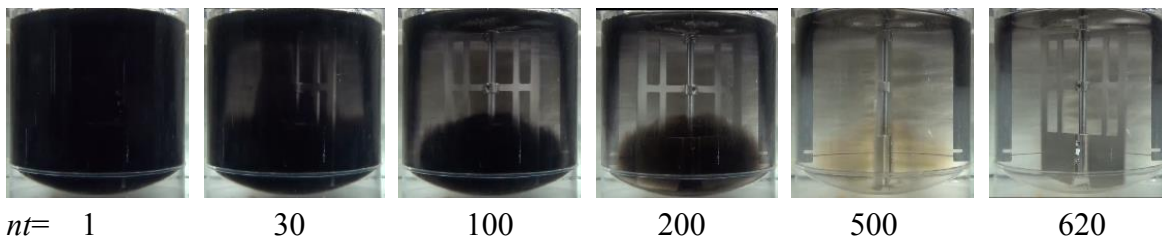


Fig. 5.35 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled dish vessel
 ($Re=6$: $\rho=1374\text{ kg/m}^3$ $\mu=1.85\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=34\text{rpm}$)

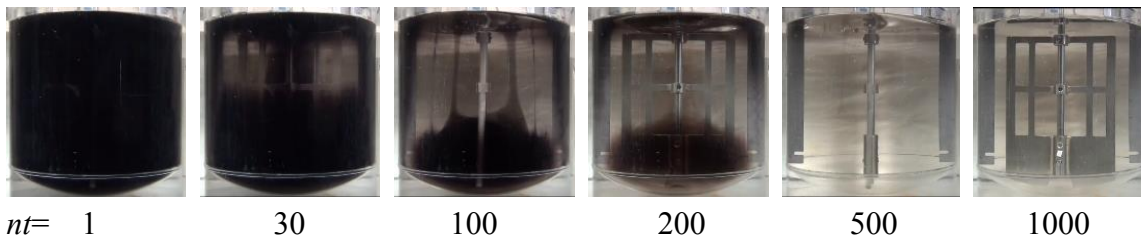


Fig. 5.36 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled dish vessel
 ($Re=10$: $\rho=1374\text{kg/m}^3$ $\mu=1.63\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=50\text{rpm}$)

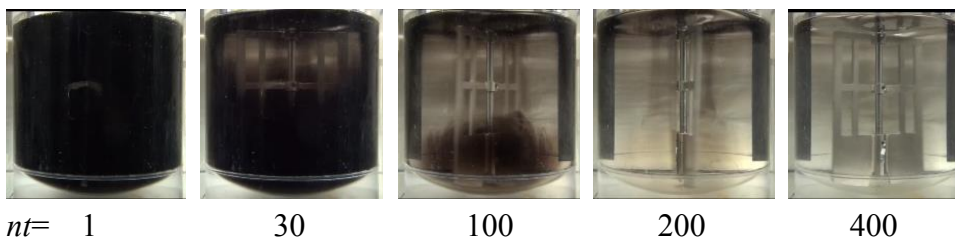
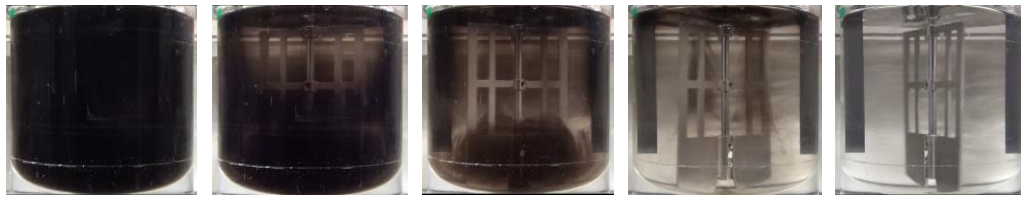


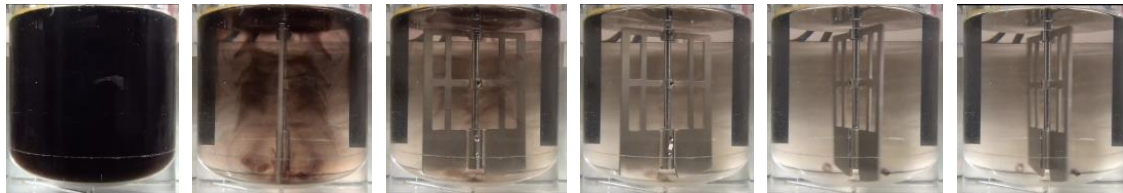
Fig. 5.37 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled dish vessel
 ($Re=15$: $\rho=1329\text{kg/m}^3$ $\mu=1.2\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=57\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 300

Fig. 5.38 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled dish vessel

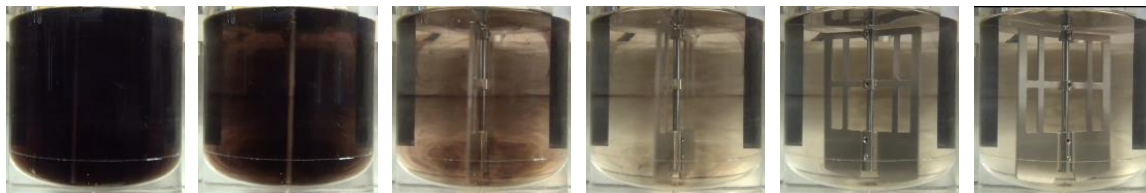
($Re=25$; $\rho=1348\text{kg/m}^3$ $\mu=0.53\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=42\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 300 1000

Fig. 5.39 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled dish vessel

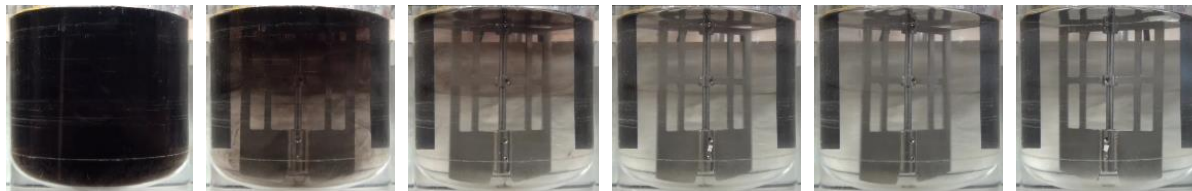
($Re=40$; $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.30\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=38\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 10 15 20 50

Fig. 5.40 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled dish vessel

($Re=80$; $\rho=1316\text{kg/m}^3$ $\mu=0.15\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=39\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 10 15 20 30

Fig. 5.41 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled dish vessel

($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=43\text{rpm}$)



$nt=$ 1 3 5 7 10

Fig. 5.42 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled dish vessel

($Re=600$; $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=41\text{rpm}$)

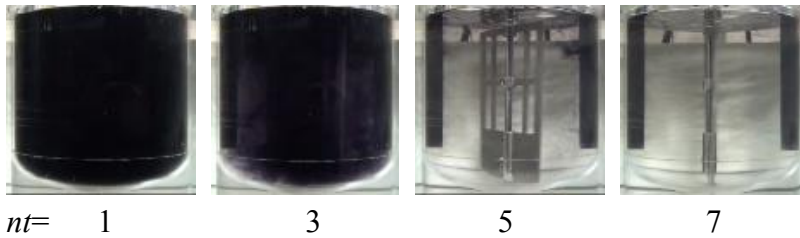


Fig. 5.43 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled dish vessel
 ($Re=1500$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=43\text{rpm}$)

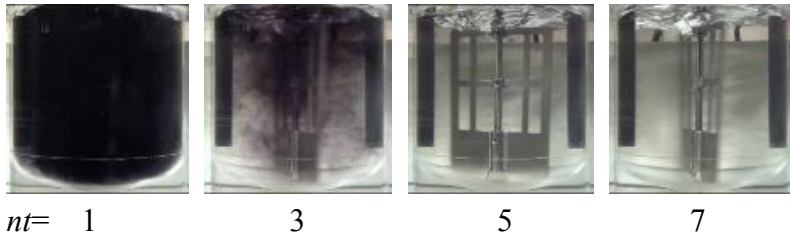


Fig. 5.44 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled dish vessel
 ($Re=3000$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=43\text{rpm}$)

5.3.2 フルゾーン翼

フルゾーン翼を使用して混合パターンを観測している際に測定された攪拌所要動力と Re 数の関係を **Figures 5.45, 5.46** にそれぞれ平底円筒槽, 皿底円筒槽で得られた値を示す. 乱流域で, 平底円筒槽で得られる動力と比較して, 皿底円筒槽で得られる動力は低い. **Figures 5.47–5.56** に邪魔板無し平底円筒槽, **Figures 5.57–5.66** に邪魔板付平底円筒槽, **Figures 5.67–5.76** に邪魔板無し皿底円筒槽, **Figures 5.77–5.86** に邪魔板付き皿底円筒槽での混合パターンを示している. $Re = 6-15$ のレイノルズ数領域において(Figs 5.47–5.49, 5.57–5.59), 邪魔板の有無に関わらず槽上部に未混合領域が観察された.

邪魔板の有無によって動力数に差が生じ始める $Re = 40$ において, 邪魔板無し攪拌槽(Fig. 5.71)において未混合領域であるドーナツリングが観察された. 一方で, 邪魔板付皿底円筒槽では, $Re = 80$ で翼下部に特異な小型未混合体が二つ観察された. これは Re 数が 80 以上になると発生しなかった. しかし, この未混合領域は長時間混合することによって消滅する.

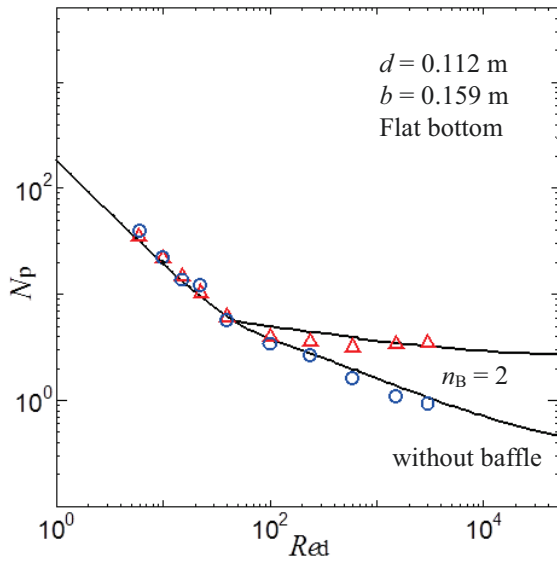


Fig. 5.45 Power number diagram for FULLZONE (flat bottom)

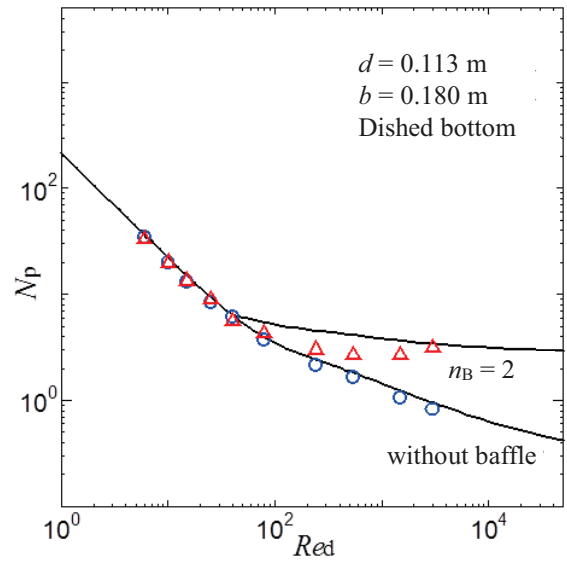


Fig. 5.46 Power number diagram for FULLZONE (dished bottom)

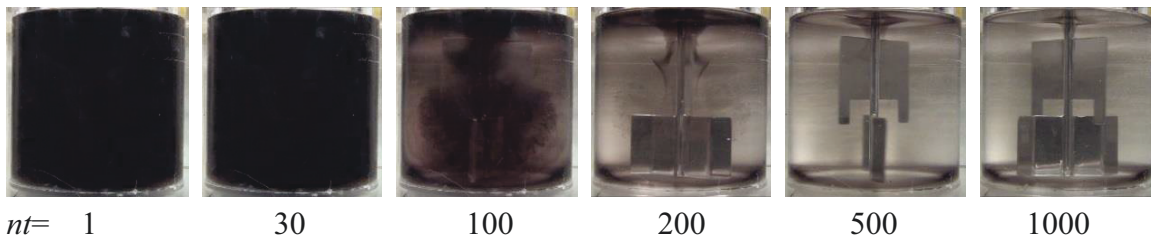


Fig. 5.47 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an un baffled flat vessel
($Re=6; \rho=1363\text{kg/m}^3 \mu=2.000 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=40\text{rpm}$)

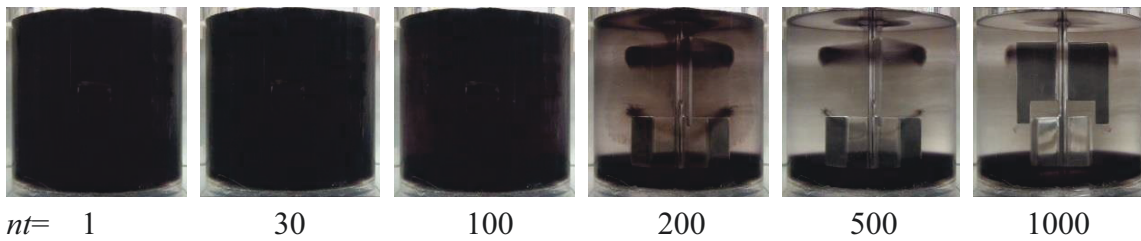


Fig. 5.48 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an un baffled flat vessel
($Re=10; \rho=1363\text{kg/m}^3 \mu=0.950 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=33\text{rpm}$)

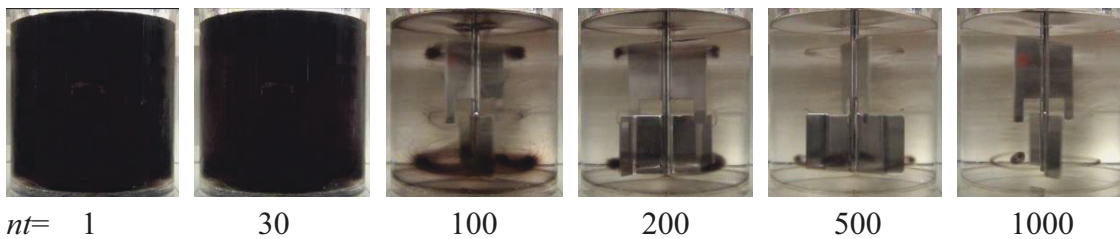


Fig. 5.49 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an un baffled flat vessel
($Re=15; \rho=1363\text{kg/m}^3 \mu=0.950 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=50\text{rpm}$)

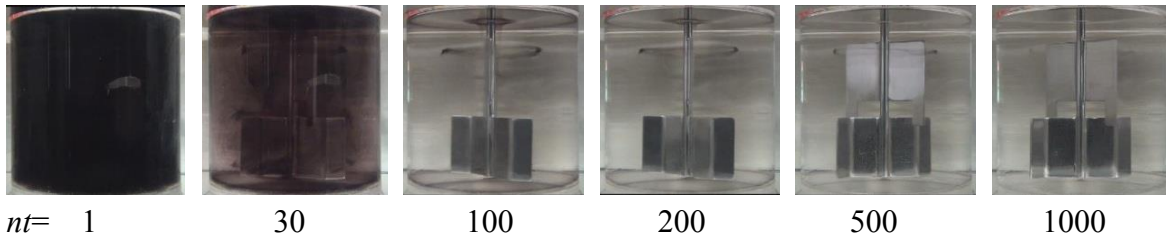


Fig. 5.50 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an un baffled flat vessel
 ($Re=25; \rho=1347\text{kg/m}^3 \mu=0.480 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=38\text{rpm}$)

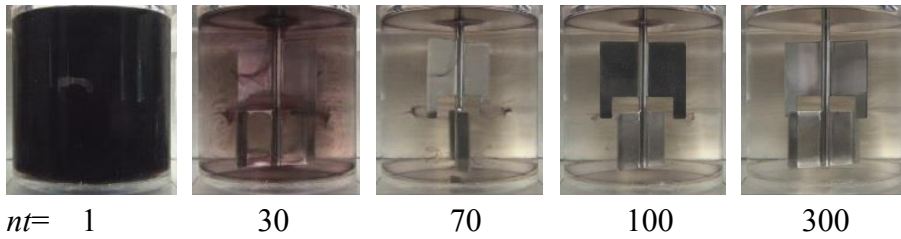


Fig. 5.51 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an un baffled flat vessel
 ($Re=40; \rho=1336\text{kg/m}^3 \mu=0.300 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=42\text{rpm}$)

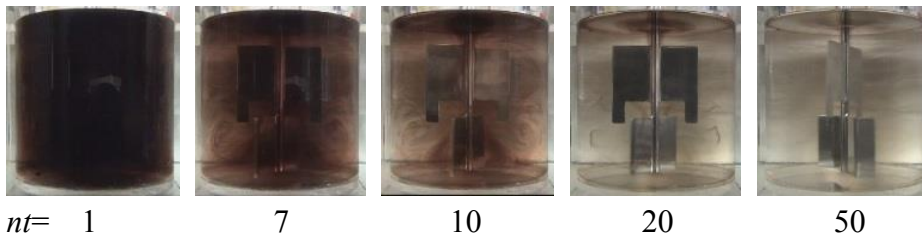


Fig. 5.52 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an un baffled flat vessel
 ($Re=80; \rho=1308\text{kg/m}^3 \mu=0.115 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=42\text{rpm}$)

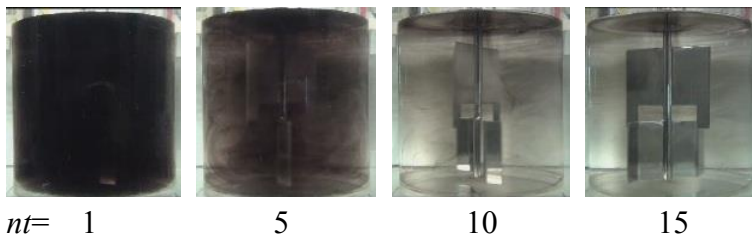


Fig. 5.53 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an un baffled flat vessel
 ($Re=240; \rho=1280\text{kg/m}^3 \mu=0.054 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=48\text{rpm}$)

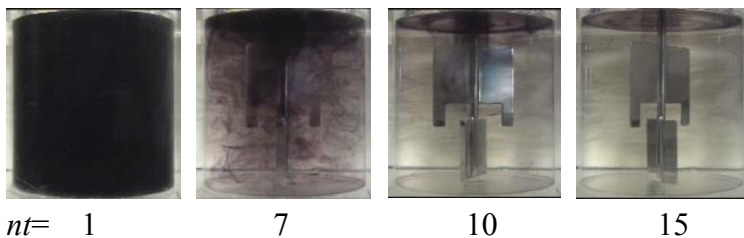


Fig. 5.54 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an un baffled flat vessel
 ($Re=600; \rho=1235\text{kg/m}^3 \mu=0.020 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=46\text{rpm}$)

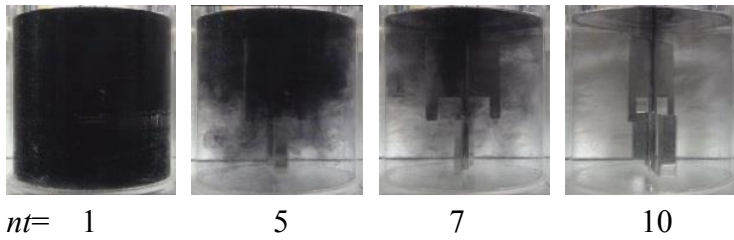


Fig. 5.55 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled flat vessel
 ($Re=1500; \rho=1175\text{kg/m}^3 \mu=0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=49\text{rpm}$)

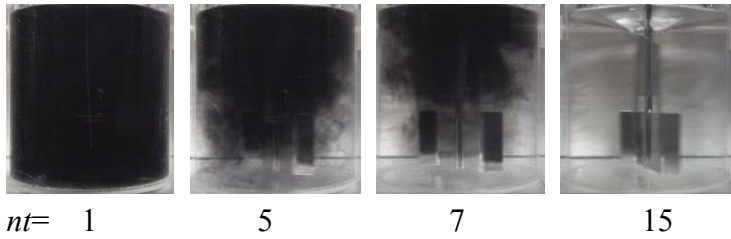


Fig. 5.56 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled flat vessel
 ($Re=3000; \rho=1175\text{kg/m}^3 \mu=0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=98\text{rpm}$)

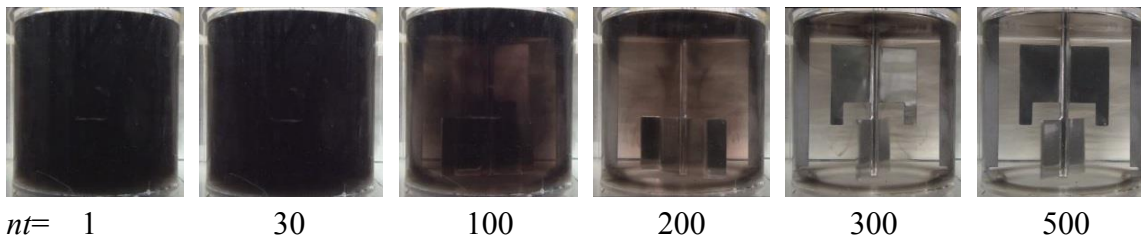


Fig. 5.57 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled flat vessel
 ($Re=6; \rho=1370\text{kg/m}^3 \mu=1.600 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=33\text{rpm}$)

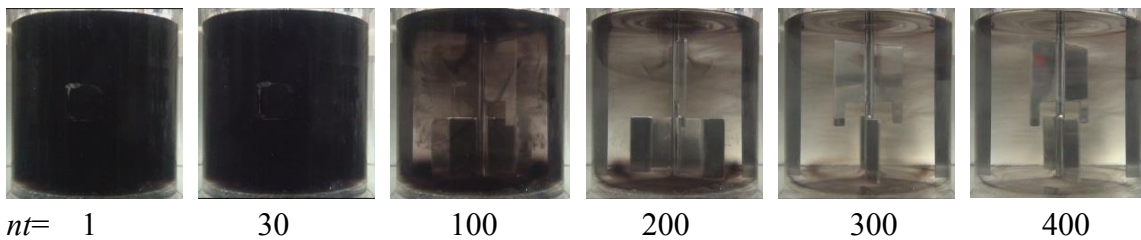


Fig. 5.58 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled flat vessel
 ($Re=10; \rho=1363\text{kg/m}^3 \mu=0.950 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=33\text{rpm}$)

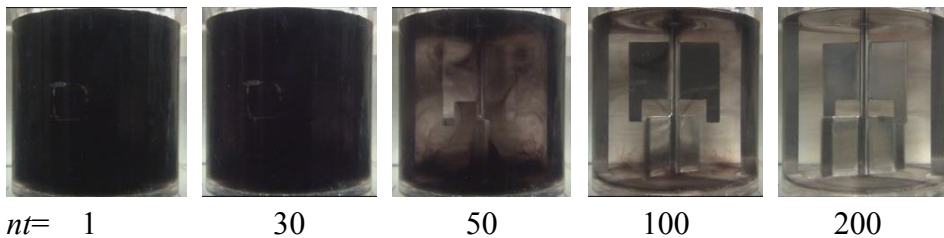
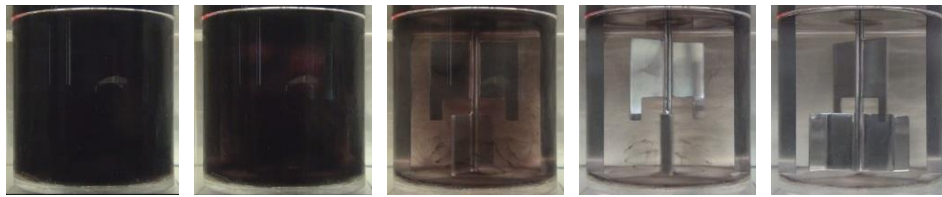


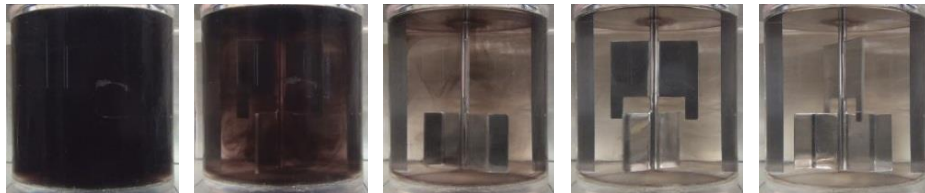
Fig. 5.59 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled flat vessel
 ($Re=15; \rho=1363\text{kg/m}^3 \mu=0.950 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=50\text{rpm}$)



$nt=$ 1 15 30 50 100

Fig. 5.60 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled flat vessel

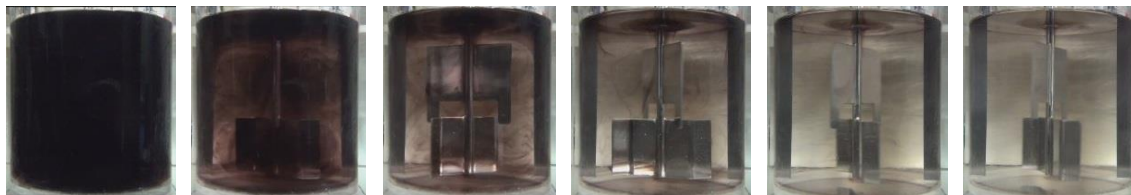
($Re=25$; $\rho=1363\text{kg/m}^3$ $\mu=0.480\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=38\text{rpm}$)



$nt=$ 1 15 30 50 70

Fig. 5.61 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled flat vessel

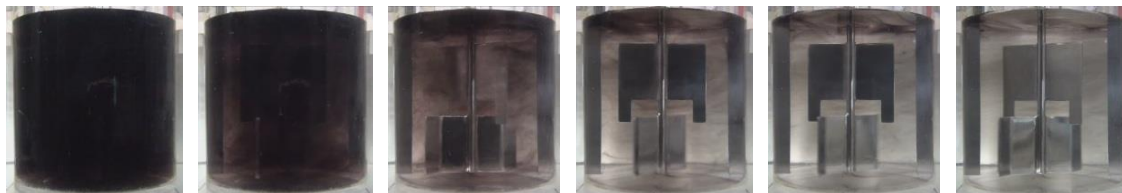
($Re=40$; $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.030\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=42\text{rpm}$)



$nt=$ 1 7 10 15 30 50

Fig. 5.62 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled flat vessel

($Re=80$; $\rho=1308\text{kg/m}^3$ $\mu=0.115\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=42\text{rpm}$)



$nt=$ 1 3 5 7 10 15

Fig. 5.63 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled flat vessel

($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=48\text{rpm}$)



$nt=$ 1 3 5 7 10

Fig. 5.64 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled flat vessel

($Re=600$; $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=46\text{rpm}$)

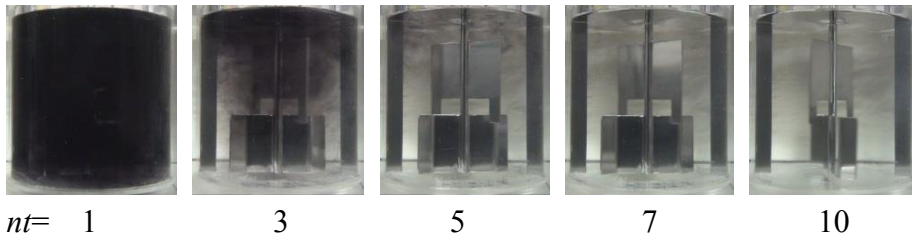


Fig. 5.65 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled flat vessel
 ($Re=1500$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=49\text{rpm}$)

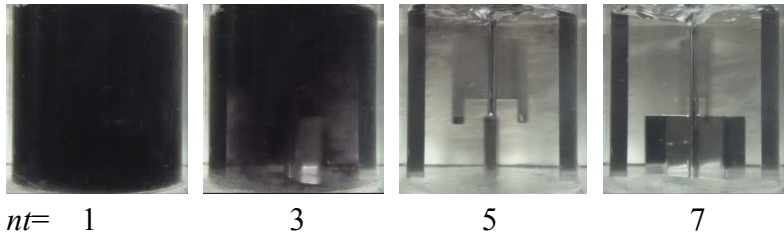


Fig. 5.66 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled flat vessel
 ($Re=3000$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=98\text{rpm}$)

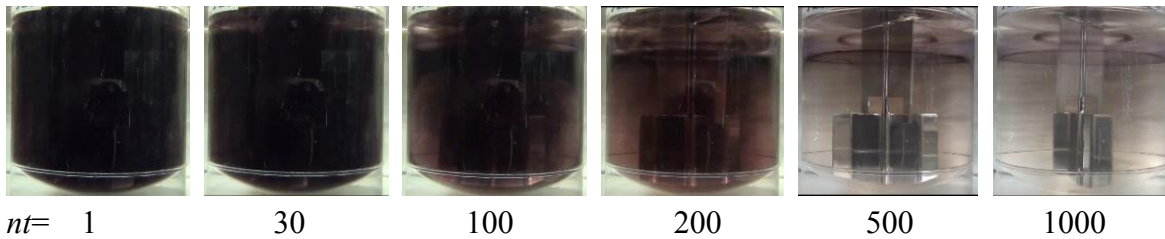


Fig. 5.67 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled dished vessel
 ($Re=6$; $\rho=1374\text{kg/m}^3$ $\mu=1.850\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=38\text{rpm}$)

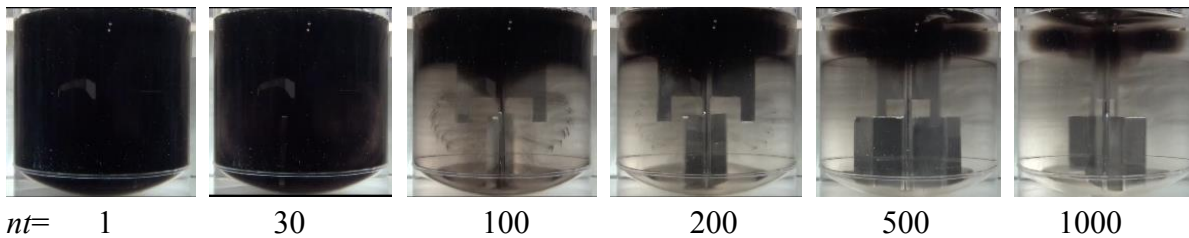


Fig. 5.68 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled dished vessel
 ($Re=10$; $\rho=1371\text{kg/m}^3$ $\mu=1.630\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=56\text{rpm}$)

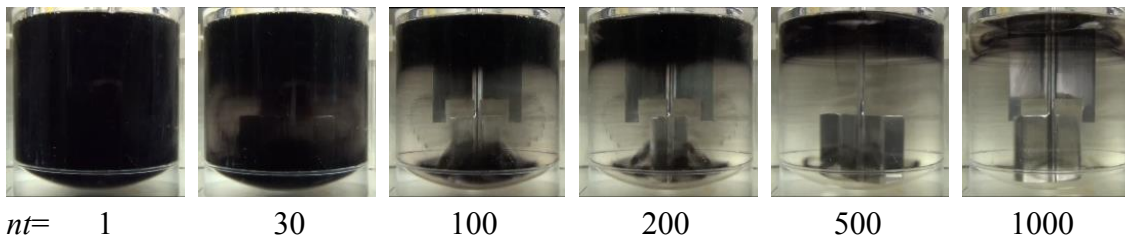
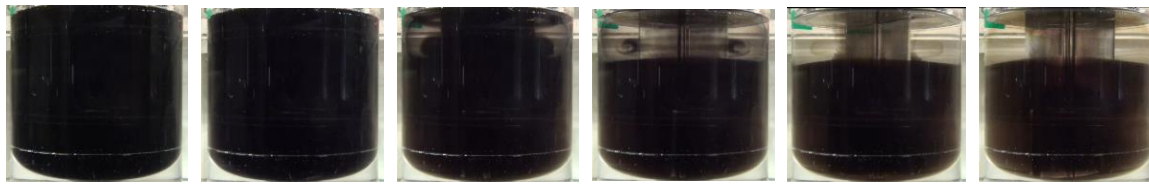


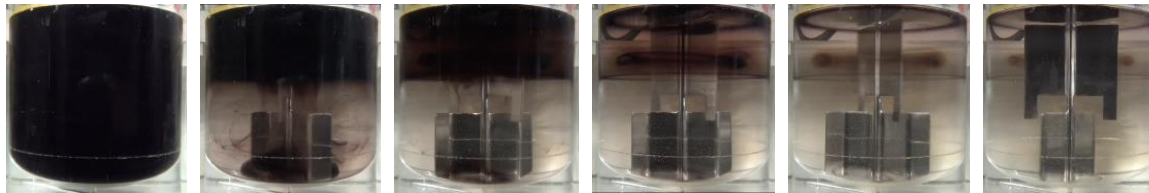
Fig. 5.69 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled dished vessel
 ($Re=15$; $\rho=1329\text{kg/m}^3$ $\mu=1.200\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=64\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.70 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled dished vessel

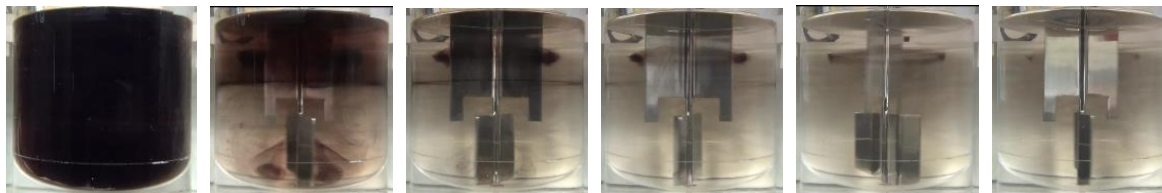
($Re=25$; $\rho=1348\text{kg/m}^3$ $\mu=0.530\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=46\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 300 1000

Fig. 5.71 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled dished vessel

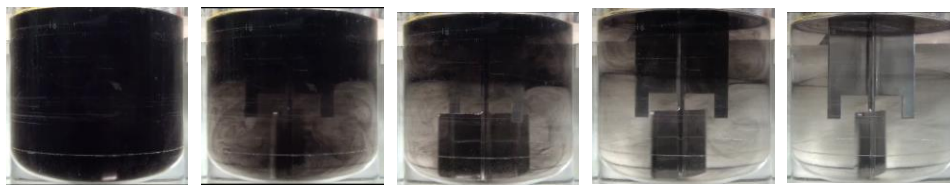
($Re=40$; $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.300\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=42\text{rpm}$)



$nt=$ 1 15 30 100 300 1000

Fig. 5.72 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled dished vessel

($Re=80$; $\rho=1316\text{kg/m}^3$ $\mu=0.150\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=42\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 7 10 15

Fig. 5.73 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled dished vessel

($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=48\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 7 10 15

Fig. 5.74 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled dished vessel

($Re=600$; $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=41\text{rpm}$)

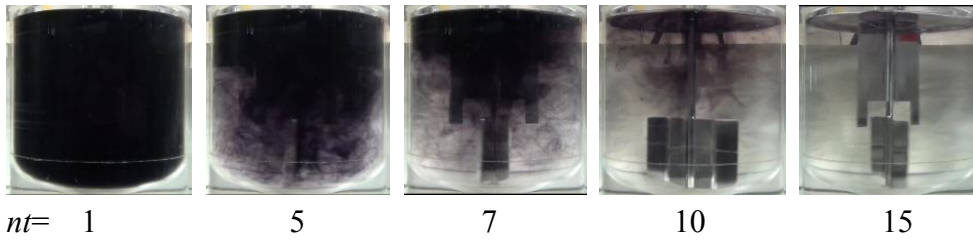


Fig. 5.75 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled dish vessel
 ($Re=1500$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=48\text{rpm}$)

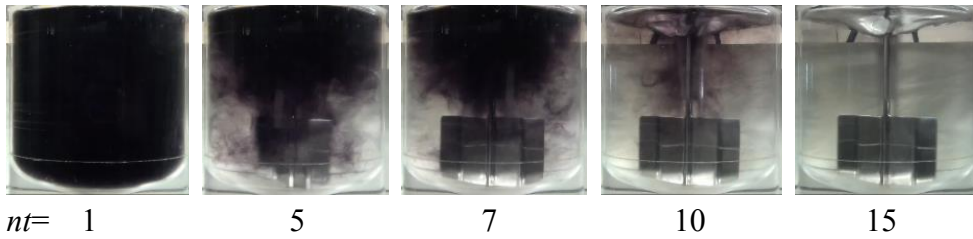


Fig. 5.76 Mixing patterns obtained with a Fullzone in an unbaffled dish vessel
 ($Re=3000$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=95\text{rpm}$)

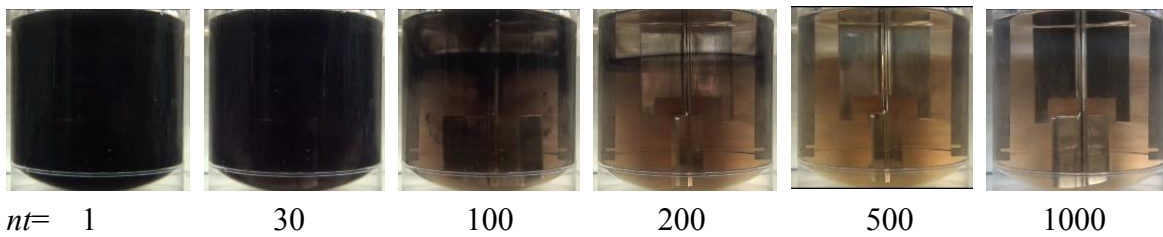


Fig. 5.77 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled dish vessel
 ($Re=6$; $\rho=1374\text{kg/m}^3$ $\mu=1.670\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=34\text{rpm}$)

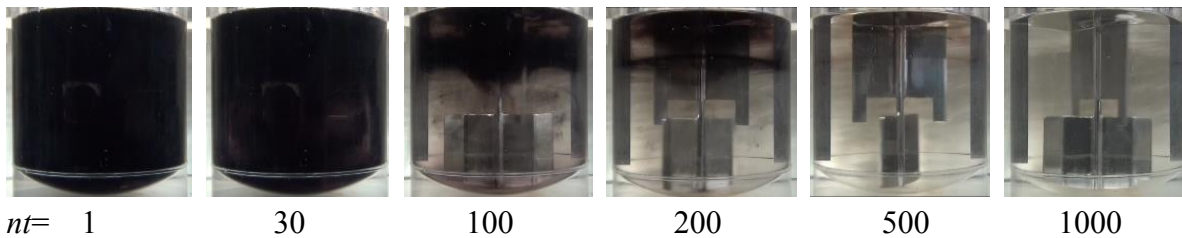


Fig. 5.78 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled dish vessel
 ($Re=10$; $\rho=1371\text{kg/m}^3$ $\mu=1.630\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=56\text{rpm}$)

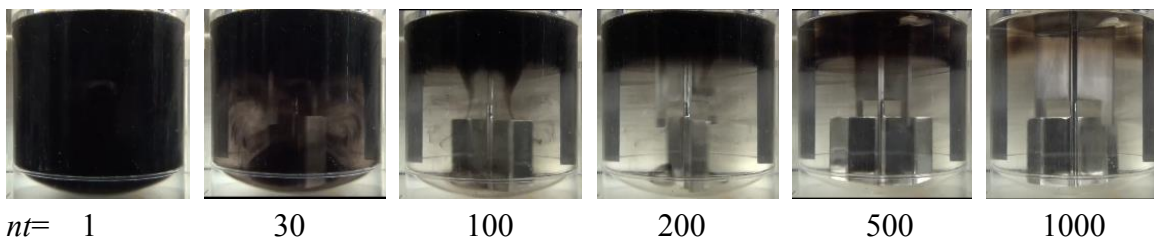
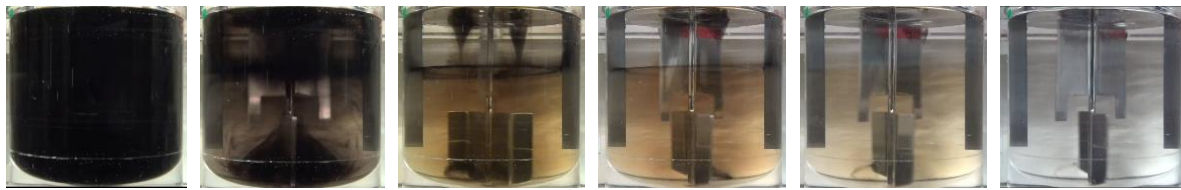


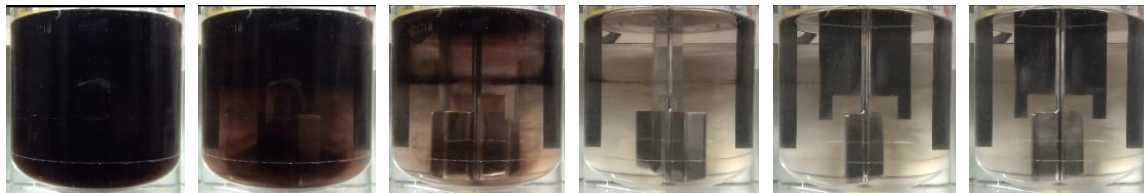
Fig. 5.79 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled dish vessel
 ($Re=15$; $\rho=1329\text{kg/m}^3$ $\mu=1.200\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=64\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.80 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled dish vessel

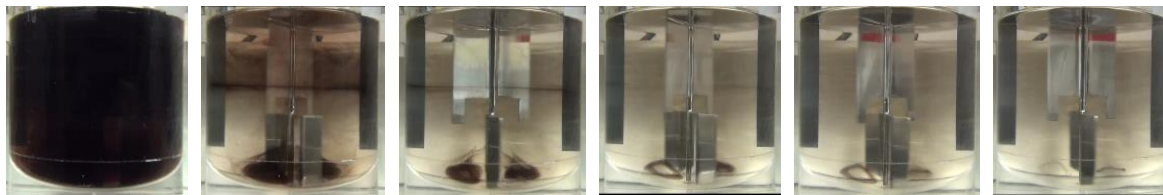
($Re=25$; $\rho=1348\text{kg/m}^3$ $\mu=0.530\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=46\text{rpm}$)



$nt=$ 1 15 30 100 200 300

Fig. 5.81 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled dish vessel

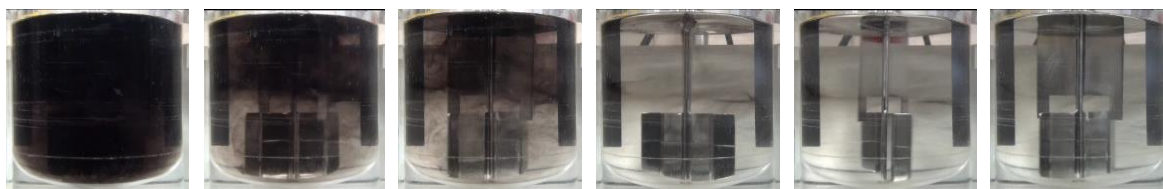
($Re=40$; $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.300\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=42\text{rpm}$)



$nt=$ 1 15 30 100 200 1000

Fig. 5.82 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled dish vessel

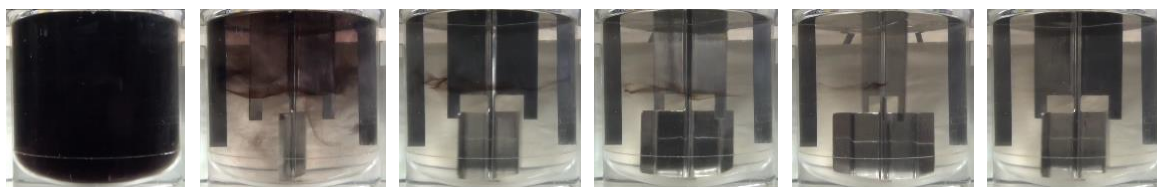
($Re=80$; $\rho=1316\text{kg/m}^3$ $\mu=0.150\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=42\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 7 15 20 50

Fig. 5.83 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled dish vessel

($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=48\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 15 30 100 300

Fig. 5.84 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled dish vessel

($Re=600$; $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=41\text{rpm}$)

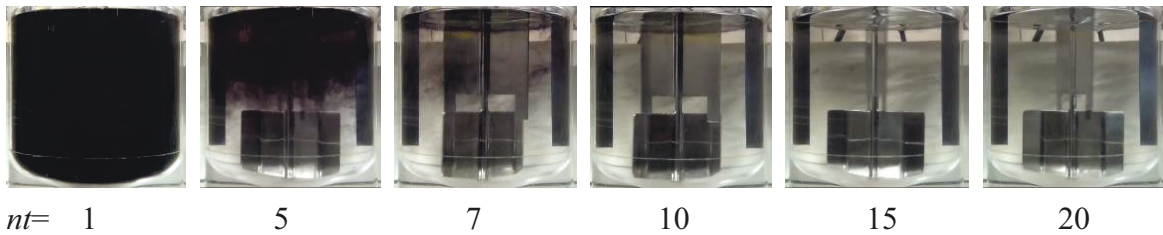


Fig. 5.85 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled dish vessel
 ($Re=1500; \rho=1175\text{kg/m}^3 \mu=0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=48\text{rpm}$)

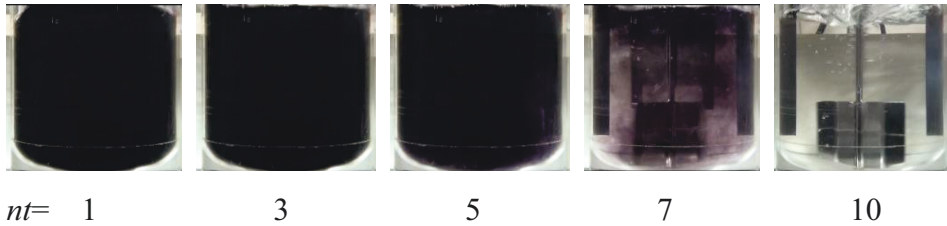


Fig. 5.86 Mixing patterns obtained with a Fullzone in a baffled dish vessel
 ($Re=3000; \rho=1175\text{kg/m}^3 \mu=0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=95\text{rpm}$)

5.3.3 スーパーミックス MR205 翼

スーパーミックス MR205 翼を使用して混合パターンを観測している際に測定された攪拌所要動力と Re 数の関係を **Figures 5.87, 5.88** にそれぞれ平底円筒槽, 皿底円筒槽で得られた実験データを示す. 槽底形状による動力への影響はほとんど無かった. **Figures 5.89–5.98** に邪魔板無し平底円筒槽, **Figures 5.99–5.108** に邪魔板付き平底円筒槽, **Figures 5.109–5.118** に邪魔板無し皿底円筒槽, **Figures 5.119–5.128** に邪魔板付き皿底円筒槽での混合パターンを示している. 邪魔板の有無に関わらず未混合領域はほとんどすべての Re 数領域で観察されなかった. しかし, $Re = 40$ の時に, 邪魔板付攪拌槽で(Fig. 5.103)小さな円環状の未混合領域が観察された.

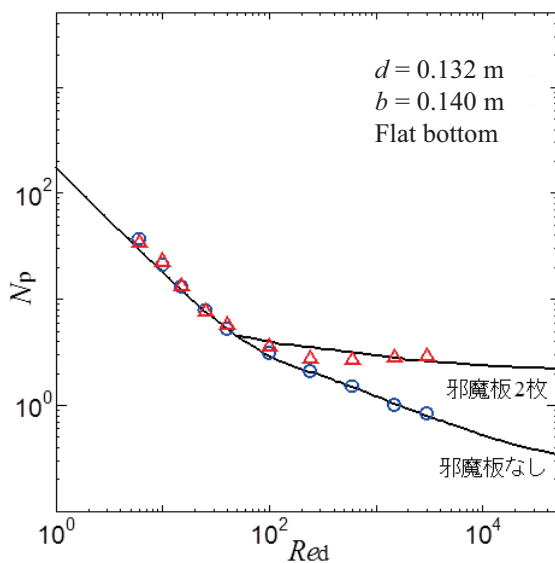


Fig. 5.87 Power number diagram for Supermix MR205
 (flat bottom)

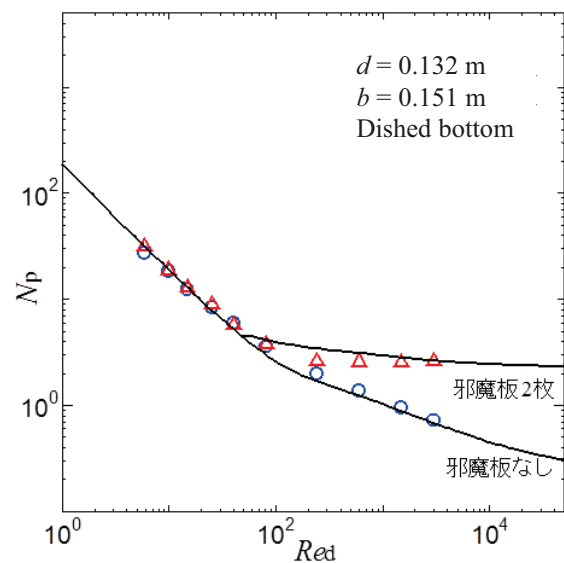


Fig. 5.88 Power number diagram for Supermix MR205
 (dished bottom)

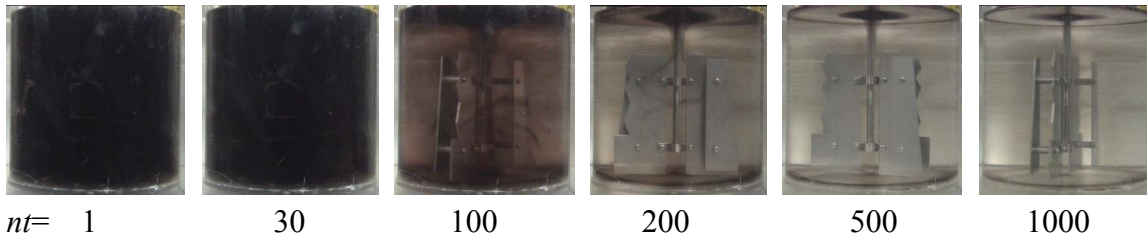


Fig. 5.89 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=6; \rho=1367\text{kg/m}^3 \mu=2.000 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=30\text{rpm}$)

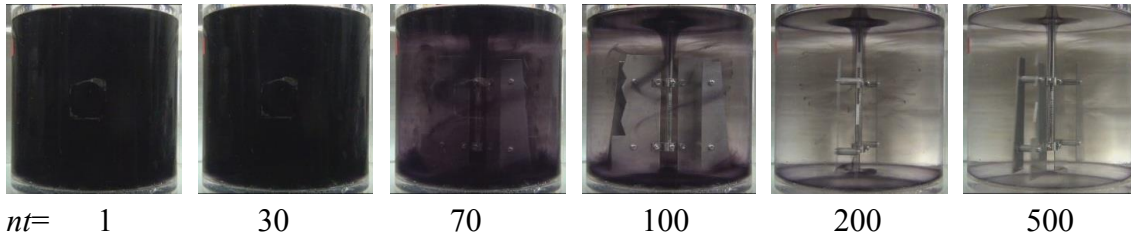


Fig. 5.90 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=10; \rho=1370\text{kg/m}^3 \mu=1.400 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=34\text{rpm}$)

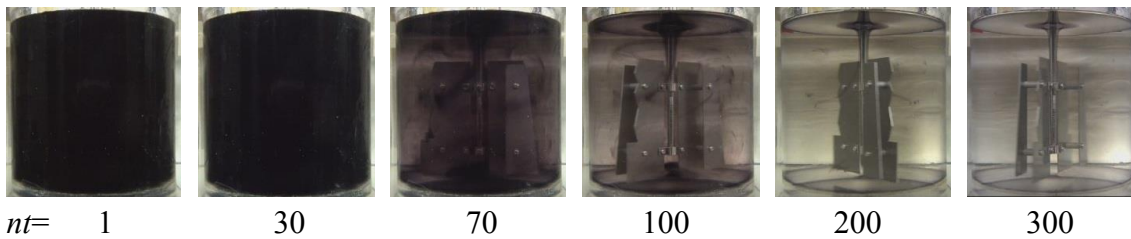


Fig. 5.91 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=15; \rho=1363\text{kg/m}^3 \mu=1.000 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=38\text{rpm}$)

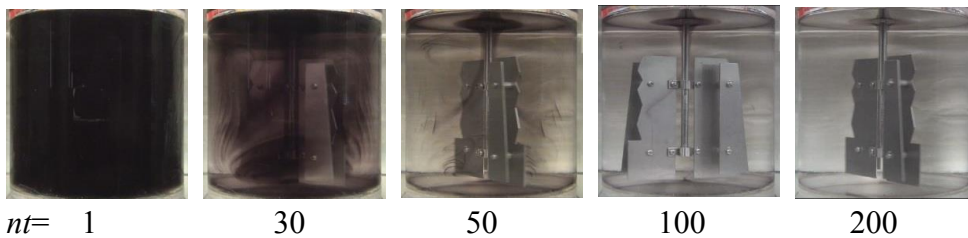


Fig. 5.92 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=25; \rho=1347\text{kg/m}^3 \mu=0.480 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=31\text{rpm}$)

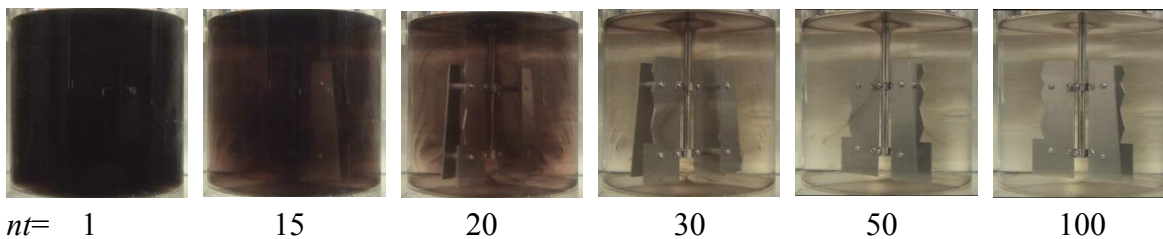


Fig. 5.93 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=40; \rho=1336\text{kg/m}^3 \mu=0.300 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=31\text{rpm}$)

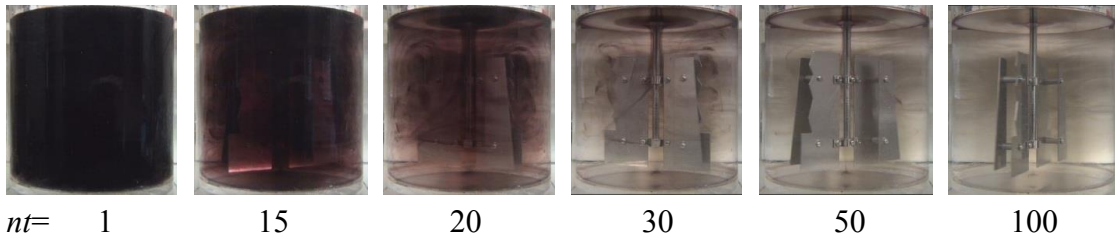


Fig. 5.94 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=80; \rho=1308\text{kg/m}^3 \mu=0.115 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=30\text{rpm}$)

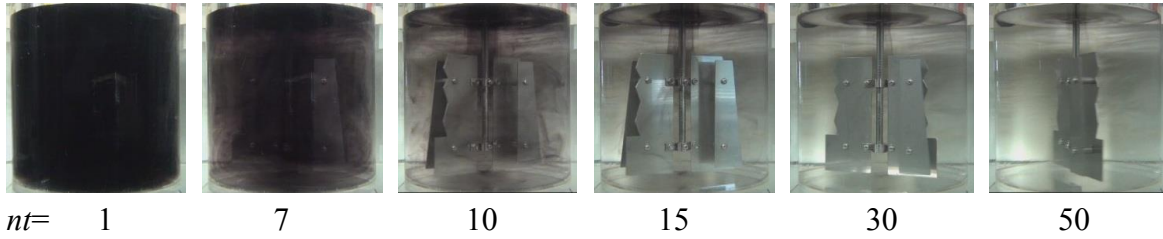


Fig. 5.95 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=240; \rho=1280\text{kg/m}^3 \mu=0.054 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=35\text{rpm}$)

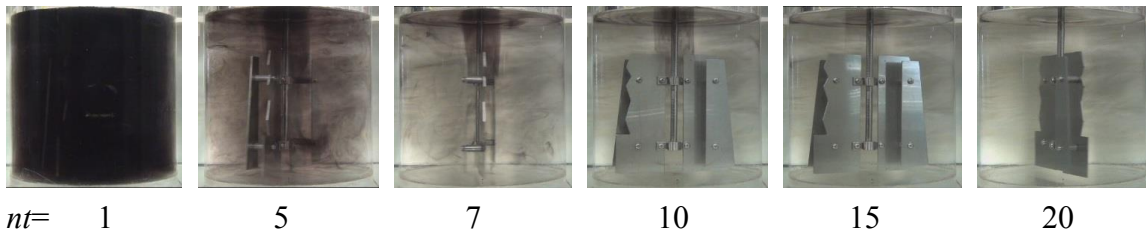


Fig. 5.96 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=600; \rho=1235\text{kg/m}^3 \mu=0.020 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=33\text{rpm}$)

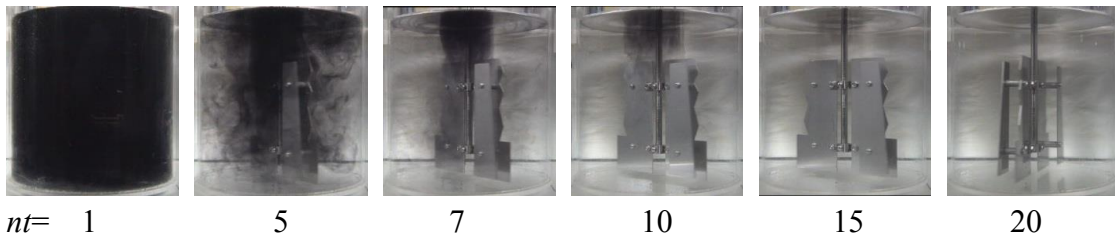


Fig. 5.97 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=1500; \rho=1175\text{kg/m}^3 \mu=0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=35\text{rpm}$)

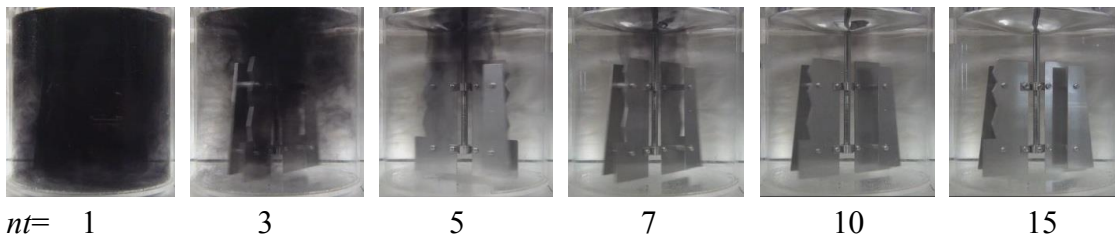
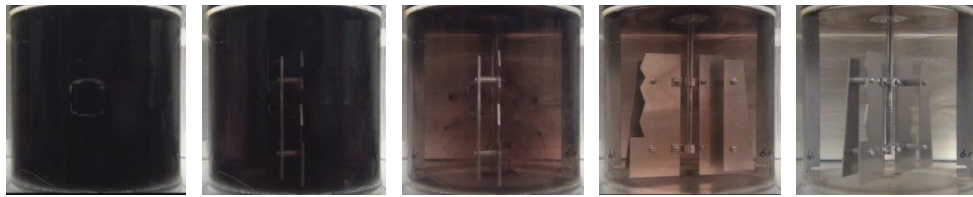


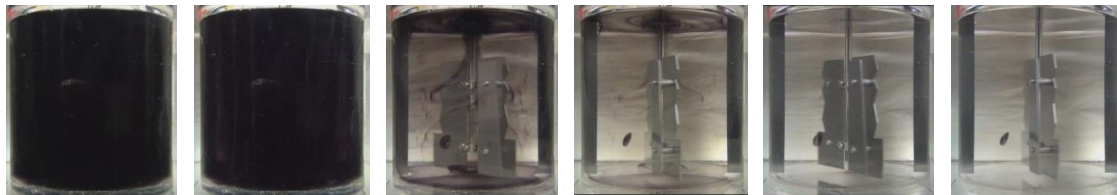
Fig. 5.98 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=3000; \rho=1175\text{kg/m}^3 \mu=0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=70\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500

Fig. 5.99 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled flat vessel

($Re=6$; $\rho=1370\text{kg/m}^3$ $\mu=1.670\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=25\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.100 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled flat vessel

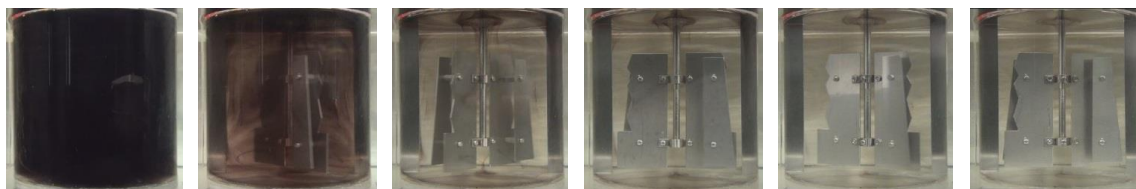
($Re=10$; $\rho=1370\text{kg/m}^3$ $\mu=1.32\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=33\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 200 300

Fig. 5.101 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled flat vessel

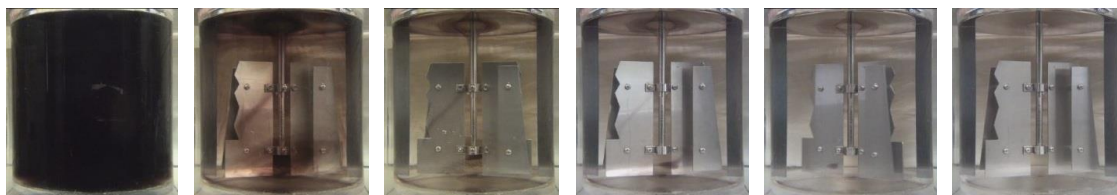
($Re=15$; $\rho=1363\text{kg/m}^3$ $\mu=1.00\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=38\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 70 100 130

Fig. 102 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled flat vessel

($Re=25$; $\rho=1347\text{kg/m}^3$ $\mu=0.480\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=31\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 70 130 300

Fig. 5.103 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled flat vessel

($Re=40$; $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.300\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=31\text{rpm}$)

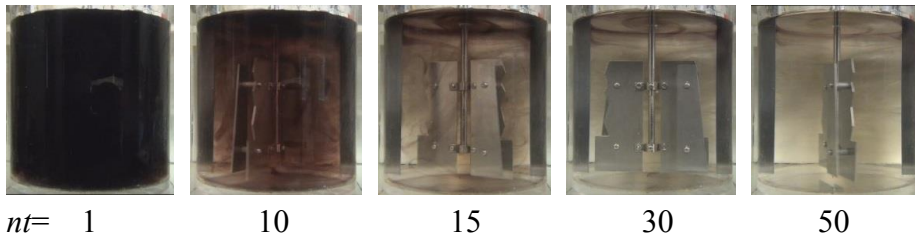


Fig. 5.104 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled flat vessel
 ($Re=80$; $\rho=1308\text{kg/m}^3$ $\mu=0.115\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=30\text{rpm}$)

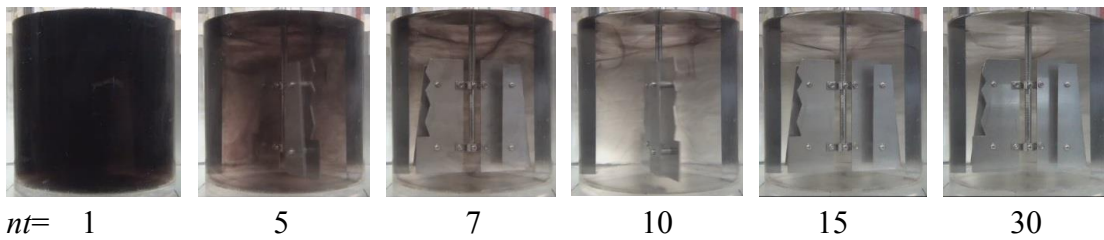


Fig. 5.105 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled flat vessel
 ($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=35\text{rpm}$)

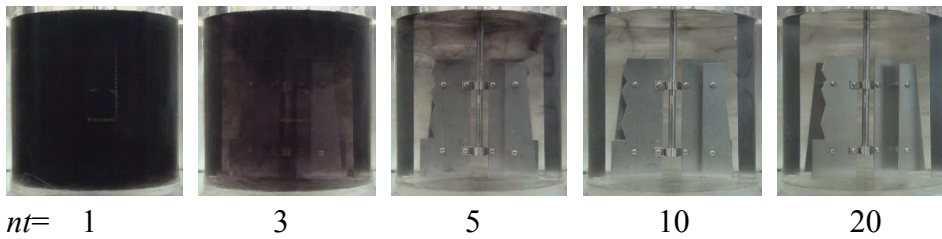


Fig. 5.106 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled flat vessel
 ($Re=600$; $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=33\text{rpm}$)

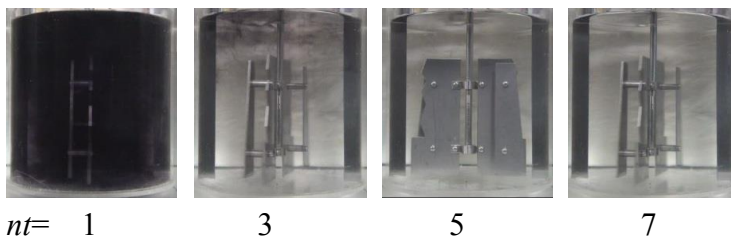


Fig. 5.107 Mixing patterns obtained with a Maxblend in a baffled flat vessel
 ($Re=1500$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=35\text{rpm}$)

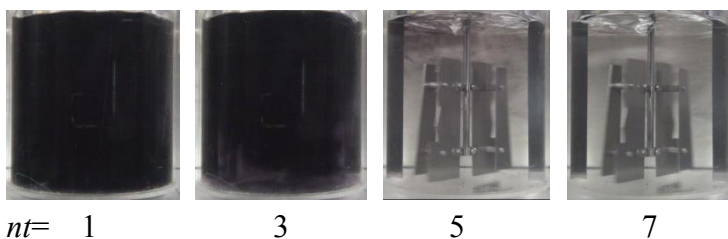
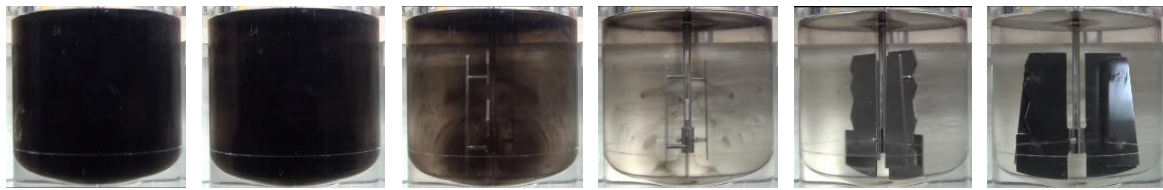


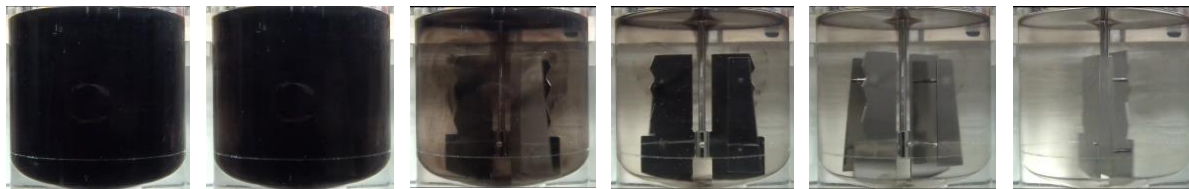
Fig. 5.108 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled flat vessel
 ($Re=3000$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=70\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 200 400

Fig. 5.109 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled dish vessel

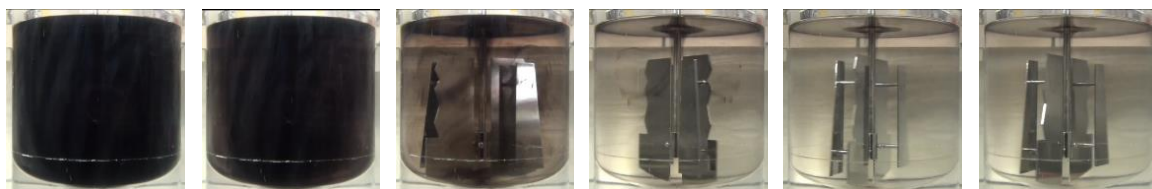
($Re=6$: $\rho=1377\text{kg/m}^3$ $\mu=1.890\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=28\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 200 300

Fig. 5.110 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled dish vessel

($Re=10$: $\rho=1377\text{kg/m}^3$ $\mu=1.890\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=47\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 200 300

Fig. 5.111 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled dish vessel

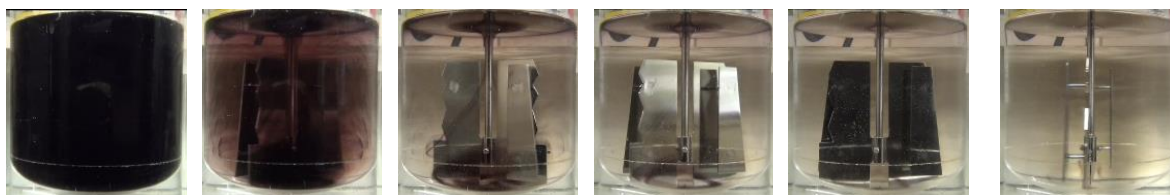
($Re=15$: $\rho=1362\text{kg/m}^3$ $\mu=0.830\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=31\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 200

Fig. 5.112 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled dish vessel

($Re=25$: $\rho=1348\text{kg/m}^3$ $\mu=0.530\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=34\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 200 300

Fig. 5.113 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an unbaffled dish vessel

($Re=40$: $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.300\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=31\text{rpm}$)

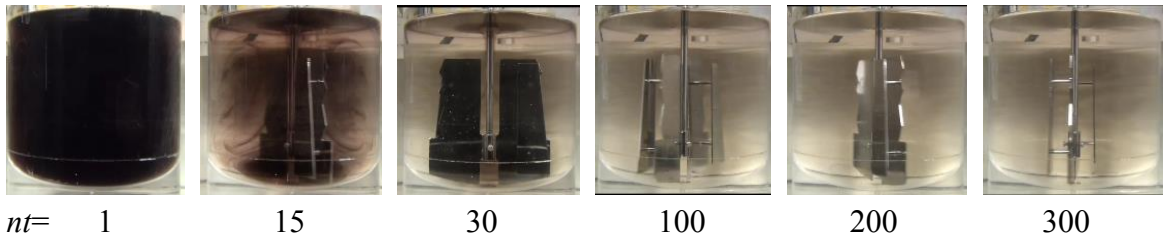


Fig. 5.114 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an un baffled dished vessel
 ($Re=80; \rho=1316\text{kg/m}^3 \mu=0.150 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=32\text{rpm}$)

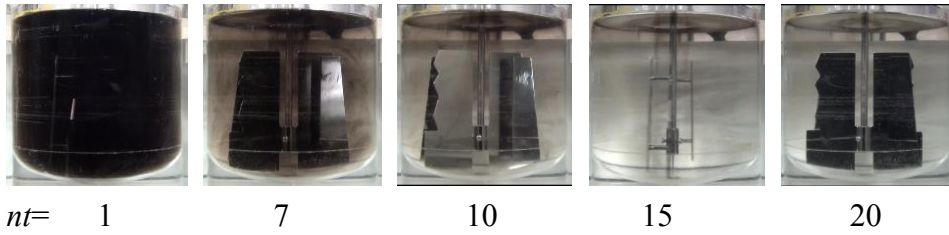


Fig. 5.115 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an un baffled dished vessel
 ($Re=240; \rho=1280\text{kg/m}^3 \mu=0.054 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=35\text{rpm}$)

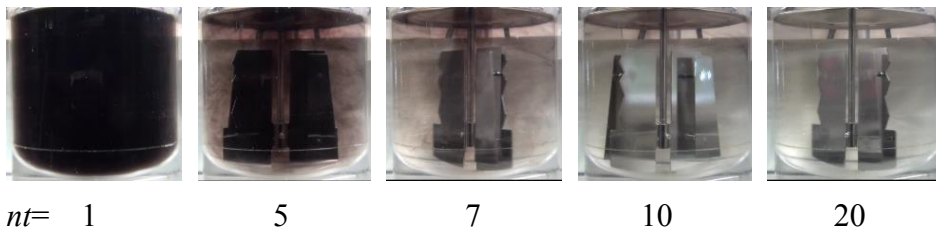


Fig. 5.116 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an un baffled dished vessel
 ($Re=600; \rho=1235\text{kg/m}^3 \mu=0.020 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=33\text{rpm}$)

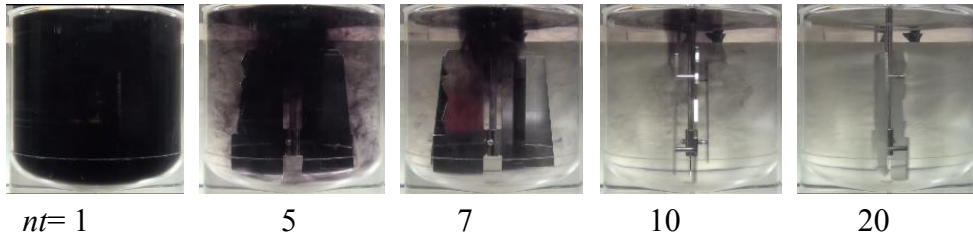


Fig. 5.117 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an un baffled dished vessel
 ($Re=1500; \rho=1175\text{kg/m}^3 \mu=0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=35\text{rpm}$)

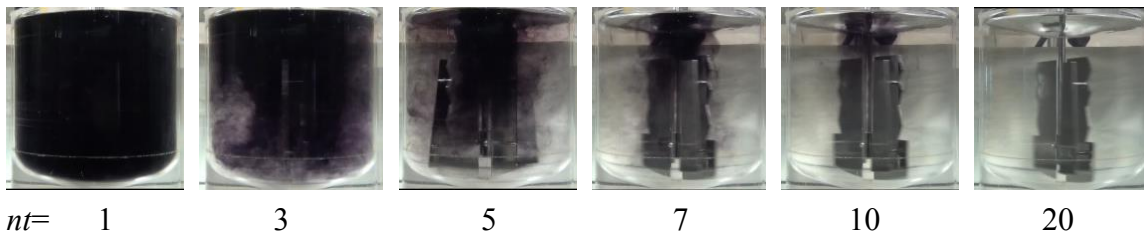
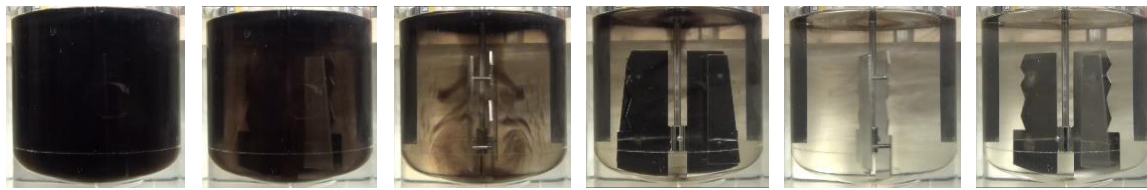


Fig. 5.118 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in an un baffled dished vessel
 ($Re=3000; \rho=1175\text{kg/m}^3 \mu=0.008 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=70\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 200 300

Fig. 5.119 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled dish vessel

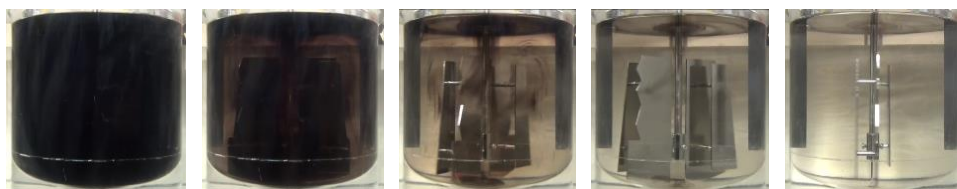
($Re=6$: $\rho=1377\text{kg/m}^3$ $\mu=1.890\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=28\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 200 300

Fig. 5.120 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled dish vessel

($Re=10$: $\rho=1377\text{kg/m}^3$ $\mu=1.890\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=47\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 200

Fig. 5.121 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled dish vessel

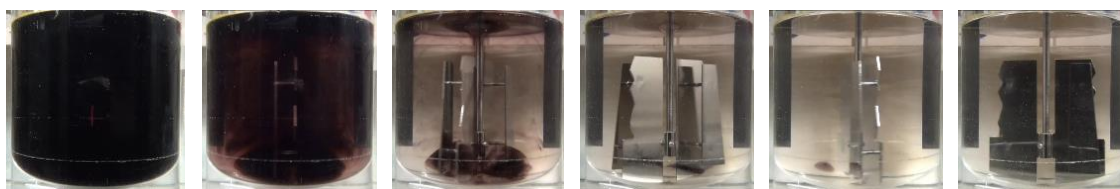
($Re=15$: $\rho=1362\text{kg/m}^3$ $\mu=0.830\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=31\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 50 100 130

Fig. 5.122 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled dish vessel

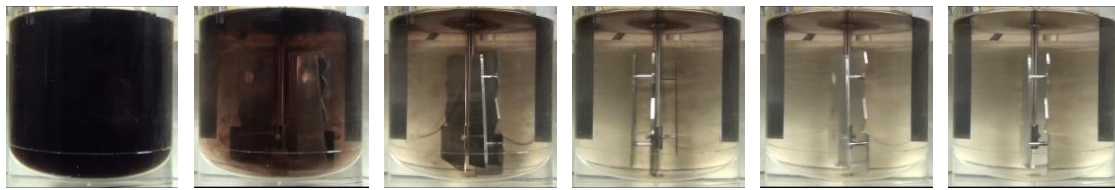
($Re=25$: $\rho=1348\text{kg/m}^3$ $\mu=0.530\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=34\text{rpm}$)



$nt=$ 1 15 30 100 500 1000

Fig. 5.123 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled dish vessel

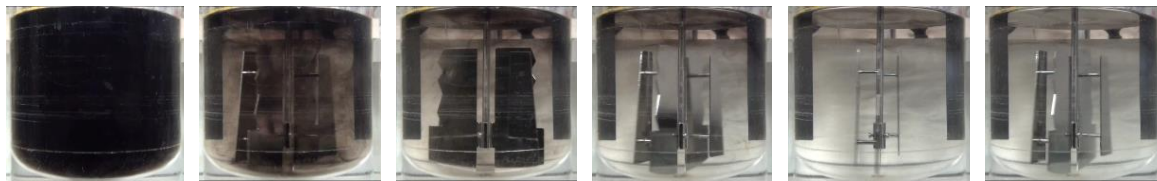
($Re=40$: $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.300\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=31\text{rpm}$)



$nt=$ 1 10 15 20 30 50

Fig. 5.124 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled dish vessel

($Re=80$; $\rho=1316\text{kg/m}^3$ $\mu=0.150\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=32\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 7 10 20 30

Fig. 5.125 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled dish vessel

($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=35\text{rpm}$)



$nt=$ 1 3 5 10 15 20

Fig. 5.126 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled dish vessel

($Re=600$; $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=33\text{rpm}$)



$nt=$ 1 3 5 7 10

Fig. 5.127 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled dish vessel

($Re=1500$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=35\text{rpm}$)



$nt=$ 1 3 5 7 10

Fig. 5.128 Mixing patterns obtained with a Supermix MR205 in a baffled dish vessel

($Re=3000$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=70\text{rpm}$)

5.3.4 スーパーミックス MR203 翼

スーパーミックス MR205 翼と比較してスーパーミックス MR203 翼は補助翼を翼背面に備えていない。スーパーミックス MR203 翼を使用して混合パターンを観測している際に測定された攪拌所要動力と Re 数の関係を **Figure 5.129** に示す。 **Figures 5.130–5.139** に邪魔板無し平底円筒槽、 **Figures 5.140–5.149** に邪魔板付平底円筒槽での混合パターンを示している。 $Re = 6–40$ の低レイノルズ数領域(Figs. 5.130–5.134, 5.140–5.144))において邪魔板の有無に関わらず広範囲の未混合領域が観察された。スーパーミックス MR203 翼は補助翼を備えておらず、この補助翼が攪拌操作において重要な働きをしていると考えられる。スーパーミックス MR203 翼ではこの特異な未混合体は観察されない。

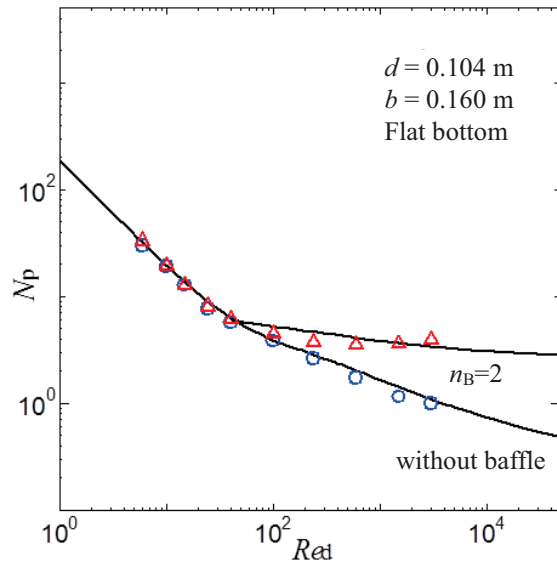


Fig. 5.129 Power number diagram for Supermix MR203 (flat bottom)

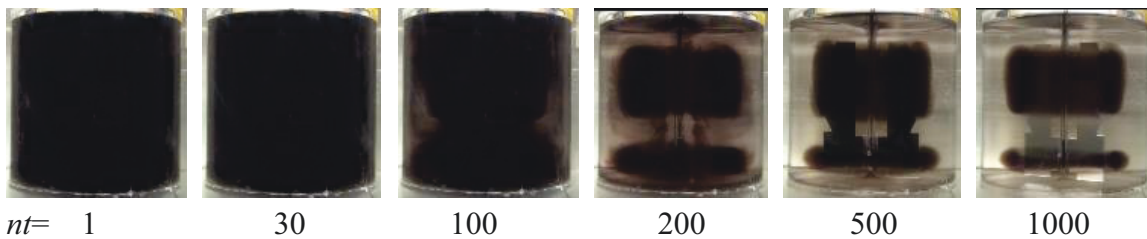


Fig. 5.130 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in an unbaffled flat vessel
($Re=6$; $\rho=1368\text{kg/m}^3$ $\mu=2.500\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=61\text{rpm}$)

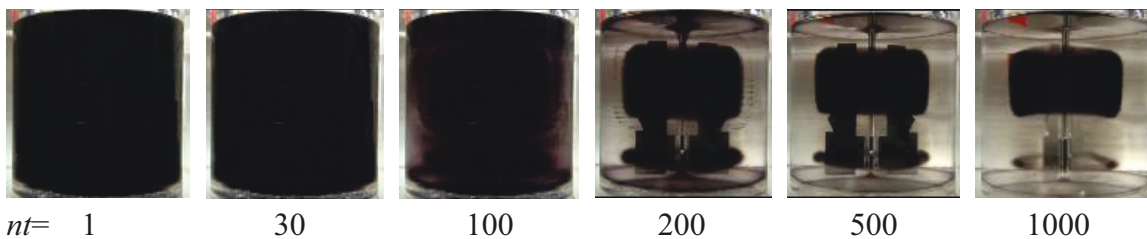


Fig. 5.131 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in an unbaffled flat vessel
($Re=10$; $\rho=1370\text{kg/m}^3$ $\mu=1.35\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=55\text{rpm}$)

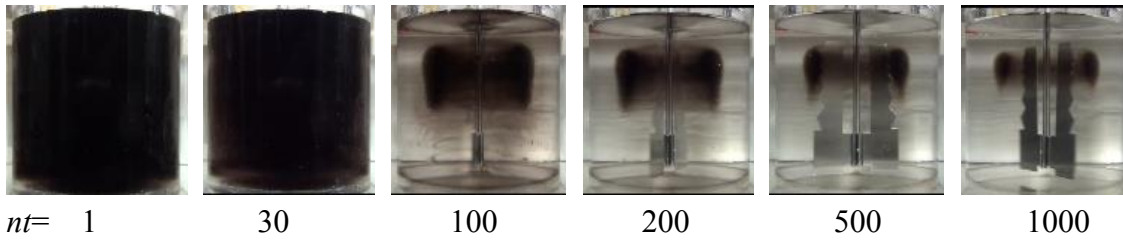


Fig. 5.132 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=15$; $\rho=1363\text{kg/m}^3$ $\mu=1.000\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=61\text{rpm}$)

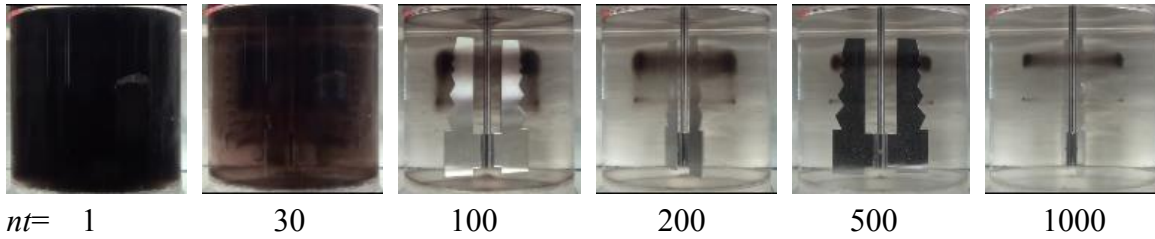


Fig. 5.133 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=25$; $\rho=1347\text{kg/m}^3$ $\mu=0.480\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=49\text{rpm}$)

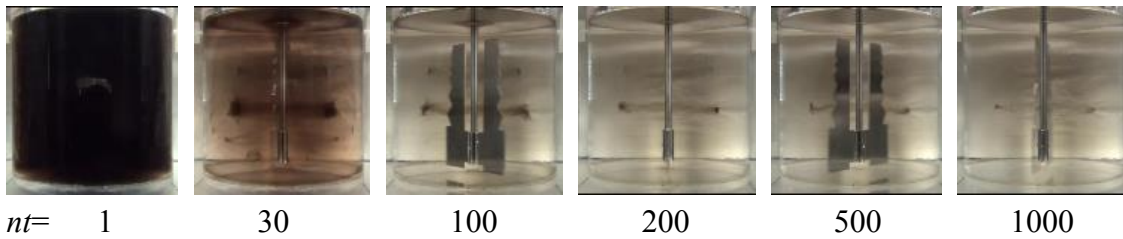


Fig. 5.134 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=40$; $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.300\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=50\text{rpm}$)

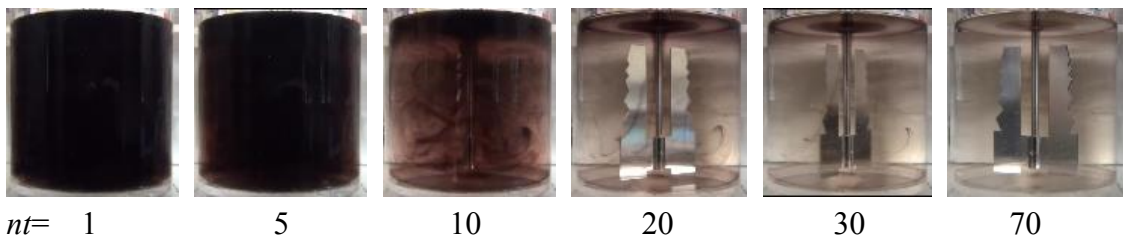


Fig. 5.135 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=80$; $\rho=1308\text{kg/m}^3$ $\mu=0.115\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=49\text{rpm}$)

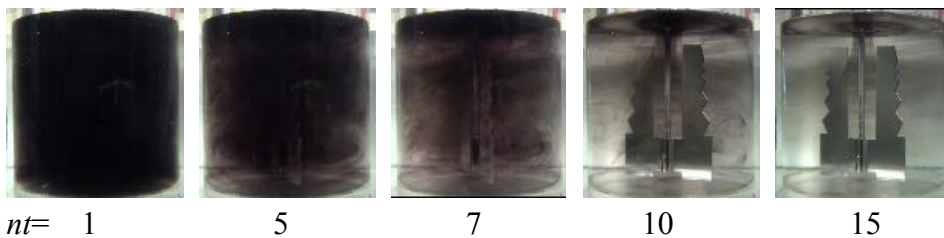
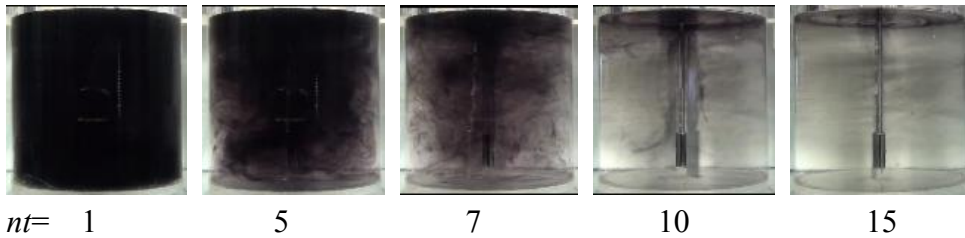


Fig. 5.136 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=56\text{rpm}$)



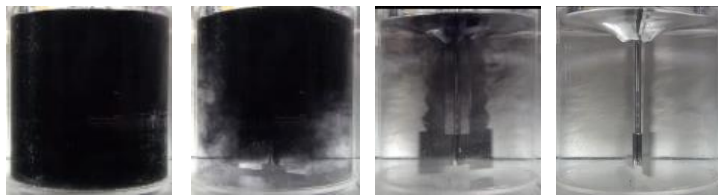
$nt=$ 1 5 7 10 15

Fig. 5.137 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=600$: $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=54\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 7 10 15

Fig. 5.138 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=1500$: $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=57\text{rpm}$)



$nt=$ 1 5 7 10

Fig. 5.139 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in an unbaffled flat vessel
 ($Re=3000$: $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=113\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.140 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in a baffled flat vessel
 ($Re=6$: $\rho=1370\text{kg/m}^3$ $\mu=1.600\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=39\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 850

Fig. 5.141 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in a baffled flat vessel
 ($Re=10$: $\rho=1370\text{kg/m}^3$ $\mu=1.320\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=54\text{rpm}$)

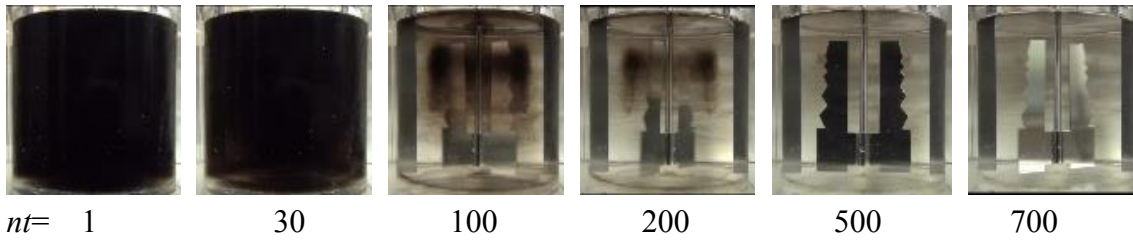


Fig. 5.142 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in a baffled flat vessel
 ($Re=15$; $\rho=1363\text{kg/m}^3$ $\mu=1.000\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=61\text{rpm}$)

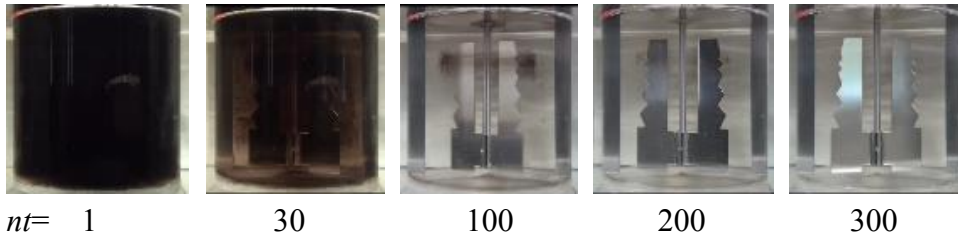


Fig. 5.143 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in a baffled flat vessel
 ($Re=25$; $\rho=1347\text{kg/m}^3$ $\mu=0.480\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=49\text{rpm}$)

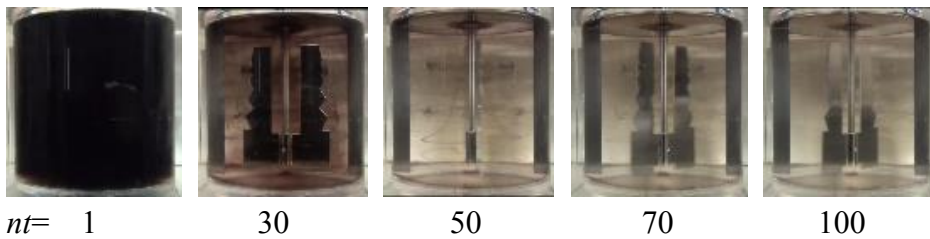


Fig. 5.144 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in a baffled flat vessel
 ($Re=40$; $\rho=1336\text{kg/m}^3$ $\mu=0.300\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=50\text{rpm}$)



Fig. 5.145 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in a baffled flat vessel
 ($Re=80$; $\rho=1308\text{kg/m}^3$ $\mu=0.115\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=49\text{rpm}$)

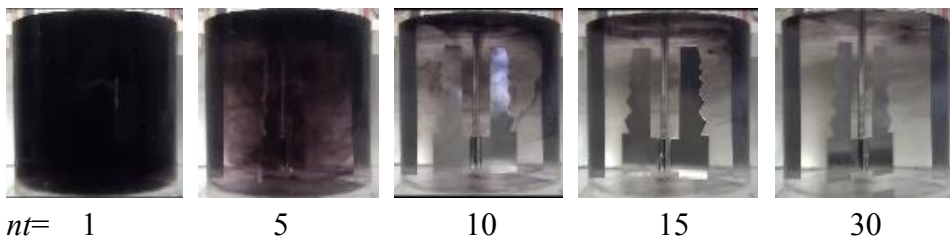


Fig. 5.146 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in a baffled flat vessel
 ($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=56\text{rpm}$)

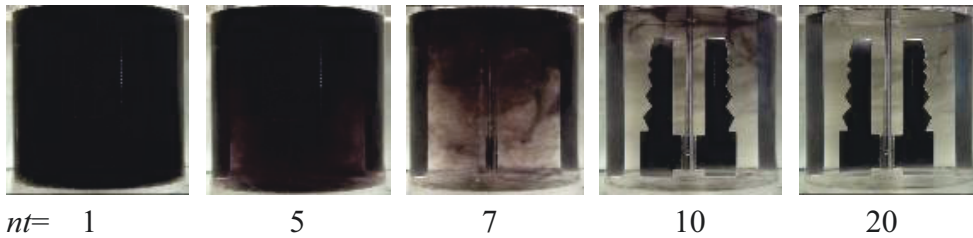


Fig. 5.147 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in a baffled flat vessel
 ($Re=600$; $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=54\text{rpm}$)

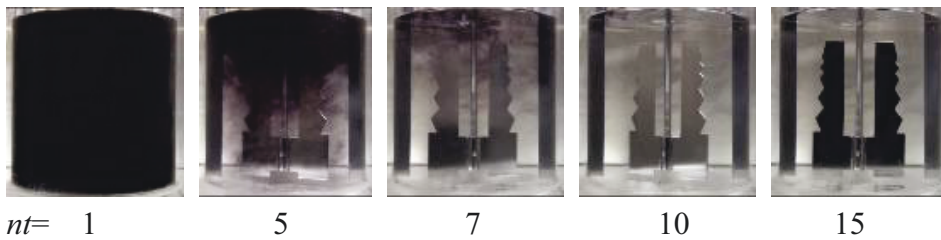


Fig. 5.148 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in a baffled flat vessel
 ($Re=1500$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=57\text{rpm}$)

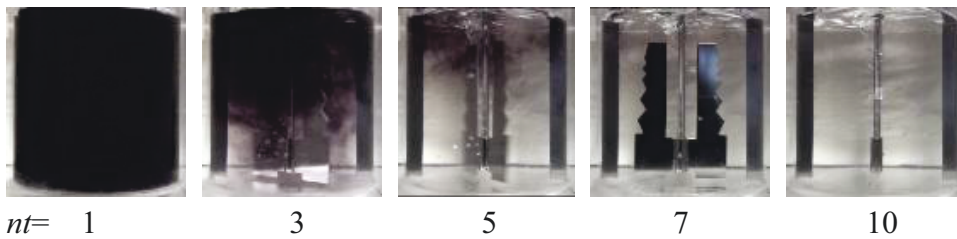


Fig. 5.149 Mixing patterns obtained with a Supermix MR203 in a baffled flat vessel
 ($Re=3000$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=113\text{rpm}$)

5.3.5 アンカー翼

アンカー翼を使用して混合パターンを観測している際に測定された攪拌所要動力と Re 数の関係を **Figure 5.150** に示す. 観察された混合パターンを **Figures 5.151–160** に示す. $Re=6-40$ の領域においても多段の未混合領域が発生した. このことから, アンカー翼は液体混合において有用でないことがわかった.

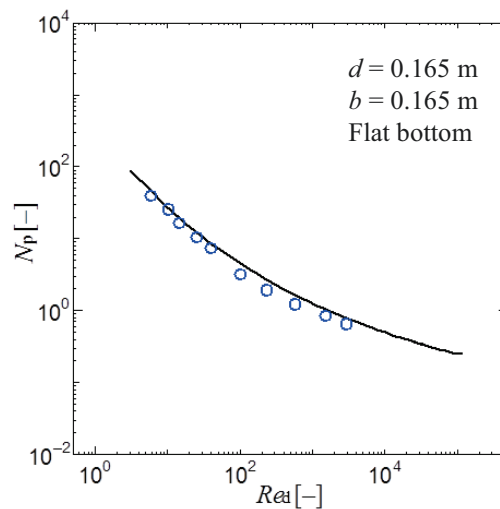


Fig. 5.150 Power number diagram for Anchor (flat bottom)



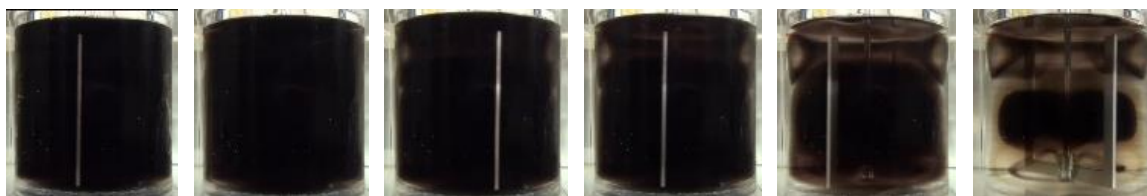
$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.151 Mixing patterns obtained with an Anchor ($Re=6; \rho=1368\text{kg/m}^3 \mu=2.5 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=24\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.152 Mixing patterns obtained with an Anchor ($Re=10; \rho=1369\text{kg/m}^3 \mu=1.180 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=20\text{rpm}$)



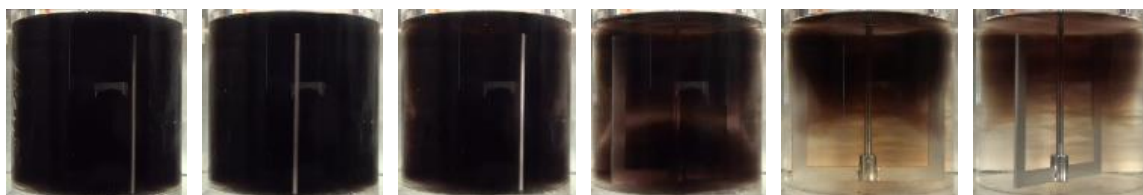
$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.153 Mixing patterns obtained with an Anchor ($Re=15; \rho=1363\text{kg/m}^3 \mu=0.960 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=23\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.154 Mixing patterns obtained with an Anchor ($Re=25; \rho=1347\text{kg/m}^3 \mu=0.480 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=20\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 200 500 1000

Fig. 5.155 Mixing patterns obtained with an Anchor ($Re=40; \rho=1336\text{kg/m}^3 \mu=0.300 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=20\text{rpm}$)



$nt=$ 1 30 100 160 200 280

Fig. 5.156 Mixing patterns obtained with an Anchor ($Re=100; \rho=1308\text{kg/m}^3 \mu=0.115 \text{ Pa}\cdot\text{s} n=20\text{rpm}$)

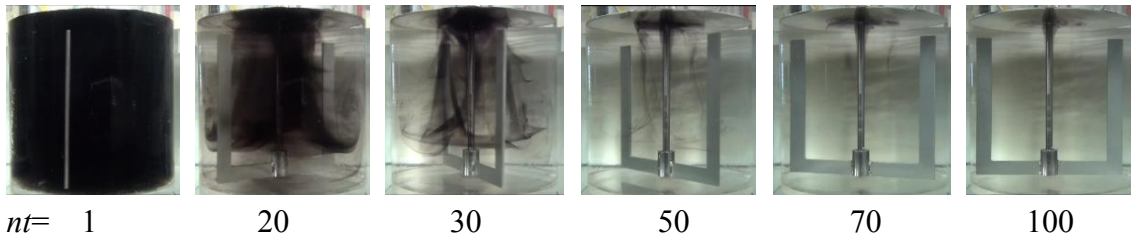


Fig. 5.157 Mixing patterns obtained with an Anchor ($Re=240$; $\rho=1280\text{kg/m}^3$ $\mu=0.054\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=22\text{rpm}$)

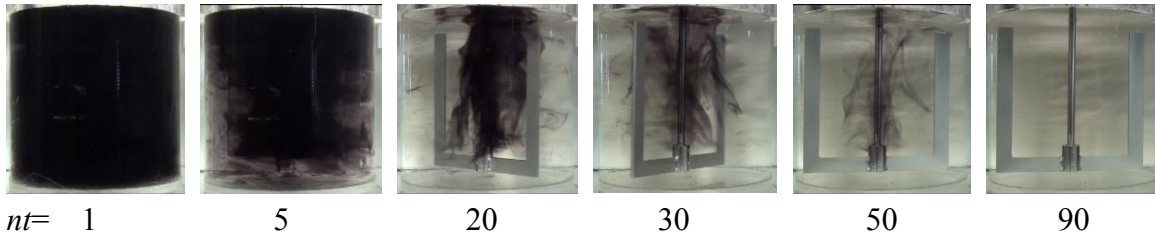


Fig. 5.158 Mixing patterns obtained with an Anchor ($Re=600$; $\rho=1235\text{kg/m}^3$ $\mu=0.020\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=21\text{rpm}$)

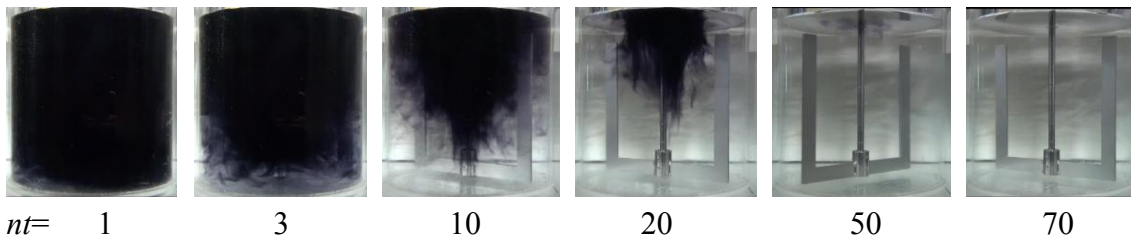


Fig. 5.159 Mixing patterns obtained with an Anchor ($Re=1500$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=23\text{rpm}$)

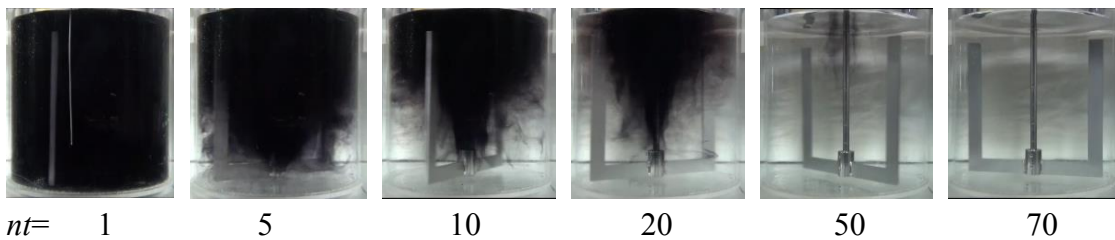


Fig. 5.160 Mixing patterns obtained with an Anchor ($Re=3000$; $\rho=1175\text{kg/m}^3$ $\mu=0.008\text{ Pa}\cdot\text{s}$ $n=45\text{rpm}$)

5.3.6 特異な小型未混合体について

大型 2 枚パドル翼で混合した際、遷移域で特異な未混合体が観測された。観測された実験条件を Table 5.2 に示した。Figure 5.161 は各実験条件での未混合体の写真である。また、Table 5.2 の第 1 列の番号が Fig. 5.161 に対応している。

観測された未混合体の形状は環状のものが多く、主に攪拌槽底部で観測された。これらの未混合体が $10 < Re < 80$ で確認されることから、遷移域での流動性の特殊さが確認され、今後さらなる考察が必要と考えられる。

Table 3.2 Experimental conditions provided small poorly mixed zone.

No.	Impellers	baffle condition	Re[-]
(1)	Maxblend (dished)	baffled	40
(2)		unbaffled	40
(3)	Maxblend (flat)	unbaffled	10
(4)	Fullzone (dished)	baffled	15
(5)			80
(6)	Fullzone (flat)	unbaffled	15
(7)	SuperMix MR205 (flat)	baffled	40
(8)	SuperMix MR205 (dished)	baffled	10

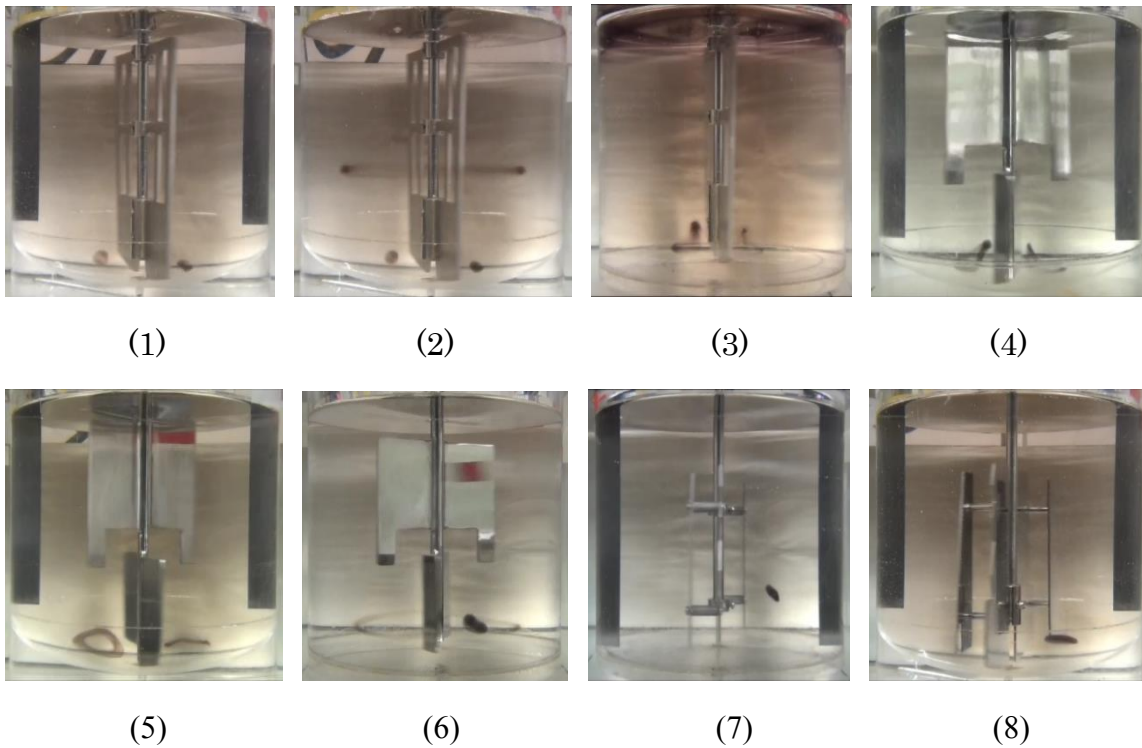


Fig. 5.161 Small poorly mixed zone rotating with impeller.

5.4 結言

本章では、大型 2 枚羽根パドル翼の混合特性を見た。アンカー翼を除いた各攪拌翼は良好な混合状態を示した。アンカー翼は他の大型 2 枚羽根パドル翼とは異なり、混合があまり促進されなかった。

動力線図において層流域での混合パターンはマックスブレンド翼、フルゾーン翼では未混合領域を伴う層流域の特徴的な混合パターンを示し、スーパーミックス翼では良好な混合パターンを示した。同様に動力線図における乱流域では、いずれの大型 2 枚羽根パドル翼に対しても槽内全体が乱れながら混合するという乱流域の特徴的な混合パターンを示した。動力における層流、乱流と混合パターンにおける層流、乱流が一致したことから動力線図から混合パターンの推測が可能になった。

第 6 章 コンケーブタービンおよび大型リングスパージャーを組み合わせた通気攪拌槽通気攪拌槽

6.1 緒言

気液攪拌槽の設計において、無通気時の動力と通気時の動力に大きな差が生ずることは経済的に大きな問題である。なぜなら、無通気時の攪拌所要動力を基準にしてモーターを選定しなければならないからである。通常のラシュトタービンとシングルスパージャーの組み合わせでは通気時の動力 P_g と無通気時の動力 P_0 の比 P_g/P_0 は 0.5 以下まで低下することが知られており、それを改善する目的でスカバ翼が開発された⁵⁸⁾。スカバ翼はあらゆる通気量で P_g/P_0 を 1 付近に保つことができ非常に効率のよい翼として知られている。この理由は、翼板背面にできるキャビティの生成を防ぐことができ、翼の形状抵抗の減少を抑えることができるからである。ただし、その形状が若干複雑であるため、より容易に制作が可能であるパイプを半分に切断した形状の羽根をもつコンケーブタービンも開発された。これはスカバ翼よりも通気動力の低下を抑えることはできないが、 P_g/P_0 を 0.8 程度に保つことは可能である²²⁾。

一方、亀井ら²⁸⁾は、翼径よりも大きなリング径のスパージャーを取付けることで、通気動力の低下を防いで良好なガス分散が得られることを示している。さらにその際得られる物質移動容量係数は、佐藤ら⁵⁹⁾の示した $K_L a$ の関連式(6.1)式で良好に推算できることを示した。

$$K_L a = 1.8 \times 10^{-4} \{P_{av}(1/3 P_{av} + P_{gv})\}^{0.5} \quad (6.1)$$

さらに亀井ら²⁹⁾は、大型リングスパージャーを用いた場合のリングスパージャーの取り付け位置やガスの噴出方向を詳細に検討し、その最適な幾何形状を見いだしている。また、(6.1)式により、数 m^3 レベルへスケールアップした場合にも、良好な推算値が得られることを示した。

そこで、本研究では動力低下を比較的抑えることができるコンケーブタービンと大型リングスパージャーを組み合わせる通気攪拌特性を検討した。さらに、気液攪拌槽でよく用いられる多段翼系でコンケーブタービンを用いた場合についても検討した。これらに対して簡便な利用を目的とし、通気流量数と P_g/P_0 の線図として示すことで、動力推算ができないか検討した。

6.2 コンケーブタービンと大型リングスパージャーを組み合わせた気液攪拌槽における所要動力と物質移動

6.2.1 実験方法

本実験に用いた攪拌槽の概要を **Figure 6.1** に、コンケーブタービンの写真を **Figure 6.2** に示す。攪拌槽は内径 0.240 m のアクリル樹脂製 10% 皿底円筒槽で、槽径の 1/10 の幅をもつ邪魔板を 4 枚取り付け付けた標準邪魔板条件とした。液はイオン交換水を用い、液深は槽径と等しくした。攪拌翼は翼径 0.080 m のラシュトタービンとコンケーブタービンである。スパージャーは単孔ノズル（シングルスパージャー）と種々の直径のリングスパージャーを用いた。スパージャーのリング径と翼径の比 d_s/d は 0.75, 1.0, 1.3, 1.5 の 4 種類を用いた。翼の取り付け位置は $H_2/H=0.3$ とし、スパージャー（上方吐出）の取り付け位置は $C/H_2=0.5$ とした。攪拌所要動力の測定方法はこれまでと同様である。物質移動容量係数の測定方法は亀井ら²⁸⁾と同様である。初めに、溶存酸素計を亜硫酸ナトリウム水溶液に浸し、一方で、攪拌液に窒素を十分通して脱酸素したことを確認する。

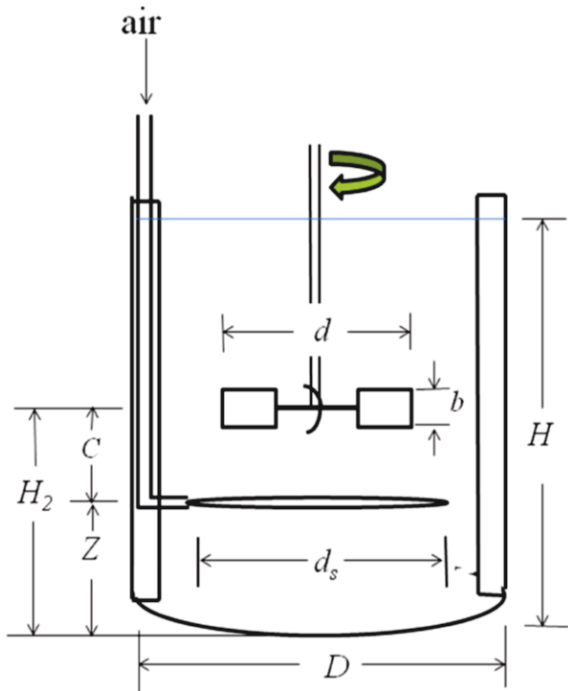


Fig. 6.1 Dimension of mixing vessel

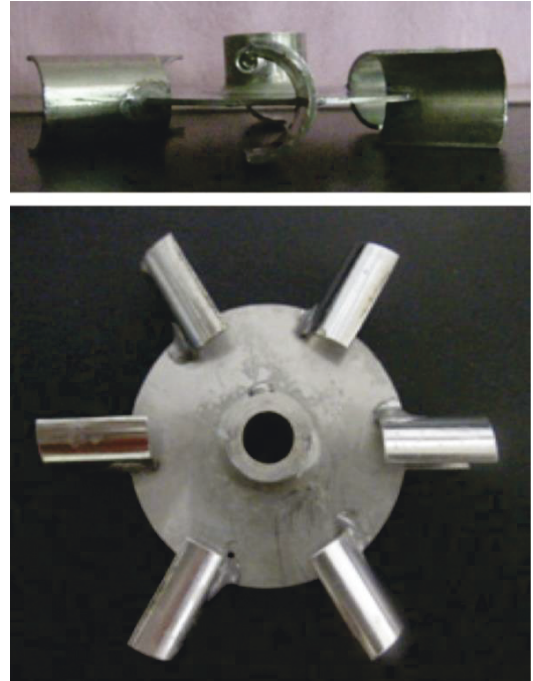


Fig. 6.2 Dimension of mixing vessel

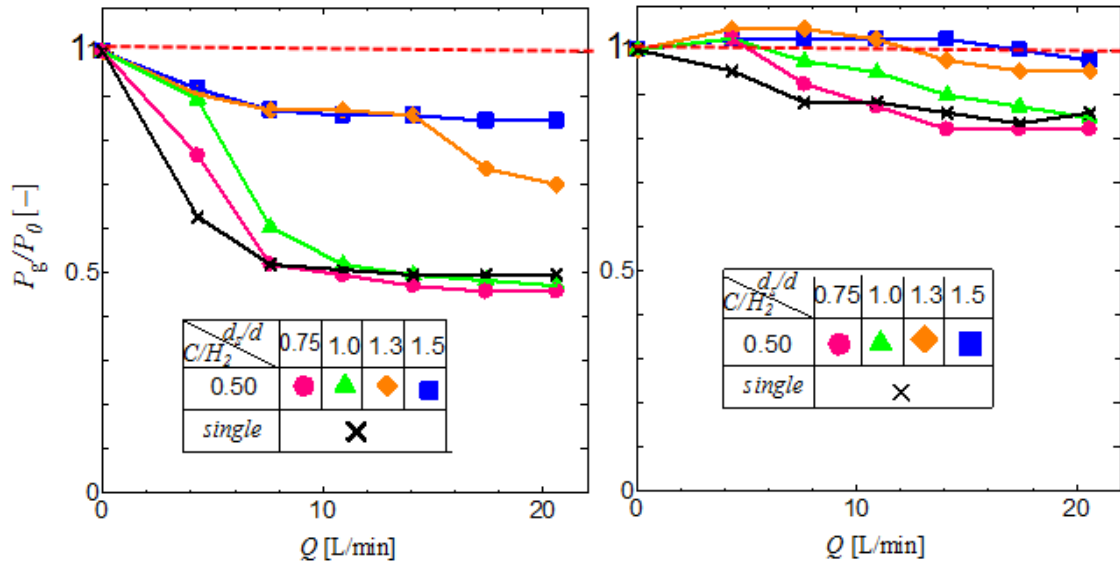
その後、十分に通気させた攪拌液に溶存酸素計を浸し、応答遅れを補正するための時定数を測定する。再度、攪拌液に窒素を通気し、脱酸素を行う。十分に窒素を通気させた後、空気を通気させ物質移動容量係数を測定する。

6.2.2 結果と考察

Figure 6.3 に一般的なラシュトンタービンとコンケーブタービンの動力低下(翼回転数は 360 rpm)の比較を示す。亀井ら²⁸⁾が報告したとおり、ラシュトンタービンと大型リングスパージャーの組み合わせでかなり動力低下を抑えられているが(Figure 6.3(a)), コンケーブタービンを併用することにより、 P_g/P_0 を 1 付近に保つことができ、ほぼ完全に動力低下を防ぐことができた(Figure 6.3(b))。さらに通気量が 10 L/min 以上の領域でも動力低下を抑えることができています。

最も動力の低下するラシュトンタービンとシングルスパージャーの組み合わせと、動力が低下しないコンケーブタービンと $d_s/d = 1.3$ または 1.5 のリングスパージャーを組み合わせた場合の実際の動力の値を比較する。Figure 6.3 の P_g/P_0 データに P_0 をかけると通気時の動力 P_g になる。ラシュトンタービンでは $P_0 = 3.3W$ 、コンケーブタービンでは $P_0 = 1.5W$ であり、コンケーブタービンの無通気時の動力 P_0 はラシュトンタービンのそれより約半分である。したがって、Figure 6.3(a)と(b)の比較からラシュトンタービンとコンケーブタービンの通気時の動力は 1.5W 近傍でほぼ同等となる。このことは、モーター選定時かなりのコストダウンにつながることを示している。

Figure 6.4 にはラシュトンタービンとコンケーブタービンの物質移動容量係数 K_La と、佐藤らが示した動力パラメータとの関係を示す。こちらも良好に推算でき、翼形式によらず攪拌所要動力が同じであれば同一の K_La が得られることがわかった。



(a)Rushton turbine (b)concave turbine
Fig. 6.3 Effect of aeration on power consumption ($n = 360\text{rpm}$)

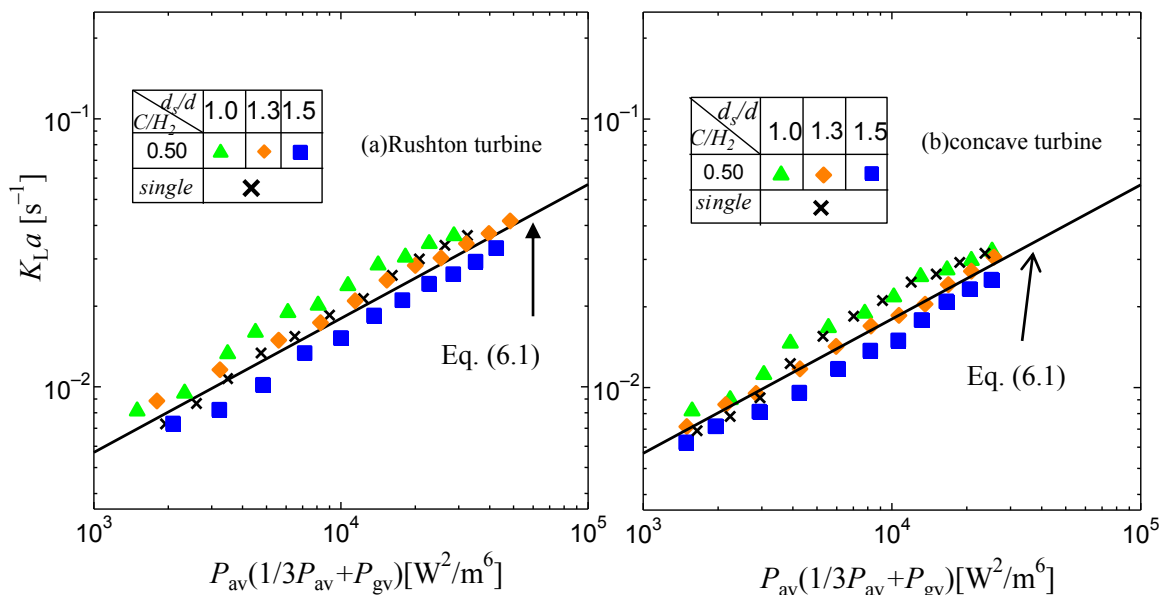


Fig. 6.4 Correlation of mass transfer volumetric coefficient

(a)Rushton turbine, (b)Concave turbine

6.3 コンケーブタービンを含む2段翼を備えた気液攪拌槽における所要動力

6.3.1 実験方法

本実験に用いた攪拌槽の概要を **Figure 6.5** に示す. 攪拌槽は内径 0.240 m のアクリル樹脂製10%皿底円筒槽で, 槽径の 1/10 の幅をもつ邪魔板を 4 枚取り付け付けた標準邪魔板条件とした. 液はイオン交換水を用い, 液深は 0.312 m とした. 攪拌翼は翼径 0.080 m のラシュトンタービンとコンケーブタービンである. 翼間距離はお互いの翼が独立して作動する翼径の 2 倍の 0.160 m とした.

多段の組み合わせ方は次の 4 種類を検討した. Rushton タービン 2 段 (R+R), 上段 Rushton タービンに下段

コンケーブタービン (R+ C) , 上段コンケーブタービンに下段 Rushton タービン (C+ R) , そしてコンケーブタービン 2 段 (C+ C) である. スパージャーは単孔ノズル (シングルスパージャー) と大型リングスパージャーを用いた. スパージャーのリング径と翼径の比 d_s/d は, 動力低下の小さい 1.3 および 1.5 の 2 種類を用いた. 下段翼の取り付け位置は槽底からの距離を 0.072 m とし, スパージャー (上方吐出) の取り付け位置は槽底から 0.036 m とした. その他の装置条件や攪拌所要動力の測定方法は亀井ら⁵⁹⁾と同様であるので省略する.

6.3.2 結果と考察

Figures 6.6–6.14 に横軸に通気流量数 $N_A(=Q/(nd^3))$, 縦軸に通気時の動力 P_g と無通気時の動力 P_0 の比 P_g/P_0 をとった典型的な通気動力特性図を示す. Figs. 6.6–6.8 はシングルスパージャー, Figs. 6.9–6.11 はスパージャーのリング径と翼径の比 $d_s/d=1.3$, Figs. 6.12–6.14 は $d_s/d=1.5$ の図である.

まず, いずれの場合でもコンケーブタービンを 2 段使用した C+ C の場合が最も動力低下が小さく, R+ R の動力低下が最も大きいという単段の場合と同様な結果⁶⁾が得られた. また, Rushton タービンを 2 段使用した R+ R の場合も単段の場合と同様, P_g/P_0 が 0.5 付近まで低下することがわかる. これらは単純に単段の動力の結果と同等とする考え方で全く問題はない. さらに通気流量数が大きい領域でも R+ C と C+ R の通気動力比は単段の組み合わせと等しい値を取っているので問題はない.

問題は通気流量数が小さい領域でラシュトンタービンとコンケーブタービンの組み合わせである. 種々の多段翼の通気動力を測定した最近の論文⁸⁾では下段翼が通気動力の低下を支配すると報告されている. 確かに Figs. 6.6–6.8 のシングルスパージャーの場合ではその報告と同様, 下段に Rushton タービンを用いた翼ほど通気動力が低下しやすい傾向にある. しかし, 大型リングスパージャーを用いた場合(Figs. 6.9–6.14)は, 必ずしもその結果とは一致していない. つまり, 大型リングスパージャーを用いた場合, 通気流量数が比較的小さい領域では, 上段にコンケーブタービンを用いた方が通気動力の低下が少ない傾向を示しているからである.

Figure 6.15 に Rushton タービンを下段に用いた場合 (C+ R) のシングルスパージャーと大型リングスパージャーを適用した場合の気泡の分散状況を示した模式図を示す. 通気流量数が小さい場合, シングルスパージャーの場合は Rushton タービンに気泡がとらえられ, キャビティができやすい状況になり, 通気動力が低下しやすい状況になっている. しかしながら, 大型リングスパージャーの場合は気泡が翼に絡みにくい上, コンケーブタービンより Rushton タービンの方が吐出性能が良いためにさらに気泡が翼に絡みにくくなっている. これにより, 大型リングスパージャーを用いた場合, 下段に Rushton タービンを用いた方が, キャビティができにくく通気動力が低下しにくいことになっていると解釈できる. よって, シングルスパージャーと大型リングスパージャーを用いた場合, C+ R と R+ C の通気動力曲線が逆転していると考えられる. Figs. 6.6–6.14 のグラフ全体の傾向に着目すれば, C+ C および R+ C という下段にコンケーブタービンを設置した場合は, 3つのグラフで傾向はほとんど変化しておらず, スパージャー径の影響は受けにくい. 一方, R+ R および C+ R といった下段にラシュトンタービンを設置した場合は, スパージャー径が大きくなるにつれて動力が低下する N_A の値が右側にずれており, スパージャー径の影響を大きく受けると解釈できる.

イニシャルコストを考えた場合, コンケーブより Rushton タービンの方が低コストである. また, 無通気動

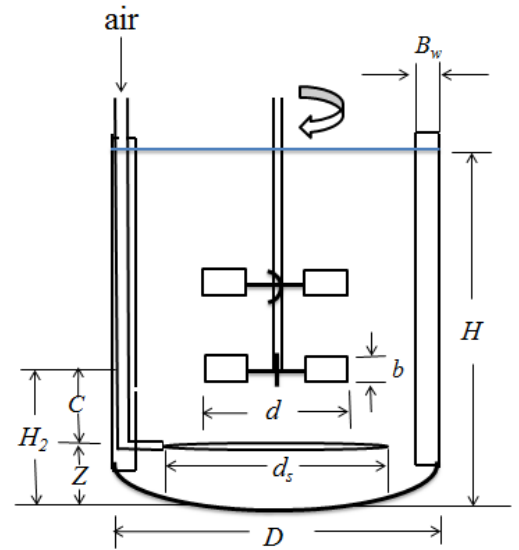


Fig. 6.5 Dimension of mixing vessel

力は Rushton タービンの方がコンケーブより大きいいため、大型リングスパージャーを用いて、通気動力低下が小さい領域で操作すればコンケーブ2段よりも上段にコンケーブと下段に Rushton タービンの組み合わせの方が大きな物質移動容量係数を得られることも考えられる。

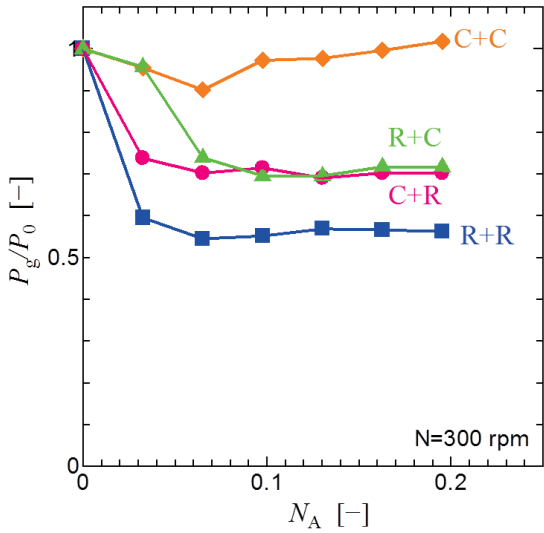


Fig. 6.6 Effect of aeration on power consumption (single sparger, $n=300$ rpm)

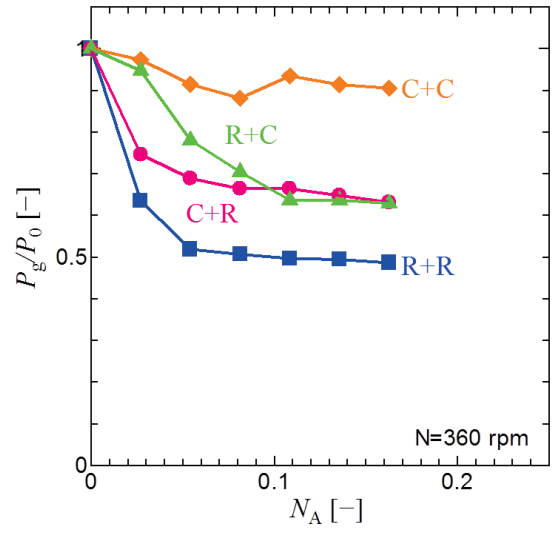


Fig. 6.7 Effect of aeration on power consumption (single sparger, $n=360$ rpm)

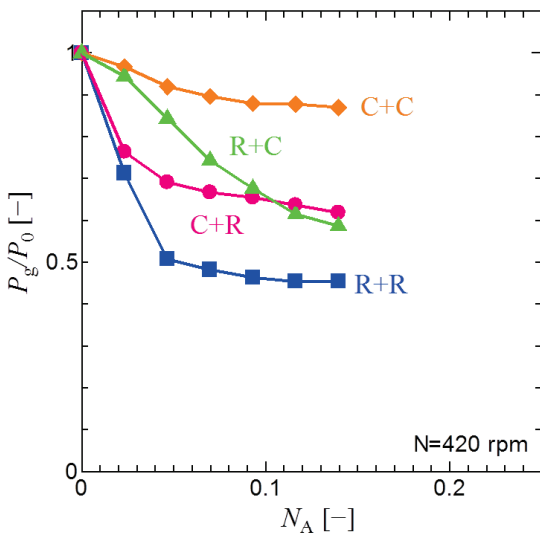


Fig. 6.8 Effect of aeration on power consumption (single sparger, $n=420$ rpm)

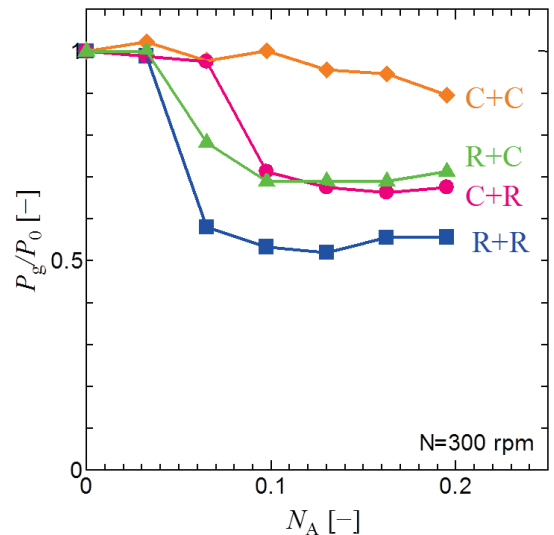


Fig. 6.9 Effect of aeration on power consumption (ring sparger, $d_s/d=1.3$, $n=300$ rpm)

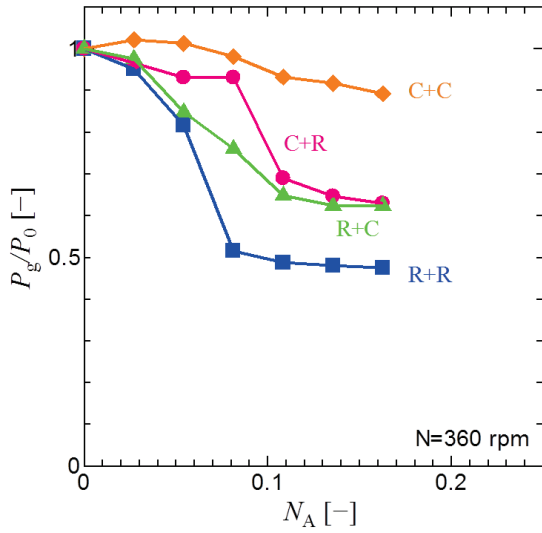


Fig. 6.10 Effect of aeration on power consumption (ring sparger, $d_s/d=1.3$, $n=360$ rpm)

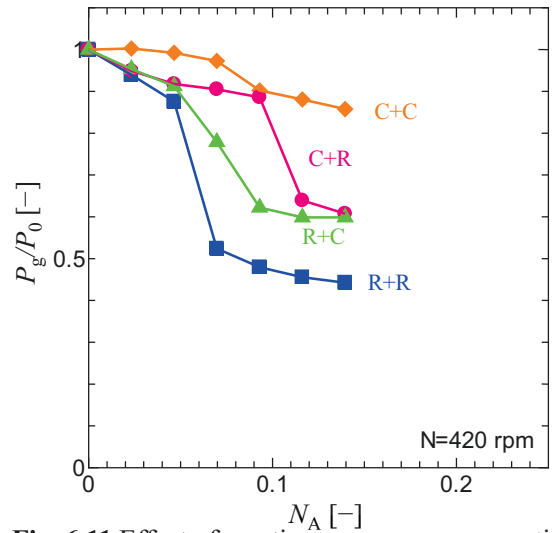


Fig. 6.11 Effect of aeration on power consumption (ring sparger $d_s/d=1.3$, $n=420$ rpm)

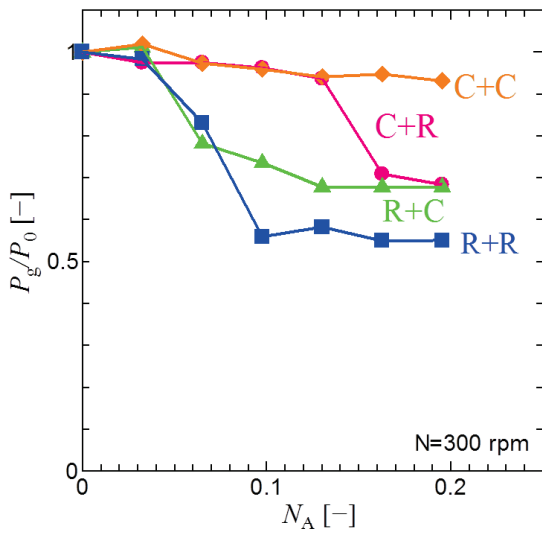


Fig. 6.12 Effect of aeration on power consumption (ring sparger $d_s/d=1.5$, $n=300$ rpm)

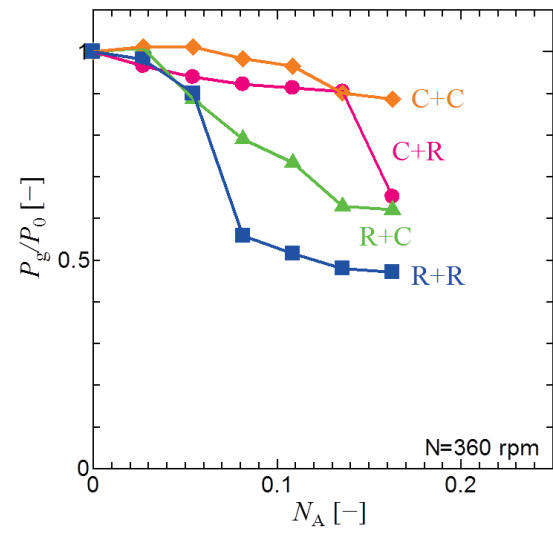


Fig. 6.13 Effect of aeration on power consumption (ring sparger $d_s/d=1.5$, $n=360$ rpm)

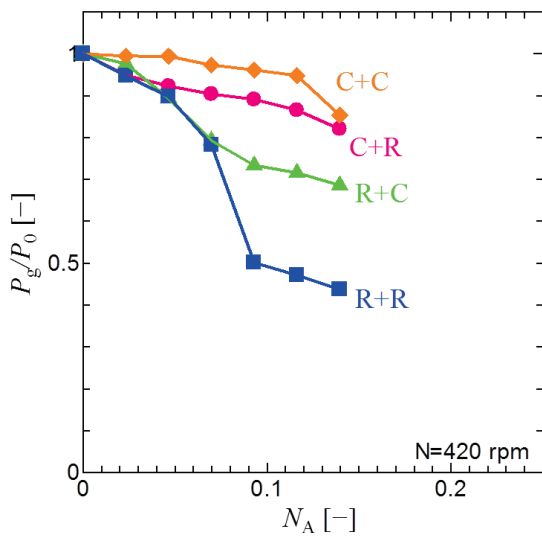


Fig. 6.14 Effect of aeration on power consumption (ring sparger $d_s/d=1.5$, $n=420$ rpm)

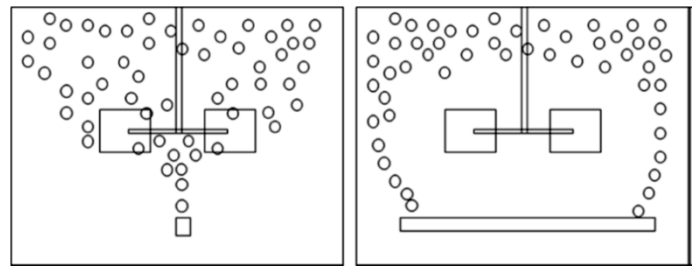


Fig. 6.15 Comparison of single sparger with ring sparger for gas dispersion

6.4 結言

本章では、気液攪拌槽において通気時の動力低下を防ぐために大型リングスパージャーとコンケーブタービンの組み合わせの効果を検討した。その結果、攪拌翼よりも大きいリングスパージャーを用いることで通気時の動力低下を防ぐことができ、さらにコンケーブタービンと組み合わせることによってほとんど動力低下を起さなかった。

さらに、コンケーブタービンを2段翼として用いた場合は動力低下が生じなかった。また、2段翼の上段にコンケーブタービン翼を、下段に Rushton タービン翼を用いた場合はその逆の組み合わせよりも通気流量数が小さい領域において動力低下を防げることがわかった。これは、通気流量数が小さいとき、下段の Rushton タービン翼の吐出性能と大型リングスパージャーにより気泡の翼への絡みがほとんどないためである。

第7章 総括

本研究は、工業的に幅広く利用されている攪拌槽を設計する際にその指針となる攪拌所要動力に焦点を当てて行われた。

攪拌所要動力の研究は古くから行われている。攪拌所要動力の推算方法に関する研究には Rushton の動力線図や永田の式、亀井らの式がある。これらの推算方法では攪拌槽に平底円筒槽を主として用いており、攪拌翼には代表的なパドル翼やタービン翼、プロペラ翼が使用されている。さらに、攪拌槽内装物については邪魔板のみ考えられている。

しかし、近年では様々な攪拌槽や攪拌翼、内装物が使用されている。それは、槽底形状が半球状の円筒槽や攪拌槽形状そのものが角型の攪拌槽である。また諸特性があきらかになっていない攪拌翼については、日本の企業が開発し優れた混合性能を持つ2枚羽根大型パドル翼や高剪断性能を発揮するディスペー翼がある。攪拌槽の内装物に関しては、古くから使用されている邪魔板だけでなく混合促進のために使用されるドラフトチューブや伝熱を改善する目的で使用されるヘリカルコイルがある。

このように攪拌付帯設備が変われば当然その攪拌所要動力は変わってくる。しかし、その推算方法は存在していない。そのため、これらの機器を用いて実機を設計する場合は設計者の経験と勘によって行われている。そこで本研究では、種々の攪拌槽や攪拌翼、内装物に対してその攪拌所要動力を測定し、その特性を明らかにした。さらに、その攪拌所要動力の推算方法を開発した。

第1章では、本研究の背景や本研究の中心となる攪拌所要動力の重要性、およびこれまでに提案されてきた攪拌所要動力の推算方法を述べた。

第2章では、近年の生産プロセスは、少量多品種の生産へと移行してきているため、それらに対して有効な大型攪拌翼および懸濁・乳化に使用されるディスペー翼の攪拌所要動力の推算方法に焦点を当てた。その結果、推算方法は、パドル翼やタービン翼に対して有効である亀井らの式をそれぞれの攪拌翼に対して修正することで良好に推算できることが分かった。

第3章では、攪拌槽の内装物であるドラフトチューブや伝熱コイルおよび角型偏芯槽の攪拌所要動力の推算方法に焦点を当てた。攪拌槽の内装物に対する攪拌所要動力の推算方法については、従来から実績のある亀井らの式および平岡らの式において、邪魔板の条件を各種内装物に相当する条件とすることで良好な推算できると言える。また、角型攪拌槽における動力は従来標準邪魔板条件と同程度の動力を示すと考えられていた。しかし、本研究において動力を測定したところ、これまで考えられていた標準邪魔板条件の動力より明らかに低い動力を示した。この角型攪拌槽における動力は亀井らの式を修正することで推算できる。具体的に述べると、亀井らの式において、代表長さを角型攪拌槽の外接円の直径とし、邪魔板条件を邪魔板1枚、邪魔板幅を代表長さの1/10倍とすることで推算できる。

さらに、平底円筒槽および角型円筒槽において攪拌翼を偏芯させた場合の動力推算方法は、亀井らの式の邪魔板条件を邪魔板1枚、邪魔板幅を偏芯長さとすることで良好に推算できる。

第4章では、攪拌翼取り付け位置や槽底形状が攪拌所要動力に及ぼす影響に焦点を当てた。攪拌翼の取り付け位置による動力変動は Re 数が6000を超える領域から発生し、その要因はこの領域においてフローパターンが変化するためであることを明らかにした。

球底円筒槽で放射流翼を様々な位置で翼を取り付け、攪拌所要動力を測定した場合、平底円筒槽、皿底円筒槽とは異なる挙動を示し、全体的に低動力を示した。これは、フローパターンがどの翼取り付け位置においても1ループを示すためである。球底円筒槽は、軸流翼を様々な翼取り付け位置で使用しても平底円筒槽、皿底円

筒槽と同様の動力を示した。

第5章では、大型2枚羽根パドル翼の混合特性に焦点を当てた。いずれの大型2枚羽根パドル翼も良好な混合状態を示した。しかしながら、ある特定の条件においていずれの攪拌翼でも、小型の未混合体が観察された。このことから、大型2枚羽根パドル翼は複雑な流動を示し、さらなる検討が必要であると言える。

第6章では、通気攪拌槽における大型リングスパージャーおよびコンケーブタービンを使用した場合の動力特性に焦点を当てた。一般的に、気液攪拌槽において使用される通気スパージャーは単孔のシングルスパージャーまたは翼径より小さい円環状のリングスパージャーであり、攪拌翼はタービン翼である。しかし、この組み合わせで、通気させて攪拌した場合、動力低下が起きることが問題である。そこで、翼径よりも大きい大型のリングスパージャーを使用したところほとんど動力低下を防ぐことができた。さらに、大型リングスパージャーとコンケーブタービンを組み合わせて使用することで動力低下が見られなかった。

さらに、通常気液攪拌槽では、アスペクト比の大きい攪拌槽が使用され、この時、攪拌翼は多段で使用される。そこで、本研究でも攪拌翼を2段で使用した場合の攪拌翼の組み合わせ方法による動力変化を検討した。2段ともにコンケーブタービンを使用すると動力の低下がほとんど起きないことがわかった。興味深いのは、一般的に多段翼では下側の攪拌翼が通気動力の低下を支配すると考えられているが、大型リングスパージャーとの組み合わせの場合、通気流量数が小さい領域ではそれが当てはまらないということである。大型リングスパージャーを使用し、下段翼にタービン翼を上段翼にコンケーブタービン翼を使用した場合とその逆の場合では、前者の方が通気流量数の小さい領域で動力低下を防げる。

これらの研究により、これまで未知であった新規の攪拌翼、内装物および槽形状の動力特性を示すと共に、動力推算方法に対して新たな見解を与え、実際の系での攪拌操作時の諸現象による動力への影響を明らかにした。このことは、これまで勘と経験により設計・操作されてきた攪拌装置に対して、その根拠を与えることができると考えられる。以上により、本研究の成果が今後の攪拌装置の設計・運転において大きな助力となることを期待する。

本研究はニュートン流体にのみ焦点を当てて研究を進めてきた。今後は、工業的に頻繁にでくわすであろう非ニュートン流体における動力推算方法を開発したい。

Nomenclature

A_{DT}	= surface area ration between draft tube and vessel ($=d_{DT}H_{DT}/DT$)	[-]
a	= short side of cross section for rectangular	[m]
a'	= long side of cross section for rectangular	[m]
B_W	= baffle width	[m]
b	= height of impeller blade	[m]
C	= clearance between bottom and impeller	[m]
C_{CO}	= clearance of coil	[m]
D	= characteristic length diagonal for rectangular and diameter for cylindrical diameter	[m]
d	= impeller diameter	[m]
d_{CO}	= coil diameter	[m]
d_{DT}	= draft tube diameter	[m]
d_s	= sparger diameter	[m]
Fr	= Froude number ($=n^2d/g$)	[-]
g	= gravity acceleration	[m · s ⁻²]
H	= liquid depth	[m]
H_2	= clearance between vessel bottom and center of impeller blade	[m]
H_{DT}	= height of draft tube	[m]
K_{La}	= volumetric gas-liquid mass transfer coefficient	[s ⁻¹]
L_E	= eccentric length	[m]
m	= correlation parameter	[-]
N_A	= aeration number ($=Q/nd^3$)	[-]
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	[-]
n_B	= number of baffle plate	[-]
n_P	= number of impeller blade	[-]
P	= power consumption	[W]
P_{av}	= aeration consumption per unit volume ($=\rho gHQ/V$)	[W · m ⁻³]
P_0	= power consumption under no aeration	[W]
P_g	= power consumption under aeration	[W]
P_{gv}	= agitation power consumption per unit volume under aeration	[W · m ⁻³]
Q	= gas flow rate	[m ³ · s ⁻¹]
Re	= Reynolds number ($= d^2n\rho/\mu$)	[-]
Re_d	= impeller Reynolds number ($= d^2n\rho/\mu$)	[-]
T	= shaft torque	[T · m]

t	= agitation time	[s ⁻¹]
V	= liquid volume	[m ³]
Z	= clearance between impeller and vessel bottom	[m]
μ	= liquid viscosity	[Pa · s]
ρ	= liquid density	[kg · m ⁻³]
θ	= angle of impeller blade	[rad]

Literature Cited

- 1) Asai, S., Y. Konishi and Y. Sasaki, "Mass Transfer between Fine Particles and Liquids in Agitated Vessels", *J. Chem. Eng. Japan*, 21 107-112(1988)
- 2) Calderbank, R. H. and M. B. Moo-Young, "The Continuous Phase Heat Transfer and Mass-Transfer Properties of Dispersions", *Chem. Eng. Sci.*, 16, 39-54(1961)
- 3) 古川陽輝, 加藤禎人, 深津吉孝, 多田豊, "角型偏芯攪拌槽の所要動力の相関," 化学工学論文集, **39**, 175-177 (2013)
- 4) 古川陽輝, 加藤禎人, 深津吉孝, 多田豊, "角型偏芯攪拌槽に備えられたプロペラ翼の動力相関," 化学工学論文集, **39**, 290-293 (2013)
- 5) 古川陽輝, 加藤禎人, 加藤史都, 深津吉孝, 多田豊, "角型攪拌槽の所要動力の相関," 化学工学論文集, **39**, 94-97 (2013)
- 6) 古川陽輝, 加藤禎人, 多田豊, 高承台, 李泳世, "コンケーブタービンと大型リングスパージャーを組み合わせた気液攪拌槽における所要動力と物質移動," 化学工学論文集, **38**, 209-211 (2012)
- 7) 古川陽輝, 加藤禎人, 多田豊, 高承台, 李泳世, "ドラフトチューブ付攪拌槽の攪拌所要動力," 化学工学論文集, **39**, 9-12 (2013)
- 8) Gabelle, J. C., F. Angier, A. Carvalho, R. Rousset and J. Morchain; "Effect of Tank Size on k_{La} and Mixing Time in Aerated Stirred Reactors with Non-Newtonian Fluids," *Can. J. Chem. Eng.*, **89**, 1139-1153 (2011)
- 9) Grisafi, F., A. Brucato and L. Rizzuti, "Solid-Liquid Mass Transfer Coefficients in Gas-Solid Liquid Agitated Vessels", *Can. J. Chem. Eng.*, 76, 446-455(1998)
- 10) Harriott, P, "Mass Transfer to Particles : Part 1. Suspended in Agtated Tanks", *AIChE J.*, 8, 93-101(1962)
- 11) 平岡節郎, 亀井登, 加藤禎人, 多田豊, 全炯圭, 山口隆生, "傾斜パドル翼の攪拌所要動力の相関", 化学工学論文集, **23**, 969-975(1997)
- 12) Hiraoka, S., Y. Tada, H. Suzuki, H. Mori, T. Aragaki and I. Yamada, "Correlation of Mass Transfer Volumetric Coefficient with Power Input in Stirred Liquid-Liquid Dispersions", *J. Chem. Eng. Japan*, 36, 187-197(2003)
- 13) Hiraoka, S., Y. Tada, Y. Kato, A. Matsuura, T. Yamguchi and Y. S. Lee, "Model Analysis of Mixing Time Correlation in an Agitated Vessel with Paddle Impeller", *J. Chem. Eng. Japan*, 34, 1499-1505(2001)
- 14) Hiraoka, S., Y. Tada, Y. Kato, Y. Murakami, Y. Sato, A. Masuura and T. Yamaguchi, "Correlation of Discharge Flow Rate in a Vessel with Pitched Blade Paddle Impeller", *J. Chem. Eng. Japan*, 36, 187-197(2003)
- 15) Hirose, T., Y. Murakami, "Two-Dimensional Viscous Flow Model for Power Consumption in Close-Clearance Agitators", *J. Chem. Eng. Japan*, **19**, 568-574(1986)
- 16) Hixson, A. W. and S. J. Baum, "Mass Transfer Coefficient in Liquid-Solid Agitation Systems", *Ind. Eng. Chem.*, 33, 478-485(1941)
- 17) 井上義郎, 平田雄志, "平面セル状対流におけるカオスの混合の数値解析 I -初期混合パターンと微細混合パターンの形成機構-", 化学工学論文集, 24(2),294-302(1998)
- 18) 井上義郎, 平田雄志, "平面セル状対流におけるカオスの混合の数値解析 II -混合度と最終混合パターン-", 化学工学論文集, 26(1),31-39(2000)
- 19) Judat, H., "Gas/Liquid Mass Transfer in Stirred Vessels-Critical Review", *Ger. Chem. Eng.*, 5, 357-363(1982)
- 20) 化学工学会監修 : "化学工学の進歩 42 最新 ミキシング技術の基礎と応用", 三恵社, (2008)

- 21) 化学工学会編：“第3版化学工学-解説と演習-”，pp.268-285，榎書店，(2006)
- 22) 化学工学会編：“改訂六版化学工学便覧”，pp.435，丸善，(1999)
- 23) 化学工学会編：“改訂六版化学工学便覧”，pp.792-814，丸善，(1999)
- 24) 亀井登，平岡節郎，加藤禎人，多田豊，石塚弘司，岩田克己，李泳世，山口隆生，高承台，“邪魔板付き攪拌槽の所要動力に及ぼす翼寸法と取付位置の影響”，化学工学論文集，**21**，696-702(1995)
- 25) 亀井登，平岡節郎，加藤禎人，多田豊，岩田克己，村井和彦，李泳世，山口隆生，高承台，“パドル翼を備えた乱流攪拌槽の所要動力に及ぼす翼および邪魔板寸法の影響”，化学工学論文集，**22**，249-256(1996)
- 26) 亀井登，平岡節郎，加藤禎人，多田豊，桑原正治郎，李泳世，山口隆生，高承台，“2次元数値解析に基づく層流域の攪拌所要動力相関式の誘導”，化学工学論文集，**20**，595-603 (1994)
- 27) 亀井登，平岡節郎，加藤禎人，多田豊，佐藤裕貴，李泳世，山口隆生，高承台，“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”，化学工学論文集，**21**，41-48(1995)
- 28) Kamei, N., Y. Kato, Y. Tada, J. Ando and Y. Nagatsu; “Effects of Sparger Geometry on Power Consumption and Mass Transfer in Gas-Liquid Agitated Vessels with Disk Turbine,” *J. Chem. Eng. Jpn.*, **42**, 664-668 (2009)
- 29) 亀井登，三橋和也，小田英貴，古川陽輝，加藤禎人，多田豊，“ディスクタービン付き攪拌槽における所要動力と物質移動に及ぼすスパージャーの取付け位置の影響とスケールアップ;” 化学工学論文集，**38**，203-208 (2012)
- 30) 上和野満雄，山本一夫，永田進治，“回文攪拌装置の混合性能”，化学工学，**31**，365-372(1967)
- 31) 加藤禎人，平岡節郎，亀井登，多田豊，“攪拌槽の設計・操作における攪拌所要動力の重要性;” 化学工学論文集，**35**，211-215 (2009)
- 32) 加藤禎人，亀井登，多田豊，加藤紀幸，加藤知帆，伊吹竜彦，古川陽輝，長津雄一郎，“広いレイノルズ数領域におけるアンカー翼の攪拌所要動力;” 化学工学論文集，**37**，19-21 (2011)
- 33) 加藤禎人，小畑あずさ，加藤知帆，古川陽輝，多田豊，“種々の大型2枚パドル翼の攪拌所要動力;” 化学工学論文集，**38**，139-143 (2012)
- 34) 加藤禎人，多田豊，長津雄一郎，佐藤裕子，岩崎雄志，松田健一，岩石真一，平岡節郎，“オリジナルバップルを備えた改良型アンカー翼(NX ミキサ)の性能評価”，化学工学論文集，**31**(3)，159-167 (2005)
- 35) Kato, Y., Y. Tada, T. Takeda and Y. Hirai and Y. Nagatsu; “Correlation of Power Consumption for Propeller and Pfaudler Type Impeller,” *J. Chem. Eng. Japan*, **42**, 6-9 (2009)
- 36) 加藤禎人，多田豊，浦野邦彦，中岡梓，長津雄一郎，“皿底円筒槽と平底円筒槽における攪拌所要動力の差異;” 化学工学論文集，**36**，25-29 (2010)
- 37) Kato, Y., Y. Tada, Y. Takeda, N. Atsumi and Y. Nagatsui; “Prediction of Mixing Pattern from Power Number Diagram in Baffled and Unbaffled Mixing Vessels,” *J. Chem. Eng. Japan*, **43**, 46-51 (2010)
- 38) Kikuchi, K., Y. Tadakuma, T. Sugawara and H. Ohashi, “Estimation of Diffusivity for Correlation of Mass Transfer Coefficient between Particles and Liquid in Ion Exchange in a Stirred Tank”, *J. Chem. Eng. Japan*, **20**, 421-423(1987)
- 39) Kikuchi, K. Y. Tadakuma, T. Sugawara and H. Ohashi, “Effect of Inert Particle Concentration on Mass Transfer between Particles and Liquid in Solid-Liquid Two Phase Upflow through Vertical Tubes and in Stirred Tanks”, *J. Chem. Eng. Japan*, **20**, 134-106(1987)
- 40) Kolmogorov, A. N., “The local Structure of Turbulence in Incompressible Viscous Fluid for Very Large Reynolds Number”, *C. R. Acad. Sci. USSR*, **30**, 301-305(1941)
- 41) Levins, B. E. and J. R. Glastonbury, “Particle-Liquid Hydrodynamic and Mass Transfer in a Stirred Vessel Part II

- Mass Transfer”, *Trans. IChemE*, 50, 132-146(1972)
- 42) Linek, V., V. Vacek and P. Benses, “A Critical Review and Experimental Verification of the Correct Use of the Dynamic Method for the Determination of Oxygen Transfer in Aerated Agitated Vessels to Water, Electrolyte Solutions and Viscous Liquids”, *Chem. Eng. J.*, 34, 11-34(1987)
- 43) Marrone, G. M. and D. J. Kirwan, “Mass Transfer to Suspended Particles in Gas-Liquid Agitated Systems”, *AIChE J.*, 32, 523-525(1986)
- 44) Miller, D. N., “Scale-up of Agitated Vessels, Mass Transfer from Suspended Solute Particles”, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop.*, 10, 365-375(1971)
- 45) Mizushima, T., R. Ito, S. Hiraoka A. Ibusuki and I. Sakaguchi, “Transport Phenomena at the Wall of Agitated Vessels”, *J. Chem. Eng. Japan*, 2,89-94(1969)
- 46) 水科篤郎, 伊藤龍象, 平岡節郎, 渡辺純吉, “攪拌槽反応槽における温度の均一化”, *化学工学*, 34, 1205-1212(1970)
- 47) 望月雅文, 武井昇, 佐藤知功, 佐藤一省, 明島高司, “2 段翼乱流攪拌槽における上・下段翼の攪拌動力,” *化学工学論文集*, 21, 628-632 (1995)
- 48) Murakami, Y., *Fundamentals and Analysis of Polymerization Reactor* (in Japanese), p.43, pp.89-93, Baifukan, Tokyo, Japan(1976)
- 49) Nagata, S. *et al.*, *Memoirs Fac. Eng., Kyoto Univ.*, 18, No.4, 444(1956)
- 50) 永田進治, 山本一夫, 横山藤平, 志賀周次郎, “広範囲に適用される攪拌所要動力式” *化学工学*, 21, 708-715 (1957)
- 51) 永田進治, 横山藤平, 前田宏幸, “攪拌機の所要動力について”, *化学工学*, 20, 582-592(1956)
- 52) 西川正史, 芦分九明一, 橋本憲明, 永田進治, “多段翼攪拌槽における翼間間隔が攪拌所要動力に与える影響,” *化学工学論文集*, 2, 426-426 (1976)
- 53) 西川正史, 橋本憲明, 藤枝繁雄, 橋本健治, “攪拌所要動力に与える翼取り付け高さの影響,” *化学工学論文集*, 5, 59-64 (1979)
- 54) Nishi, K., N. Enya, Y. Tanaka, R. Misumi and M. Kaminoyama; “Mixing in Eccentrically Located Hi-F Mixer,” *J. Chem. Eng. Jpn.*, 44, 859-867 (2011)
- 55) Ogawa, K., C. kuroda, S. Yoshikawa, “An Expression of Energy Spectrum Function for Wide Wavenumber Ranges”, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 18(6),544-549(1985)
- 56) 大石勉, 名古屋工業大学博士論文, “EGSTER 攪拌翼の攪拌特性に関する研究” (1999)
- 57) Rushton, J. H., E. W. Costich and H. J. Everett, “Power Characteristics of Mixing Impellers part 1”, *Chem. Eng. Prog.*, 46, 395-404(1950)
- 58) 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)
- 59) 佐藤一省, 嶋田博己, 吉野善彌“攪拌槽型気液接触装置の吸収効率,” *化学工学論文集*, 15, 733-739 (1989)
- 60) Smith, J. M., K. van’t Riet and J. C. Middleton, “Scale-up of Agitated Gas-Liquid Reactors for Mass Transfer”, *Proceedings of the Second European Conference on Mixing.*, F4, pp.51-66,Cambridge, England(1977)
- 61) Takahashi, K., K. Arai, S., Saito, “An Extended Power Correlation for Herial Ribbon Impellers”, *J. Chem. Eng. Japan*, 15, 77-79 (1982)
- 62) Takahashi, K., D. Shigihara and Y. Takahata; “Laminar Mixing in Eccentric Stirred Tank with Different Bottom,” *J.*

Chem. Eng. Jpn., **44**, 931-935 (2011)

- 63) 竹田邦彦, 星野照彦, 田口英昭, 藤井武, “多段インペラーによる深い槽の乱流攪拌,” *化学工学*, **32**, 376-381 (1968)
- 64) Van't Riet K., “Review of Measuring Methods and Results in Monviscous Gas-Liquid Mass Transfer in Stirred Vessels”, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, **18**, 357-364(1979)
- 65) Winardi, S., S. Nakao and Y. Nagase; “Pattern Recognition in Flow Visualization around a Paddle Impeller,” *J. Chem. Eng. Japan*, **21**, 503-508 (1988)
- 66) Yamamoto, K., K. Abe, A. Tarumoto, K. Nishi, M. kaminoyama and M. Kamiwano, “Development and Evaluation of Large Scale Impeller Generating Strong Circulation Flow Suitable for Wide Stirred Tanks Subjected to Unsteady Rotational Speeds”, *Chem. Eng. Sci.*, **53**, 3031-3040(1998)
- 67) Zlokriuk, M., “Sorption Characteristics for Gas-Liquid Contacting in Mixing Vessels”, *Adv. In Biochem. Eng.*, **8**, 133-151(1979)

研究論文リスト

本論文中の所在

1. 加藤禎人, 亀井登, 多田豊, 加藤紀幸, 加藤知帆, 伊吹竜彦, 古川陽輝, 長津雄一郎, “広いレイノルズ数領域におけるアンカー翼の攪拌所要動力”, 化学工学論文集, **37**, 19-21 (2011)

第2章 2.2節

2. 加藤禎人, 塩原克己, 古川陽輝, 多田豊, 長津雄一郎, 高承台, 李泳世, “球底乱流攪拌槽の攪拌所要動力”, 化学工学論文集, **37**, 305-309 (2011)

第4章 4.2節

3. H. Furukawa, Y. Kato, Y. Inoue, T. Kato, Y. Tada and S. Hashimoto, “Correlation of Power Consumption for Several Kinds of Mixing Impellers”, *International J. Chem. Eng.*, Article ID 106496, 6 pages (2012)

第2章 2.3節, 第5章

4. 加藤禎人, 小畑あずさ, 加藤知帆, 古川陽輝, 多田豊, “種々の大型2枚パドル翼の攪拌所要動力”, “種々の大型2枚パドル翼の攪拌所要動力”, 化学工学論文集, **38**, 139-143 (2012)

第2章 2.3節, 第5章

5. 古川陽輝, 加藤禎人, 多田豊, 高承台, 李泳世, “パドル翼攪拌槽の翼位置による動力変化のレイノルズ数依存性”, 化学工学論文集, **38**, 144-147 (2012)

第3章 3.4節

6. 古川陽輝, 加藤禎人, 多田豊, 高承台, 李泳世, “ドラフトチューブを備えた攪拌槽の攪拌所要動力”, 化学工学論文集, **39**, 9-12 (2013)

第3章 3.2節

7. 古川陽輝, 加藤禎人, 加藤史都, 深津吉孝, 多田豊, “角型攪拌槽の所要動力の相関”, 化学工学論文集, **39**, 94-97 (2013)

第4章 4.3節

8. H. Furukawa, Y. Kato, T. Kato and Y. Tada, “Power Correlations and Mixing Patterns of Several Large Paddle Impellers with Dished Bottom”, *J. Chem. Eng. Japan*, **46**, 255-261 (2013)

第2章 2.3節, 第5章

9. 古川陽輝, 加藤禎人, 伊藤晋太郎, 多田豊, “ヘリカルコイル付攪拌槽の所要動力の相関”, 化学工学論文集, **39**, 171-174 (2013)

第3章 3.3節

10. 古川陽輝, 加藤禎人, 深津吉孝, 多田豊, “角型偏芯攪拌槽の所要動力の相関”, 化学工学論文集, **39**, 175-177 (2013)

第4章 4.5節

11. 古川陽輝, 加藤禎人, 深津吉孝, 多田豊, “角型偏芯攪拌槽に備えられたプロペラ翼の動力相関”, 化学工学論文集, **39**, 290-293 (2013)

第4章 4.5節

12. 古川陽輝, 加藤禎人, 深津吉孝, 多田豊, 高承台, 李泳世, “直方体型偏芯攪拌槽の所要動力の相関”, 化学工学論文集, **39**, 479-484 (2013)

第4章 4.6節

謝辞

本研究まとめ論文を作成するにあたり多大なる御指導を頂きました横浜国立大学工学研究院仁志和彦准教授に心より感謝いたします。また、本論文のまとめと審査において貴重なご意見を頂きました同研究院の上ノ山周教授、羽深等教授、奥山邦人教授、光島 重徳教授に厚く御礼申し上げます。本論文の発表にあたっては、三角隆太特別研究員、上ノ山・仁志研究室の学生の皆様にご協力いただきました。御礼申し上げます。

本研究の開始から現在まで研究へのご助言やご指導を頂いた名古屋工業大学生命・物質工学科加藤禎人教授、多田豊教授、森秀樹教授、岩田修一准教授、南雲亮助教、東京農工大学長津雄一郎准教授に厚く御礼申し上げます。また、平岡節郎名誉教授、元新東工業株式会社池野榮宣さん、大同工業大学松浦章裕教授、株式会社ダイセル亀井登さんを始めとした多くの方々に人生の教訓等々をご教示頂きありがとうございました。

さらに、この研究を始めるに当たり懇切丁寧に指導をして頂いた加藤紀幸さん、浦野邦彦さん、小畑あずささん、中岡梓さん、小田英貴さんに感謝を申し上げます。また、直接研究にご協力いただいた伊吹竜彦君、加藤知帆君、加藤史都君、賀成莉さん、伊藤晋太郎君、鈴木智也君、深津吉孝君に感謝しております。

最後に、研究生活を送る上で暖かく見守ってくれた家族に深く感謝いたします。