

攪拌槽の所要動力特性 に関する実験的研究

平成7年12月

亀井 登

目次

1	緒論	1
1.1	化学業界における攪拌操作の実状	2
1.2	攪拌機メーカーの新商品開発状況	13
1.3	攪拌研究における課題と本研究の目的	22
1.3.1	一般化学メーカーにおける課題	22
1.3.2	攪拌諸特性における動力特性の位置付け	25
1.3.3	本研究の目的	27
	引用文献	30
2	層流域での攪拌所要動力の相関式の誘導	35
2.1	緒言	35
2.2	支配方程式と数値解析	38
2.3	攪拌所要動力の相関変数の誘導	38
2.4	数値解析結果の相関と各種翼への適用	43
2.4.1	数値解析結果によるパラメータ相関	43
2.4.2	パドル翼への適用	45
2.4.3	アンカー翼への適用	48
2.4.4	ヘリカルリボン翼への適用	52
2.5	非ニュートン流体攪拌での平均剪断速度の推算	57
2.6	結言	59
	使用記号	61

引用文献	63
3 広いレイノルズ数領域での動力相関式の誘導	67
3.1 緒言	67
3.2 実験装置および方法	70
3.3 実験結果の相関	72
3.3.1 層流域データに基づくパラメータ相関	72
3.3.2 乱流域データに基づくパラメータ相関	76
3.3.3 広レイノルズ数領域での相関式の決定	79
3.4 攪拌所要動力の実測値と相関式の比較	79
3.5 液高さの影響に対する相関	82
3.5.1 液高さの影響を考慮した動力相関式の導出	86
3.5.2 動力相関式と実験結果との比較	88
3.6 完全邪魔板条件での攪拌所要動力の簡易推算法	88
3.7 結言	93
使用記号	95
引用文献	97
4 邪魔板付攪拌槽の所要動力に及ぼす翼取付位置の影響	99
4.1 緒言	99
4.2 実験装置および実験方法	102
4.3 パドル翼の取付位置による動力数の変動	102
4.3.1 液高さの影響	102
4.3.2 翼高さの影響	105
4.3.3 羽根枚数の影響	107
4.3.4 動力数の最大値と最小値の差	107
4.3.5 翼径の影響	107
4.3.6 パドル翼とタービン翼の比較	111
4.4 翼取付位置の違いによる動力数の変動に関する考察	111

4.4.1	既報の相関式間での相違に関する考察	111
4.4.2	翼を槽中央に取付けた場合の動力相関	114
4.5	動力変化とフローパターン	116
4.6	結言	118
	使用記号	119
	引用文献	120
5	乱流攪拌槽の所要動力に及ぼす翼および邪魔板条件の影響	121
5.1	緒言	121
5.2	実験装置および実験方法	123
5.3	動力数と翼条件の関係	124
5.3.1	標準邪魔板条件での翼条件パラメータによる 動力相関	124
5.3.2	邪魔板条件を変えた場合の動力数と翼条件の 関係	129
5.4	完全邪魔板条件における動力数と翼条件の関係	135
5.4.1	完全邪魔板条件における動力数の相関	135
5.4.2	翼を基準とした動力数に関する考察	138
5.4.3	有効羽根面積の概念による考察	139
5.5	動力数と邪魔板条件の関係	140
5.5.1	動力数と邪魔板条件パラメータ	140
5.5.2	邪魔板を基準とした動力数に関する考察	143
5.6	緩い邪魔板条件下の動力相関式	150
5.7	完全邪魔板条件と過剰邪魔板条件	151
5.7.1	過剰邪魔板条件での動力変動	151
5.7.2	過剰邪魔板条件相関と完全邪魔板条件の定義 式	154
5.8	結言	156

使用記号	158
引用文献	160
6 総括	163
Appendix	
A (2.1) 式および (2.2) 式の誘導	169
B ヘリカルリボン翼の所要動力の単発データに対する相関	171
C 球形槽の見かけ円筒槽直径の有効性	173
D 相似パラメータの誘導	175
著者発表の研究論文	177
謝 辞	179

第1章

緒論

攪拌操作は化学工業において幅広く用いられる単位操作であることから、攪拌槽における諸特性の研究が実験的あるいは数値計算により、盛んに行われてきた。一方、攪拌槽のユーザーである一般化学メーカーにおいては、攪拌操作は一般には反応を伴うと共に従来は乱流均一相系の取扱いが比較的多く、攪拌条件による問題は殆ど生じなかったため、攪拌技術に対する認識は必ずしも高いとは言えなかった。しかしながら、近年多種多様な新規な化学製品が開発されるに到って、攪拌操作の多様化や高品質に関するニーズから、攪拌技術に対する重要性が再認識されてきている。また、攪拌操作は、使用する流体の物性だけでなく、装置形状が様々であると同時にその影響を複雑に受けており、これらの要因について全て解明されるまでには到っていない。そこで本研究は、機械設計上重要であると共に攪拌性能を評価検討する上でも重要な因子となる攪拌所要動力について、特にその装置形状の影響に焦点を当てることとした。

まずはじめに、本研究を実施するに到った背景や経緯を、攪拌機の1ユーザーの視点に立って考察する。ここでは、特に筆者が一般化学会社であるダイセル化学工業(株)においてファインケミカル事業の開発製造を担当していた経験を基に、このような基礎的な研究を始めるに到った背景を述べる。従って、視点がやや一面的になっ

てしまうくらいはあるが、これまで攪拌機ユーザーの意見が公表された例があまり見あたらなかったことから、我田引水ながら現場担当者の意見として貴重であると考え、現場での攪拌操作を取りまく状況も含めて展望する。なお、攪拌所要動力に関する既往の研究の展望は、第2章以降各緒言でそれぞれ詳述する。

1.1 化学業界における攪拌操作の実状

近年化学業界においては、需要の多様化に対応するためにファイン化や高機能製品化が活発に進められるようになり、これまで歩んできた量産化、省エネルギー、高品質化に続き、多品種化へと大きく向かってきた。こうした流れの中で、医薬、農薬、塗料、樹脂等の分野で様々な新製品が各社競って開発、上市が進められるようになり、汎用設備の有用性が増すと共に多品種生産に対する関心が高まることとなった。少量多品種製造設備の開発やその制御システム、FA化、CIM等、この分野におけるHardや、プラントの自動化や省力化を含めたSoftの研究が、活発に行われるようになったのもその1つの現われと言える¹⁵⁾。

しかし一方で、末端製品の高機能化に伴い化学構造はより複雑になっており、その製造プロセスは複雑化、長大化を呈してきている。また、医薬品等の末端製品メーカーは、その膨大な開発費用のために最終反応工程あるいは配合のみを自社で行い、その原料となる中間体は、一般化学メーカーに製造依頼するケースが極めて多い。従って、依頼を受けた化学メーカーにとっても、その新製品である中間体の製造プロセスはやはり複雑化、長大化してきており、行われる反応も多種多様になっている。

さらに末端製品メーカーと同様、一般化学メーカーにおいてもこうした新製品の開発コストの割にはその寿命が短いのが実状である。

これは、末端商品の淘汰やその中間体製造メーカー間の競争のためと言える。図 1.1 には、その一例として、医薬品の開発ステップ、そしてそれに対応する中間体の製造ステップを示す。この表より、医薬品としての開発から販売に到るまでの期間は非常に長いものの、一般化学メーカーへその中間体の製造依頼がきて納入するまでの期間は意外に短いことが判る。また、開発が決定してから薬物の承認を受けるまでに 1/10、そして販売ラインに乗って収益を挙げるようになるまでにも、さらに何割かに品目が淘汰されてしまう。このような傾向は、農薬や塗料、樹脂等、他の末端商品についても同様である。こうして、ある末端商品の原料である一般化学メーカーの新製品は、末端商品同様その成功率は低く、1 品種で収益を挙げるのが困難になってきている。そしてこれは、製造(受注)数量の伸び悩みや販売単価の下落という形で現れる。従って、販売数量増加による増産メリットが受けられるようになるまで各製品の玉繫ぎを行うことが、こうした開発製品の製造を行う重要な目的となる。この段階では、少量多品種製造技術が最も威力を発揮する場面ではあるが、自動化やスケジューリングの最適化問題でよく議論される同一プロセス製品の切り替え製造とは異なり、様々なプロセス(反応)を扱うような場合が多い。

さて、図 1.2 ~ 図 1.4 に示す通り、攪拌機を中心とする汎用設備が一般に少量生産に最も適していると考えられており、このような新製品の開発、製造は、こうした汎用設備を用いて行われることになる。逆に言えば、汎用設備での製造ということが初期の段階から考慮され、ここで製造可能となる様な反応ルートが採用されることになる。

このうち、図 1.2 は最もよく用いられるタイプで、攪拌槽型反応器が横並びに設置されており、それに付随して原料タンク、受けタンクその他、場合によっては濾過器、乾燥機、蒸留塔等が設置されて

医薬品の開発プロセス、期間	中間体の開発、製造ステップ
<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">開発テーマの選択</div> 49万例 ・物質の調整、スクリーニング 薬効薬理・比較試験 毒性予備試験 <u>平均 5.7 年</u>	
<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">開発品の選定</div> — <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">開発決定</div> 330 例 ・前臨床試験（動物、健康な人） 規格試験法・安定性 毒性〔急性、慢性、他〕 吸収、分布、代謝、排泄 評価 <u>平均 4.8 年</u>	・製造の問い合わせ （可否、価格） ・実験サンプル要求 10~100g 納入 <u>以上 0.5~2.0 年</u> ・中規模サンプル要求 0.1~0.5t
<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">治験フェーズⅠ移行決定</div> 140 例	
<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">治験フェーズⅡ移行決定</div> ・臨床試験 評価 <u>以上平均 3.6 年</u>	↓ <u>1~3 年</u> ↓ 第一回納入 ↓
<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">治験フェーズⅢ移行決定</div> ・追加試験、申請、発売 申請資料のまとめ 申請 <u>平均 1.8 年</u>	
<div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">承認許可取得</div> — <div style="border: 1px solid black; padding: 2px; display: inline-block;">承認取得数</div> 31例 ・申請後追跡調査 薬価基準収載 製造販売 再調査 <u>4~6 年</u>	・本格製造 5~10 t/Y

図 1.1 医薬品の研究開発と中間体の開発製造

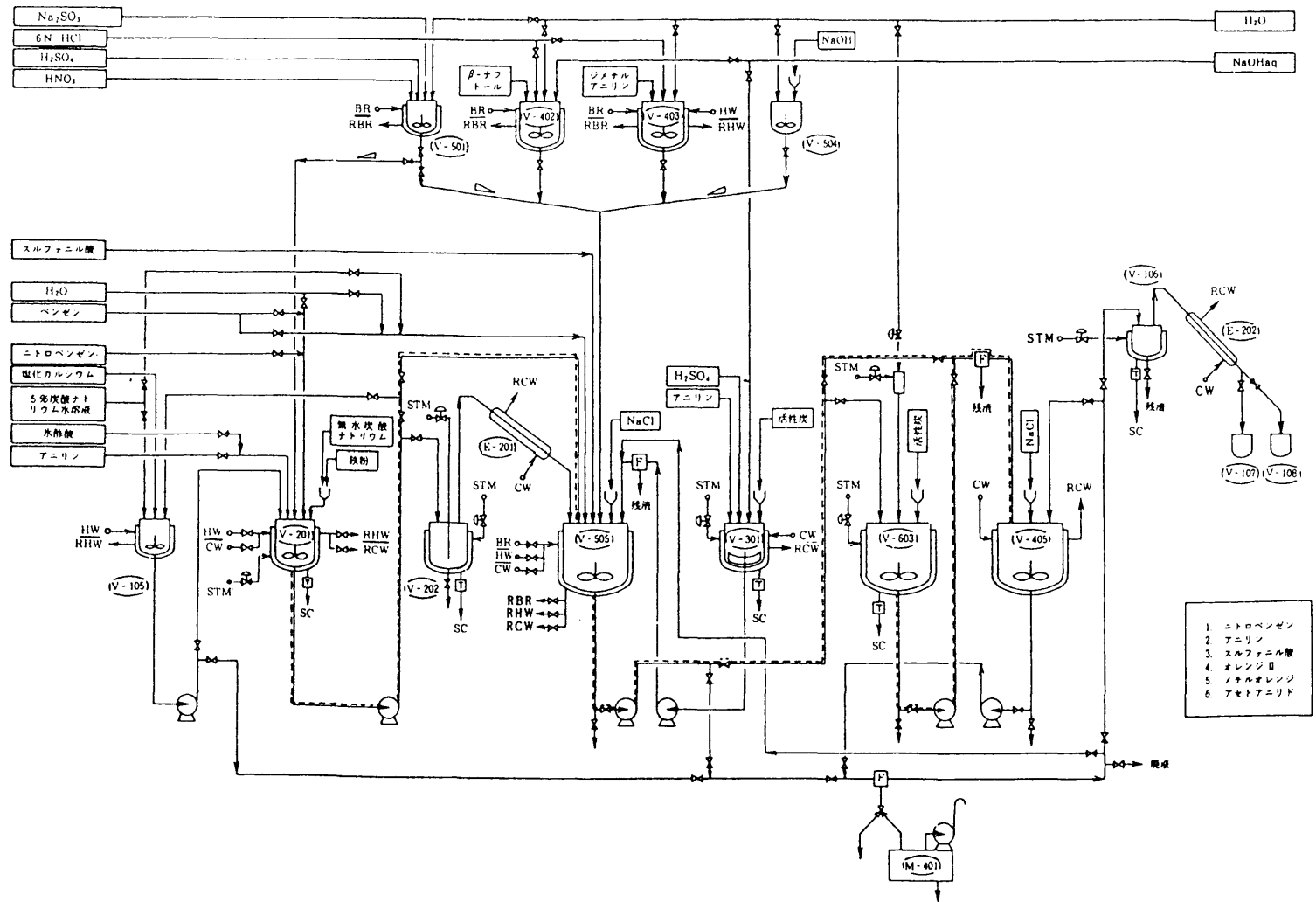


図 1.2 汎用設備のプロセス例 (1)

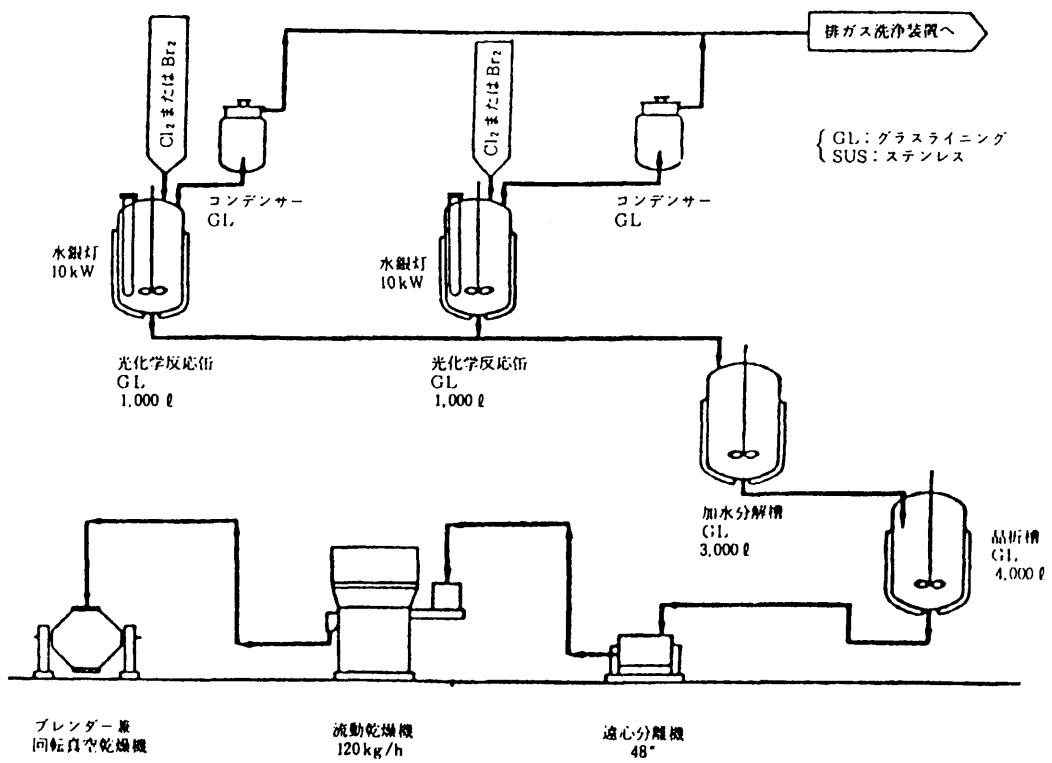


図 1.3 汎用設備のプロセス例 (2)

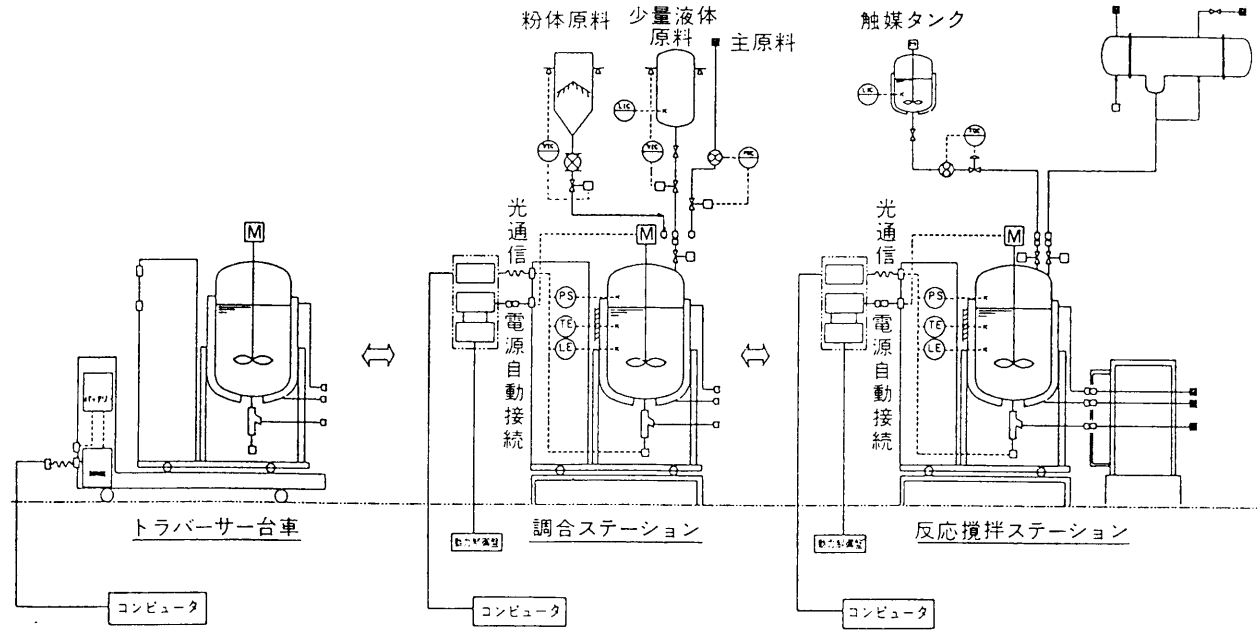


図 1.4 汎用設備のプロセス例 (3)

いる。これは古くからあるもので斬新さはみられないが、後2者に比べて特徴のないことが返って汎用性をもたせるという結果になる。このようなプロセスの設計では、原料仕込みラインやポンプ類の切替え方法あるいは機器の洗浄方法、さらに固体(スラリー)のハンドリングに様々な工夫がなされる。

一方、図1.3は原料調合から反応、精製という流れに沿って縦方向に機器を配列したもので、液の流れをスムーズにする(移液作業の合理化)と共に、洗浄を要する配管を極少化させたことに特徴がある。しかし、多様な反応あるいは処理操作を行う場合、このような流れに沿うとは限らず、かえって不便になることが多い。同じ様な処理(反応)操作を伴う製品群にのみ有用であると言える。

図1.4は、更に汎用化を進めることを目的として反応器を移動してパイプレスを狙ったものである。しかしながら、このような設備で危険物を取扱うには、法的(消防法)な問題がある他に安全上の課題も多いため、塗料の配合等、非危険物の単純な操作に限定されてしまうのが実状のようである。

さらに、汎用設備といっても元々そのように設計されたものとは限らず、ある(専用)設備を転用して使用している場合も意外と多い¹⁵⁾。このような汎用設備を用いて新製品の開発・製造を行う場合、何らかの改造あるいは設備の増強が必要となる。一般には図1.5のように、行われる反応種、系、そしてその特徴に加え、対象とする設備の稼働状況を加味して(即ち現場で行う製造プロセスを想定しながら)採用すべき反応プロセスあるいは方法が選択される。そして、事業スケールを考慮しながら増設あるいは改造すべき機器を割り出し、投資可能な範囲で実施してゆく。従って、ある程度まとまった量を製造するに到る迄はあまり投資出来ないため、最初のサンプルワーク(第1回目の試験製造)の時点では、かなり不便な設備を用いることが余儀なくされる場合もある。

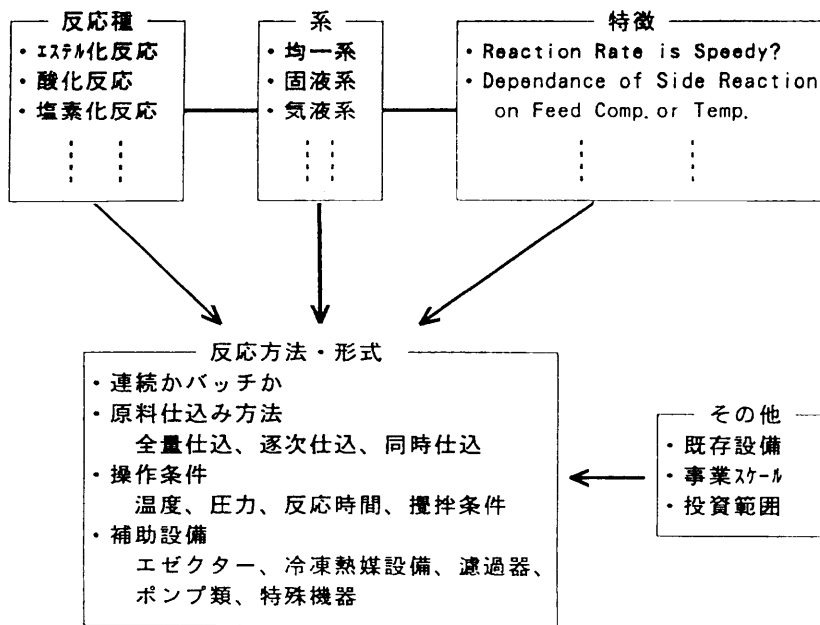


図 1.5 反応プロセスの選択

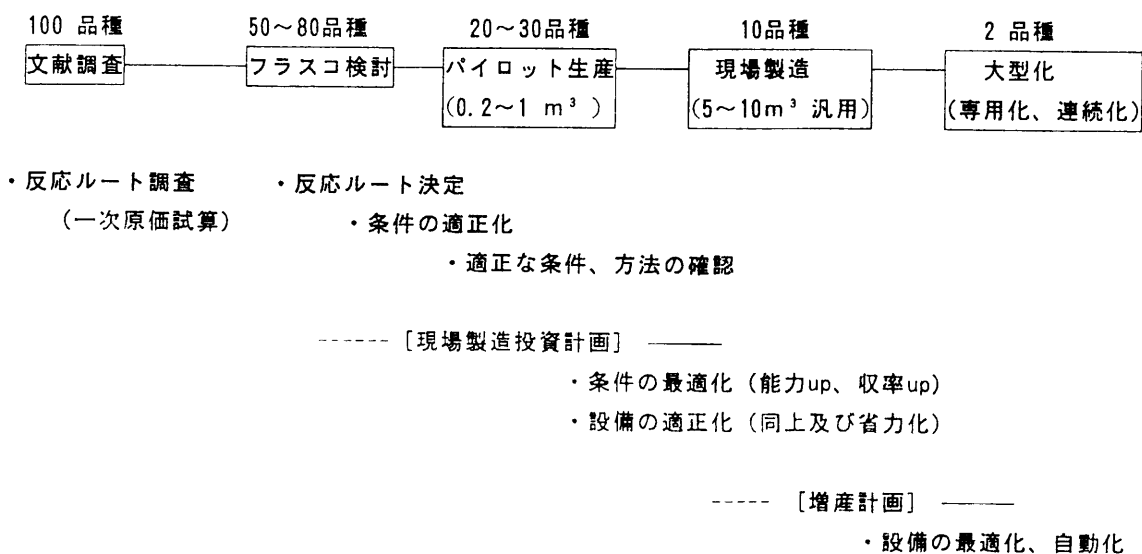


図 1.6 中間体製造メーカーに於ける開発ステップ

そして、数量が伸びてくれば、より大型の設備へ移管（または建設）されるが、この場合は量産化や高収率化が目的となるので、より最適化されたプロセス或いは設備に変更される²⁰⁾。図 1.6 は開発製品の代表的な製造ステップを示したものである。製品によってはパイロット生産スケール止まりのもの、現場製造を開始したものの製造量が横這いあるいは減少傾向にあるもの、逆に（急激な）増加傾向を示すもの等様々である。こうした中で、プラントの稼働率が一杯になってくると設備の増強が必要となってくるが、その状況に応じて様々な方法が選択される。表 1.1 にはそのうちの代表的な 3 つの例を示した。このように、利益率の低い品目の製造はこの時点で断念するケースもあり得る。

さて、汎用プラントを新設する場合はもちろんのこと、それが当面ある品目の専用設備として設計される場合でも、攪拌槽はその品目に最適な装置ではなく、汎用性に重点を置いた選び方がなされる。これは製造品目の寿命に比べ、製造設備の寿命の方が遥かに長いとの考え方に基づくものである。汎用性の例として、酸を扱う処理をする場合や将来ハロゲン化反応を実施する可能性がある場合には、グラスライニング製反応器がよく設置される。この場合、攪拌翼はその加工上の問題から、Pfaudler 型棒状翼に限定される（最近では別の型のものも出始めているが、高温下での塩素化反応等、腐食浸透性が強い環境における攪拌翼エッジのライニング加工に関し、その実績は未知数である）。またステンレス製攪拌槽でも、対象製品が特殊な機能を要しない限り、パドル翼やピッチドパドル翼のような極めて汎用的（と言うよりむしろ traditional な）で安価な翼が選定されることが多い。図 1.7 には、幾つかのファインケミカル工場で実施した攪拌翼の種類に関する調査結果を示す⁴³⁾。もちろん、重合反応を主体とした工場では異なった結果になると予想されるが、いづれにせよ、特殊な装置というのは殆ど見当たらないというのが現実

表 1.1 汎用設備における増産方法

	増産方法	投資額	メリット内訳
C a s e - 1	汎用設備を増設する	中	増産メリットのみ
C a s e - 2	増産品目の専用設備 を新設する	大	増産メリット +コストダウンメリット
C a s e - 3	製造品目を淘汰する (少量品目の下請化、Give up)	小	増産メリット -減産または下請費用

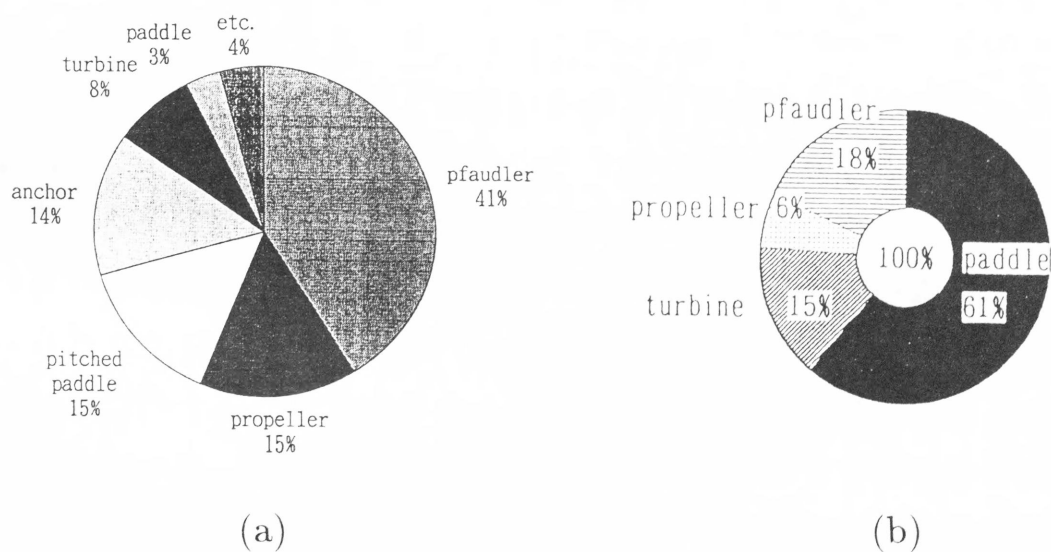


図 1.7 ファインケミカル工場での攪拌翼の種類に関する調査結果

である。

さて、このような汎用設備を用いて開発製品を製造する殆どの場合、最大のネックとなるのは反応工程である。様々な反応を扱うと同時にその反応の特徴も多様である一方、既存の設備(攪拌槽)は汎用的即ち画一的であり、この工程での失敗例が筆者の知る限り非常に多い¹⁷⁾。例えば異相系反応操作の中でも、気液系や液液反応では高剪断場で反応を行う必要のある場合が多く、一方固液系での晶析操作や、液液系でも抽出操作等では、一般に低剪断条件を必要とする。これに対して、用いられる翼は画一的であり、また攪拌条件に関する認識が従来は意外に低かったことも相俟って様々なトラブルが生じた。例えば、高剪断を必要とする液液反応に低剪断翼を用いたため、液液界面での主反応が進行せず、液 Bulk 相での副反応が進行、収率や品質の大幅な低下をきたした、等である。

しかし、近年ファイン化が進み、複雑な反応操作を手掛けると同時に高い品質の要求がなされる中で、攪拌技術の重要性が広く認識されるようになってきた。そして、攪拌機メーカーばかりでなく、そのユーザー側でも盛んに攪拌技術に対する研究が行われるようになってきた。その研究の直接の目的は、問題となっている反応をいかに効率よく実施するかという、いわば応用研究ということになるが、そのために幾つかの課題に取り組んでいるようである。その1つには既存の traditional な翼の特性を把握する研究が挙げられる^{11),13),22),26),27),35)}。これは traditional な翼でもその諸特性は意外に知られていないことが多く、対象とする物質や反応を例に挙げての調査を目的とするものである。そしてもう1つは、ユーザー自らが性能や汎用性の高い翼を開発しようという試みもある^{12),16),18),29),41)}。これは、近年、攪拌機メーカー側が新型翼を続々と開発、上市している動きに相對するものであると感じられる。しかし、従来は攪拌槽の基本設計をメーカー側というよりむしろユーザー側が行なって

いたことを考え合せると、至極自然な動きとも捉えられる。

こうした状況が、攪拌機の1ユーザーであった筆者を攪拌に関する研究に引き込んだ所以でもある。当初、後者を目的にして2段翼の研究を行なっていた¹⁹⁾が、単段翼の特性を十分に把握していなければならないとの考えもあって、ここでは、前者のより基礎的な研究を実施するに到った。

1.2 攪拌機メーカーの新商品開発状況

前節で述べたように従来、低～中粘度液の場合はパドル、ピッチドパドルまたは後退 (Pfaudler) 翼が、そして、高粘度液の場合はアンカー翼やヘリカルリボン翼のような traditional なものが代表的な汎用型の翼として用いられてきた。また、用途によってはプロペラ翼 (高吐出型)、タービン翼 (気液用) が選定された他、これらを種々組み合わせた2段翼等が、高粘度用、高剪断または高循環用といったその用途に応じて考案され、使い分けられてきた。一方、こうした翼の選定或いは基本設計はユーザー側でなされ、機器メーカーは主に詳細設計を担当するというのが一般的であった。即ち、ユーザー側担当者がその投資計画に基づいて基本設計を行ない、複数の機器メーカーに見積り依頼書 (仕様書) を送付するが、この時には既に装置の大きさと共に、翼形状も決定している場合が多かったためである。また、最終的に発注するメーカーが決定したら (見積り金額や納入実績等による)、構造あるいは強度設計がメーカー側で実施され、ユーザー側の承認を以て製作を開始するという流れで受注販売が行なわれていた。

一方、攪拌機メーカーにおいても、メーカー独自の特徴的な機器として、往復動翼 (アジター³⁸⁾)、(株) 島崎製作所)、高剪断型翼 (ホモジナイザー²⁸⁾)、特殊機化工業 (株))、上下動翼 (ビスター⁴⁵⁾)、(株) ニツ

セン)等幾つかは見られたものの、専ら汎用型の翼を中心とした事業展開であったように思われる。勿論、同じ汎用型の翼でもメーカー間で詳細設計上の違いが見られるように、最適形状に関してメーカー独自の研究がかなり行なわれていたようではある。また、それと同時に、ピッチドパドルをベースとするメーカー、Pfaudler 翼をベースにするメーカーというように、メーカーによって汎用型の翼の中でも特徴が現れていたことは興味深い。さらに、その事業展開は、あくまで攪拌翼を中心とするものと、攪拌槽と一体化して販売してゆくというものとに分かれていたようである。前者の例として、汎用(簡易)型機器や先に述べた特殊機器の開発が挙げられる。一方、後者の例として、メーカー独自の標準仕様攪拌機を設定、大量(安価)生産に対応したことがこれに該当しよう。

そして、1980年代に入って、ファインケミカルの風潮が高まってくると共に、最も優れた耐食材質としてガラスライニングが汎用攪拌槽の雛形として市場を賑わすこととなった。ガラスライニング反応器そのものは、1970年代には市場に出回っていたが、その取扱い(ライニングの剥離防止に対して細心の注意を要する)やメンテナンスの難しさから、塩化ビニルのように特に腐食性の高い用途以外あまり採用されなかったようである。しかしながら、取扱う反応が多様化し、耐腐蝕性に対する要求が高まるにつれて俄然注目されるようになった。これはもちろん、ガラスライニング技術(加工技術、メンテナンス技術)が飛躍的に向上したことにもよる。一方、ガラスライニングは加工技術の難しさからエッジを持つ構造部分のライニングが困難とされ、一般に攪拌翼は Pfaudler 型の棒状翼が多く用いられることになった。前節の図 1.5 で Pfaudler 型の翼が多かった理由はここにある。ところで、この翼は循環性能は高いが剪断性能は劣るという性質をもっていたが、汎用装置ということで気液、液液等種々の用途に用いた結果、前節に記したような様々な問題が起

きることとなった。

さて、攪拌機のユーザーである一般化学メーカーにおいて攪拌技術の重要性に対する認識が高まってきた昨今、これに歩調を合わせるように、攪拌機メーカーにおいても活発に新製品が発表されるようになった。これは、従来の翼にはない機能や汎用性を付加したものを独自に開発し、販売シェアを獲得しようというものであるが、一方こうした動きに伴って、翼の基本設計がユーザーからメーカー主導に移行してきたように思われる。即ち、前述したように、従来はユーザーが基本設計し発注するシステムが多かったのに対し、メーカーが基本設計を行った独自の翼をユーザーに選ばせたり、ユーザーの使用条件（見積り依頼書）に応じてメーカー側が翼選定を含めた見積りをするというものである。

こうした翼開発の先陣を切ったのが住友重機械工業（株）のマックスブレンド³²⁾で、低粘度から中粘度 ($mPa \cdot s \sim Pa \cdot s$ オーダー) の広範囲において高い分散、混合性能を有するというもので、高価な割にはかなり多くの受注を獲得したようである。また、これと似たコンセプトで神鋼パンテック（株）のフルゾーン³³⁾、中高粘度用にログボーン⁴²⁾、そして佐竹化学機械工業（株）のスーパーミックス⁴⁴⁾、三菱重工業（株）のサンメラ³⁴⁾等続々と登場してきた。これらの製品を図 1.8 ~ 図 1.23 に示す¹⁰⁾。また、図 1.25 にこれらの製品の性格を特殊性と汎用性に分けて筆者なりに分類してみた。ここで言う汎用性とは、広範な粘度範囲に用い得るという他に、気液、固液等様々な系での用途に適しているかということで行なった。また、装置の洗浄や翼に付着したスケールの清掃のし易さという観点から、複雑な形状のものはどちらかといえば特殊用途に分類した。こうして見ると、開発されている新製品は汎用性というよりも特殊性（目的とする用途に高い機能を有すること）に重点が置かれているように思われる。

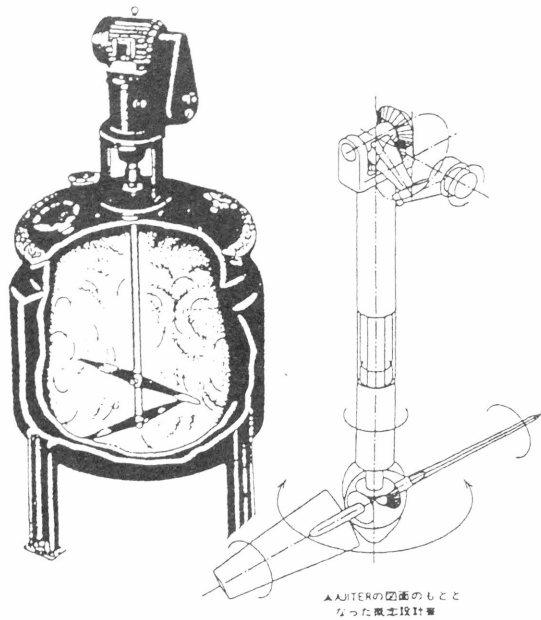


図 1.8 アジター
((株) 島崎製作所)



図 1.9 ホモジナイザー
(特殊機化工業(株))

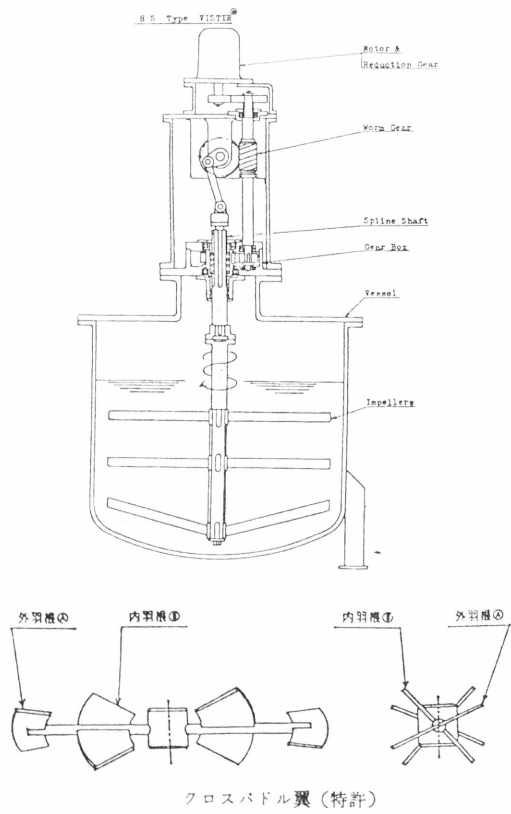


図 1.10 ビスター ((株) ニツセン)

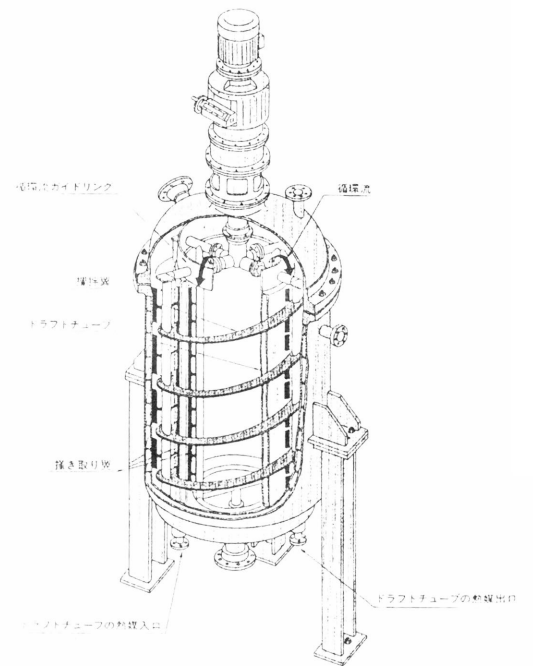


図 1.11 AR (三菱重工業(株))

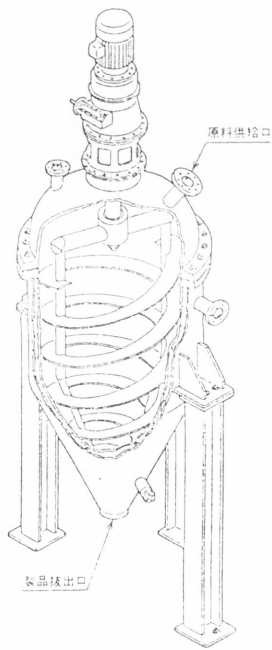


図 1.12 VCR (三菱重工業(株))

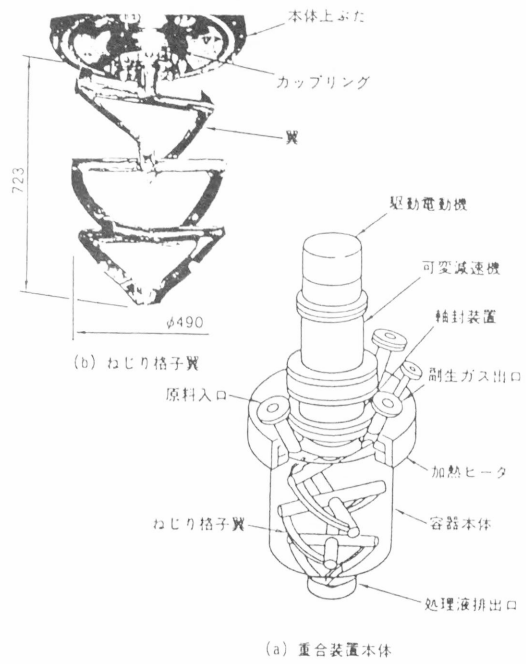


図 1.13 ねじり格子翼
(株) 日立製作所

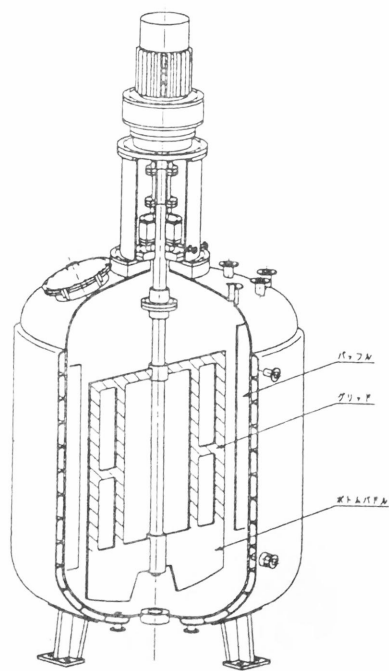


図 1.14 マックスブレンド
(住友重機械工業(株))

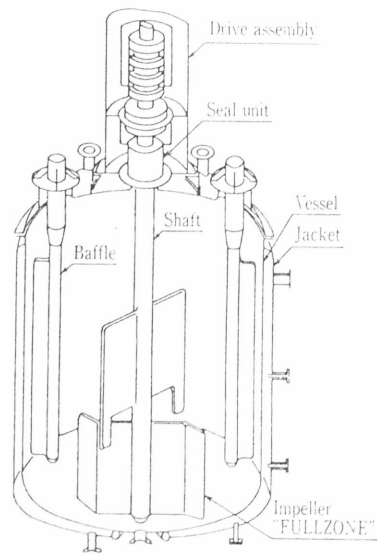


図 1.15 フルゾーン
(神鋼パンテック(株))

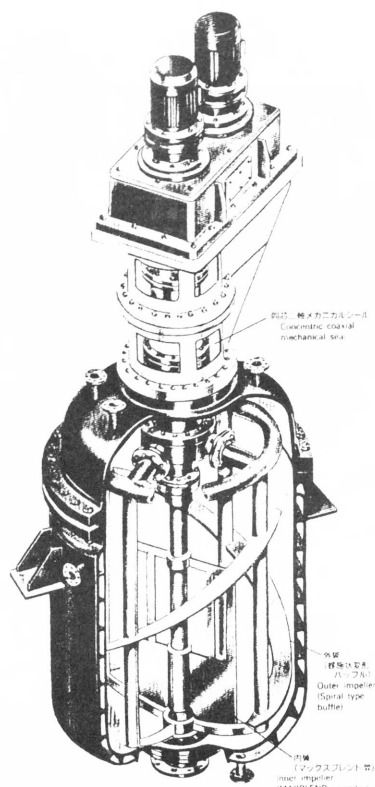


図 1.16 スーパーブレンド
(住友重機械工業(株))

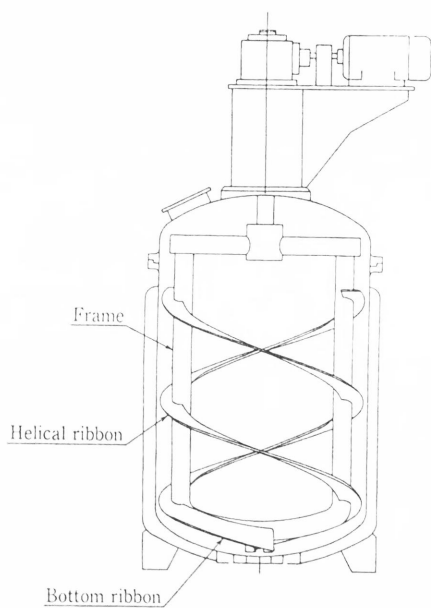


図 1.19 ログボーン
(神鋼パンテック(株))

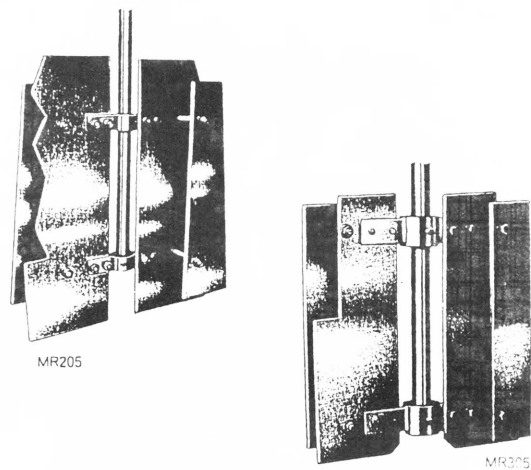


図 1.17 スーパーミックス M
(佐竹化学機械工業(株))

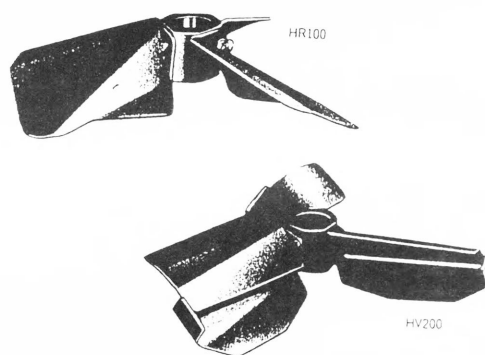


図 1.18 スーパーミックス H
(佐竹化学機械工業(株))

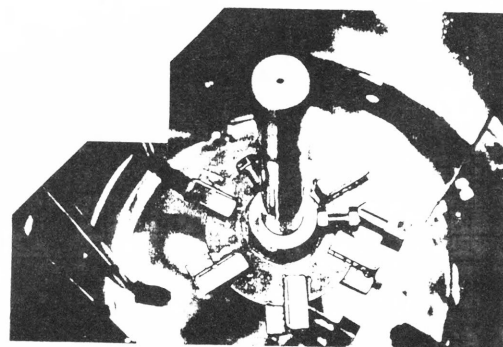


図 1.20 アクティブタービン
(関西化学機械製作(株))

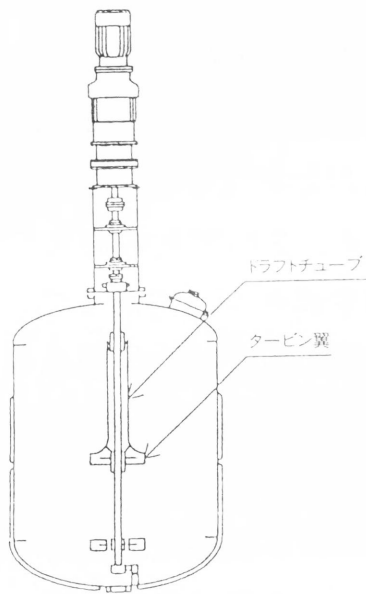


図 1.21 ファインバブラー
(綜研化学(株))

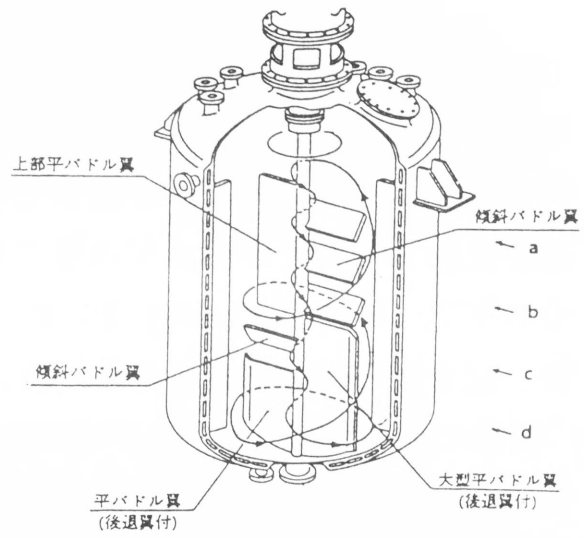


図 1.22 サンメラー
(三菱重工業(株))

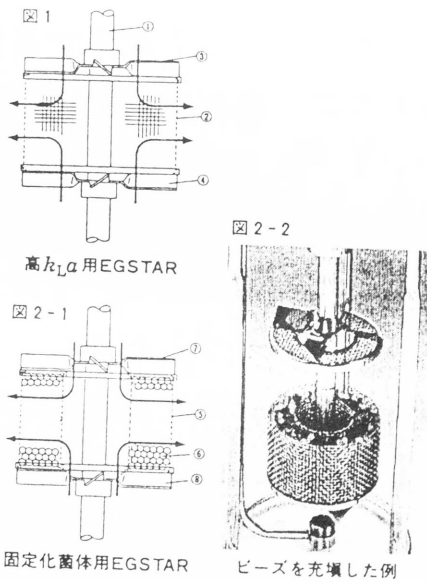


図 1.23 イージースター
(有) イージースター)

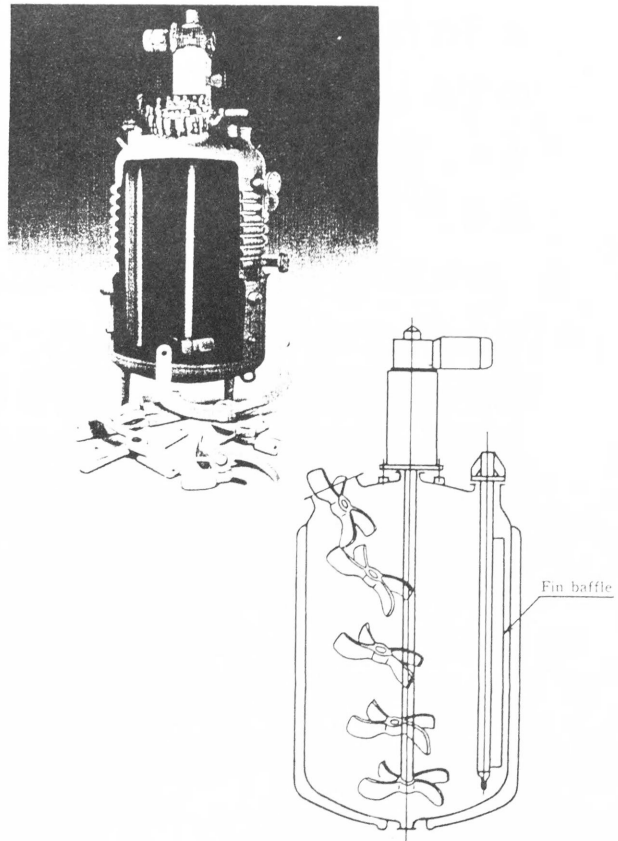


図 1.24 クライオロックアジテータ
(神鋼パンテック(株))

このように、従来の翼に比べて高性能化あるいは使用範囲が広がったものが登場してきてはいるが、操作条件は相変わらず攪拌回転数だけで、1つの攪拌槽は1機能という感は拭えない。これに対し、翼を交換することが容易な構造の開発もなされていた。図 1.24 はその例で、自動的とはゆかないまでも、タンク内で比較的簡単に装着、脱着が可能な構造を提供したことが主ポイントである³⁹⁾。

前節で述べたように、汎用設備で用いるには汎用的な翼あるいは装置というのが1つの重要なニーズであると考えられる。このためには、従来のように複数の攪拌槽に様々な翼を取付け、差別化することも確かに有効な方法ではある。しかしながら、多様な反応操作を含む多品種製造に関しては、各機器の特性から、その稼働率を常に高く保つことは難しい。この意味から、低粘度から高粘度に対応し得るような操作範囲の広い翼が登場してきたことは、極めて意義深いものである。一方、図 1.24 のように翼を交換する方法を提供することも、設備の汎用性という観点からは非常に貴重な技術であると考えられる。

また最近、重合反応等では反応途中で攪拌回転数を変更する操作もよく行われるようである¹⁾。これは1つに、粘度の変化に追随するために回転数を上げる場合もあるが、もう1つ、シアを変化させる目的で反応後半に回転数を下げる場合もある。例えば、懸濁重合では最初にモノマー滴を分裂させ、後半では液滴の合一を防止する目的で攪拌回転数を変化させる、等である。しかしながら、攪拌回転数の変化に伴って混合性能も大きく変わるため、回転数のみで攪拌機のフレキシビリティをもたせることには自ずと限界がある。従って、高剪断～低剪断に変化させ得るような翼あるいは方法の開発も望まれるところであると考えられる。

また、材質的にもテフロン系の新素材開発や、ガラスライニングの性能、加工技術の向上に関する研究も活発である。しかし、現在

のところはグラスライニングは耐衝撃性に、テフロン系コーティング材料は耐高温、耐溶剤浸透性に未だ問題は残っている。近い将来、耐蝕材料の攪拌翼が数多くラインナップされることも大いに期待される場所である。

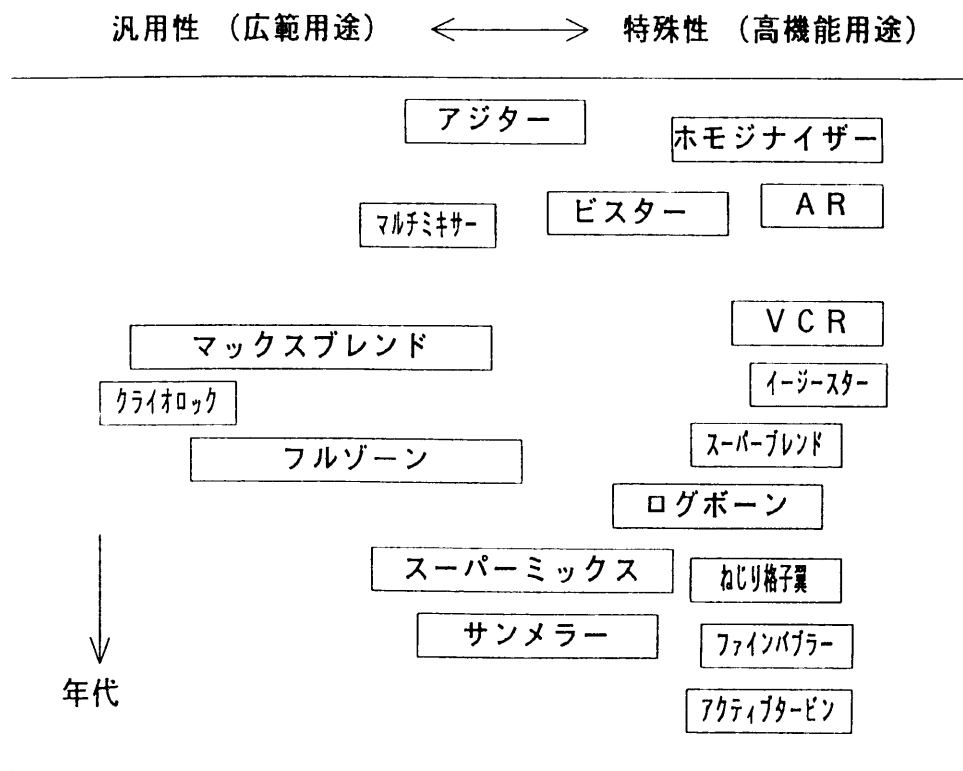


図 1.25 新規攪拌機上市の経緯と特徴

1.3 攪拌研究における課題と本研究の目的

1.3.1 一般化学メーカーにおける課題

さて、ファインケミカルを志向する化学メーカーにとって、まず最も必要なことは、既設の汎用設備に設置されている各攪拌槽の翼の性能を十分に把握することであると思われる。これは、先に述べたように、既設の攪拌槽の殆どがパドルやピッチドパドルのような汎用型の翼であるため、また新規に設置する場合でも、価格面から或いは材質上の問題から、やはり汎用型の翼選定に落ち着く場合がまだまだ多い。このように汎用型の攪拌槽の需要は現在もなお高く、これをうまく使いこなす技術が重要であると言える。

一般に、粘度範囲に関しての翼の使い分けには注意されているが、混合特性や物質移動特性そして剪断特性といった攪拌特性に対する配慮については不十分である場合が多いようである。この理由の1つとして、時間的な制約が考えられる。汎用プラントは複数の品目の製造に関わっているため、ユーザーからの突然の注文に対応仕切れない場合がある。しかし、競争の激しい業界ではそれでも何とか対応するために、実績のある設備とは別の「空いている釜(攪拌槽の総称。それぞれの機能で差別化することは少ない。但し、その修飾語として材質を付け加えることはある)を掻き集めて何としてでも造る」場合も生じる。そして、スケジュールに追われているために攪拌槽の機能にまで十分な配慮が行き渡らないことになる。こういうケースでは、先に述べたような品質上或いは収率上のトラブルを起こしてしまうことが多い。

このように顧客優先主義(というより顧客指定納期優先主義)に基づく時間的な制約があるということも事実であるが、それ以上にユーザーが保有している攪拌機の特性を十分に把握出来ていないことも大きな要因である。この理由の1つとして、機器メーカーから

与えられる攪拌翼の特性に関する情報が極めて少ないということがまず挙げられる。このことは、一般機器メーカーだけでなく、攪拌機専門メーカーにおいても言えることである。つまり、代表的なカタログ値或いは設計基準となった代表物性における推算値は示されるが、広範囲の(例えば広いレイノルズ数範囲における)データや、注文したスケールでの実績データが示されることはまずない。結局、攪拌槽を用いるユーザーが事例的に研究を行なってゆくしかないというのが実情のようであった。しかし、逆にメーカー側の立場から言うと、ユーザー側に納入して得られた結果をメーカーにフィードバックされることはまず無く、特に大スケールでの運転に関する技術蓄積が困難であったことも事実と思われる。一方、最近攪拌機メーカーが開発上市している翼については、かなり詳しい技術データが公表されている。これは、数値計算技術の進歩も大きな要因と思われるが、メーカー主導であるためには必要不可欠な情報であるとも言える。

さて、攪拌機の特徴が十分に把握されていない2番目の理由として、スケールアップ検討の難しさが挙げられる。一般にスケールアップを行う場合の指標として、 Pv 値(攪拌槽単位容積当たりの所要動力)を用いることが推奨されているが、これはあくまでも相似形状であることがその前提条件となっている。しかしながら、現場の各種各形状(比)の攪拌槽に相似な実験機器を取り揃えることは事実上不可能であり、ベンチ装置やパイロット設備に到っては尚更である。さらに困ったことに、開発研究段階ではその取扱いの簡便さから、用いる実験装置は一般に球形フラスコであり、その攪拌条件における実験データをそのまま活用することは不可能と言える。

さらにもう1つ重要な問題がある。仮に相似形の実験装置を準備して Pv 値でスケールダウンした回転数をとりようとしても、中央のボルテックスが激しく、実験室スケールではとても実施出来ないこ

とが度々起きる。例えば、1/10 スケールでは約 5 倍の回転数で行なう必要があり、100rpm に対して 500rpm の高回転数を要する。このような高回転数下では、邪魔板がないか緩やかな場合は特に中央部分で液切れを起こし、とても実用的なデータが得られているとは思われない。晶析操作で推奨されている周速基準のスケールアップに到っては尚更である (10 倍の回転数を要する)。

このように現状の実施する上での問題を整理すると、相似形という前提のないスケールアップ技術、言い換えれば攪拌の諸特性に対する装置形状の影響が、攪拌強度の影響と共に充分明らかでなければならないと言える。それではこうした技術情報が得られるかという、後で述べるように、現在も極めて不十分な状況下にある。

攪拌技術に関するスタンダードとも言える研究成果として、永田³¹⁾の報告がある。これは攪拌の基礎的原理を述べてあるだけでなく、その諸特性に対する装置形状や操作条件に関して当時としては非常に広範囲に調査されている。しかしながら、これ以降まとまった研究は殆どなされていないことが問題である。この理由は定かではないが、攪拌槽に関する形状、翼に関する形状、邪魔板に関する形状、そしてスケールアップと数多くのファクターがあり、それぞれが攪拌の諸特性に及ぼす影響を1つ1つ具に調べてゆく作業は容易ならざることであったためであろうか。それとも、大学側では単に形状因子という地味なテーマであるためになかなか取り上げられず、一方、メーカー側では行なわれていてもノウハウとして捉えられ公表されなかったためであろうか。とにかく、公表されている報告は適用範囲が限られていたり様々な問題点が指摘されていたりで、少なくとも現在のところ攪拌機ユーザーがこれを使いこなせるだけの十分な技術情報が得られるとはとても言い難い。しかしながら、これ迄述べてきたように、装置形状が攪拌の諸特性に及ぼす影響の問題は、基礎的ではあるが攪拌機ユーザーにとっては実用上不可欠な情

報であると言える。

1.3.2 攪拌諸特性における動力特性の位置付け

一般に攪拌特性として以下の項目が挙げられる。

- a) 動力特性 …… 消費動力
- b) 混合特性 …… 吐出能力、循環時間、混合時間
- c) 伝熱特性 …… ジャケット、コイル側伝熱係数
- d) 物質移動特性 …… 異相(気液、液液等)間物質移動係数
- e) 剪断特性 …… 液滴径、気泡径など

そして、目的とする操作(反応など)がこのうちどの特性に依存するのは、あらかじめ明らかにしておく必要がある。例えば、液液系では剪断特性に注目すべきであるし、発熱量が多い場合は伝熱性能、自己重合性の高い原料の反応には高い混合性能が必要と言った具合である。逆に、反応等の現象の性質が明らかになっていないときに、攪拌装置の混合特性を十分に把握しておけば、攪拌混合実験の結果からその現象を定量的に評価することが可能となる場合もある²⁰⁾。

ここで、これら攪拌の諸特性の中での動力特性の位置付けについて既往の報告内容から考察する。

まず、伝熱特性に関して、平岡ら⁷⁾は槽壁面での伝熱特性は動力特性と同等に扱うことが出来ると報告している。これは邪魔板のない攪拌槽での議論ではあるが、攪拌所要動力は槽壁面での摩擦即ち運動量の輸送現象に由来しており、槽壁面での熱の輸送現象と同等に扱うことが出来るというものである。実際、平岡らの定義した伝熱に関するパラメータ j_H は、測定された槽壁面での摩擦係数 $f/2$ と共に Re 数に対してプロットしたところよく一致することが示されている。このように伝熱特性を評価する上で、攪拌所要動力は重

要な指標になると言える。

次に物質移動特性に関して、Calderbank ら⁴⁾は物質移動係数を攪拌槽単位容積当たりの消費動力 P_v で表している。また、Brian ら²⁾、Levens ら²³⁾も同様の相関式を報告しており、攪拌所要動力はこれらの特性を評価する上での重要な指標であることが判る。

また、剪断特性の1つの指標といえる液液分散操作の液滴径に関しても、Vermeulen ら⁴⁷⁾、Calderbank ら³⁾が実験的に、そして、Shinnar ら⁴⁰⁾が理論的に、液滴径は We 数の -0.6 乗に比例すると報告して以来、これが通説となっている。しかし、この関係も相似形状条件下では P_v の関数に書き直すことが出来、本質的に液滴径は所要動力の関数であると言える。

そして、混合特性のうち、まず吐出流量数 N_{qd} に対しては、長瀬ら³⁰⁾が渦度バランスと次元解析より、そして平岡ら⁸⁾は角運動量解析から、それぞれ理論的に吐出流量数 N_{qd} を動力数 N_p と翼形状の関数として導いている。また、佐野ら³⁶⁾は邪魔板のある場合と無い場合についてパドル翼とタービン翼に関する実験を行ない、同様な N_{qd} と N_p の関係を導いている。一方、混合時間に対しても、van de Vusse⁴⁶⁾によって、これが平均循環時間(吐出流量とスケールの関数)で決まると報告されて以来、無次元混合時間 $N\theta_M$ が、 N_p と N_{qd} の関数として次々に報告されている^{9),21),37)}。このように、混合特性は本質的に動力特性と密接な関わりがあることが判る。

斯くして、攪拌の諸特性の基本になるのは動力特性であると言える。しかし、これらの研究の中で、物質移動特性、剪断特性については装置形状の相似条件を前提としており、その装置形状の影響に関してはあまり論じられていない。これに対し、Mac-Manamey²⁴⁾、望月ら²⁵⁾、Davies⁶⁾は、液滴径に支配的な因子は翼占有体積当たりの (Davies⁶⁾の報告ではその 1.5 倍) 消費動力 P_{vi} であると報告している。これは、Cutter⁵⁾が翼による乱流エネルギーは翼付近が極

めて高く (他の部分の 100 倍)、その殆どが翼付近で消散していると報告していることに対応する。筆者らも、本研究を実施する前に、液液系における物質移動係数と液滴径に対する装置形状の影響を検討したところ、極端に液面やパドルの翼高さを変えても、あるいはピッチドパドルやプロペラ翼を用いた場合でも、液滴径は P_{vi} でうまく整理出来ることを見出だし報告している¹⁴⁾。

このように、消費動力が正確に評価出来れば、非相似形、つまり装置形状が異なっても攪拌性能を充分評価出来ることになる。こうした消費動力からの一律の評価法は、最近開発されている複雑な形状を有する翼への適用には限界があると思われるが、少なくとも、これまで設置されてきた traditional な攪拌翼に関しては適用出来る。従って、こうした汎用設備を用いる検討を行なう場合、小スケールの実験で必ずしも相似条件や同じ P_v 値で行なう必要はなくなり、基礎実験の段階からスケールアップ時に対する重要な指標が得られることとなる。

1.3.3 本研究の目的

以上述べてきたように、装置形状、即ち、翼形状や槽形状が攪拌所要動力に及ぼす影響を詳細に調査することが本研究の目的である。この装置形状については、古くから研究が行われている割には未だ明確になっておらず、既往の報告内容が矛盾している場合も少なくない。よって、この問題を詳細に調査・研究することは、基礎的な研究とはいえ、直ちに実用され得る重要な課題と言える。しかしながら、装置形状と言っても様々な形状があり、あらゆる形状を総括的に研究することは並大抵のことではない。

攪拌には、層流、乱流、そしてその間の遷移流の 3 つの領域が存在することはよく知られている。例えば、層流と乱流域を比較すると、その流動状態は大きく異なっており、動力特性やその他の攪拌

諸特性について各領域で別々に議論する必要がある。そして、層流域ではアンカー翼やヘリカルリボン翼等の複雑な形状のものがよく用いられるため、こうした翼の形状に対する議論は行なっておく必要がある。また、乱流条件ではパドル、ピッチドパドルのような単純な形状の翼が用いられることが多いが、槽内混合状態改善のために邪魔板を設けることが多いことから翼と邪魔板双方の形状条件を検討する必要がある。本研究では、工業的に最もよく用いられることと単純な形状であるということからパドル翼を、そして、従来の研究報告との比較検討のために平底円筒槽を基本に研究を進めることとした。

第2章では、層流域の攪拌所要動力についての実験結果をまとめた。層流域に関しては近年コンピュータの発達に伴って数値解析による研究が盛んに行なわれるようになってきた。本研究でもパドル翼に関する2次元の数値解析を行ない、またその基礎式から理論的に相関パラメータを導出し、さらに実験データとの比較からパドル翼の攪拌所要動力の相関式を導出した。そして、その結果に翼形状を考慮した補正パラメータを導入することにより、アンカー翼、ヘリカルリボン翼に適用可能な相関式の導出を試みた。なおこの章では、得られた相関式を用いて非ニュートン性の指標となる Metzner-Otto 定数の簡便な推算式も導出した。

第3章では、層流から乱流の広いレイノルズ数範囲における攪拌所要動力に関する実験結果をまとめた。ここでは、平岡らが報告した輸送現象論による相関方法に基づき、パドル翼を用いて測定した広いレイノルズ数範囲の実験データを相関した。なお、この章では翼はパドル翼のみとしたが、攪拌槽に球形槽を用いた場合についても測定し、円筒槽のデータと比較検討した。なお、この章における乱流域は邪魔板を用いない場合を想定したものであるが、臨界レイノルズ数を用いた完全邪魔板条件での攪拌所要動力の簡易的相関方

法にも触れる。

第4章以降は邪魔板条件での乱流攪拌所要動力に関する検討結果である。邪魔板条件ではレイノルズ数に関係なく動力数が一定値を示すため、攪拌所要動力は装置形状のみの関数として整理出来る。このように他の領域に比べて話が単純である割りには、その研究は少なく、報告内容が一致していない場合が多い。例えば、一般にパドル翼はタービン翼よりも動力が低いということが Bates らの報告に基づいて言われているが、他に同じ動力数であるという報告もある。まず、このように報告内容が矛盾する原因を調べるため、本章では既往の報告内容や相関式の間相違点を整理した。この結果、その原因は翼の取付け位置が異なっていることを指摘した。一般に、攪拌研究においては翼を槽中央に配置するが、工業的には槽低部に設置する場合が多い。そこで、パドル翼やタービン翼の取付け位置による動力の変動特性を調査した。そして、パドル翼の動力の変動特性に影響を及ぼす支配的条件を調べると同時に、フローパターンとの対比も行なった。

第5章では、翼を槽中央に配置した場合の攪拌所要動力に影響を与える、パドル翼形状と邪魔板形状の関係について実験的に調査し、理論的な考察に基づいて相関式を導いた。また、完全邪魔板条件に対する翼条件の影響も明らかにした。ここでは、グラスライニングの槽でよく用いられているフィンガーバッフルやフィンバッフル、あるいは部分的に設置された邪魔板等、よく用いられるが特殊な邪魔板形状にまで言及する前に基本的な翼と邪魔板の相互関係を明らかにする必要がある、この点を本章の目的とした。ここで導出された相関方法に基づけば、特殊な邪魔板形状の特性もわずかの修飾で明確にすることが出来ると期待される。

第6章では本論文を総括した。

引用文献

- 1) 浅野健治：平成3年度ミキシング技術特別研究会夏季セミナーテキスト,16-21(1991)
- 2) Brian,P.L.T.,H.B.Hales and T.K.Sherwood : *AIChE J.*, 15, 727-733(1966)
- 3) Calderbank,P.H. and Ph.D.(member) : *Trans. Instn Chem. Engrs.*, 36,443-463(1958)
- 4) Calderbank,P.H. and M.B.Moo-Young : *Chem.Eng.Sci.*, 16, 39-54(1961)
- 5) Cutter,L.A. : *AIChE J.*, 12,35-45(1966)
- 6) Davies,J.T. : *Chem.Eng.Sci.*, 42,1671-1676(1987)
- 7) 平岡節郎, 伊藤龍象 : 化学工学, 37,747-749(1973)
- 8) Hiraoka,S. and R.Ito : *J.Chem.Eng.Japan*, 8,323-326(1975)
- 9) Hiraoka,S. and R.Ito : *Ibid.*, 10,75-77(1977)
- 10) 平岡節郎 : 第20回化学工学講演会講演録(中央化工機(株)),P29-39(1994)
- 11) 本田輝昌：平成4年度ミキシング技術特別研究会夏季セミナーテキスト, 29-36(1992)

- 12) 藤川修三, 岩谷英俊 : 公開特許公報, 特開平 5-212261(1992)
- 13) 石出英樹, 開正彦 : 平成 6 年度ミキシング技術特別研究会夏季セミナーテキスト,65-73(1994)
- 14) 石塚弘司, 亀井登, 平岡節郎, 多田豊, 加藤禎人 : 化学工学第 58 回年会要旨集,K103(1993)
- 15) 化学工学会編 : “多品種少量生産技術へのチャレンジ”, 化学工学, 52,713-742(1988)
- 16) 亀井登 : 公開特許公報, 特開平 2-149325(1988)
- 17) 亀井登, 広瀬紀明 : 平成 2 年度ミキシング技術特別研究会夏季セミナーテキスト,9-16(1990)
- 18) 亀井登 : 公開特許公報, 特開平 5-4033(1991)
- 19) 亀井登, 石塚弘司, 平岡節郎, 多田豊, 加藤禎人 : 化学工学会姫路大会講演要旨集,B14(1992)
- 20) 亀井登, 白子直秀 : 平成 5 年度ミキシング技術特別研究会夏季セミナーテキスト,37-43(1993)
- 21) 上和野満雄, 山本一夫, 永田進治 : 化学工学, 31,365-372,(1967)
- 22) 木村次雄 : 第 25 回 C E シリーズ講習会テキスト,23-31(1995)
- 23) Levins,D.M. and J.R.Glastonbury : *Trans.Inst.Chem.Engrs.*, 50,132(1972)
- 24) MacManamey,W.J., : *Chem.Eng.Sci.*, 34,432-434(1979)
- 25) 望月雅文, 佐藤一雄 : 化学工学論文集, 10,49-55(1984)
- 26) 百永真士 : “最近の化学工学 44 ミキシング” 化学工学会編, IV-3, 化学工業社, 東京,179-188(1992)

- 27) 森直吉, 平山晴夫, 大島直人 : 平成元年度攪拌混合技術研究会
夏季セミナーテキスト,23-28(1989)
- 28) 森本勇 : “化学工学の進歩 24 攪拌・混合” 化学工学会編, 10.3,
槇書店, 東京,179-193(1990)
- 29) 武藤邦夫 : 公開特許公報, 特開平 4-114726
- 30) 長瀬洋一, 岩本猛, 藤田宗一, 吉田哲夫 : 化学工学, 38,519-526
(1974)
- 31) Nagata,S. : “*Mixing, Principles and Applications*” Kodansha-
A Halsted Press Book(1975)
- 32) 西見晴行, 森永昌二, 倉津正文, 三島守 : 平成3年度ミキシング
技術特別研究会夏季セミナーテキスト,30-36(1991)
- 33) 岡本幸道, 菊地雅彦, 高田一貴, 伊藤久義, 村上泰弘 : 平成3年度
ミキシング技術特別研究会夏季セミナーテキスト,30-36(1991)
- 34) 大本節男, 小笠原弘明, 中村謙一郎 : 平成6年度ミキシング技
術特別研究会夏季セミナーテキスト,75-84(1994)
- 35) 坂倉圭 : 第25回CEシリーズ講習会テキスト,23-31(1995)
- 36) Sano,Y.,H.Usui : *J. Chem. Eng. Japan*, 20,399-404(1987)
- 37) 笹倉寿介, 加藤悦昌, 山室渉一, 大井信一 : 化学工学論文集,
4,595-601(1978)
- 38) 島崎益男 : “増補攪拌・捏和・混合” 増補2, 化学工業社, 東京,
166-171(1991)
- 39) 神鋼パンテック編 : “クライオロックアジテータ”, 神鋼パンテッ
ク技報,105,4

- 40) Shinnar,R. and J.M.Church : *Ind.Eng.Chem.*, 52, 253-256
(1960)
- 41) 高田守男, 安保修次郎, 関根均 : 公開特許公報, 特開平 6-
170202(1992)
- 42) 高田一貴 : 平成 5 年度槽・管内流動・混合・反応先端技術講習
会テキスト,50-62(1993)
- 43) 竹内勇 : 平成 3 年度ミキシング技術特別研究会夏季セミナーテ
キスト,8-14(1991)
- 44) 田村晃一 : “最近の化学工学 44 ミキシング” 化学工学会編,
Ⅲ-1, 化学工業社, 東京,121-129(1992)
- 45) 寺本正充, 岩本憲元 : “増補攪拌・捏和・混合” 増補 5, 化学工
業社, 東京,184-189(1991)
- 46) van de Vusse,J.G. : *Chem.Eng.Sci.*, 4,178(1955)
- 47) Vermeulen,Theodore,private communication.

第 2 章

層流域での攪拌所要動力の相関式の誘導

2.1 緒言

化学工業において高粘度流体の攪拌操作は、多種多様な高分子樹脂製品の開発等に伴って、近年特に重要性を増してきており、その研究も活発に行われている。高粘度流体攪拌は、一般には攪拌レイノルズ数が 10 以下の層流域で運転される場合を想定しており、攪拌槽内のフローパターンや攪拌所要動力が非常に重要となる。これらの研究は、古くは実験的な観察や測定によって行われていたが^{21,29)}、近年コンピュータの発達に伴い、数値解析による研究が盛んに行われるようになってきた^{9,10,12,14)}。その数値解析も初期の 2 次元的な計算に対し、最近では 3 次元計算が頻繁に行なわれるようになり、汎用の計算ソフトも数多く出回るようになってきた。

工業的に取り扱われる高粘度流体の多くは非ニュートン性を示すものであるが、応力-ひずみ関係が正しく評価されればニュートン流体とほぼ同様の取扱いをすることが可能となる。この意味からも、ニュートン流体に対する研究が数多く行われてきた。しかしながら、層流攪拌の場合の攪拌翼は、一般的に大型で、かつ形状が複雑であり、スケールアップ等で特に重要な攪拌所要動力においても、その

推算は容易ではない。従来から幾つかの動力相関式が報告されているものの、各種形状の攪拌翼に対し十分な推算結果を与える迄には到っていない。

永田ら^{18,21)}によって、数多くの実験データから、パドル、ヘリカルリボン翼等に対する層流域での攪拌所要動力の次元解析に基づく相関式が提出されて以来、理論的あるいは数値解析から幾つかの動力相関式が報告されている。公表されている実験値を比較的よく相関していると思われる相関式を発表年順に表 2.1 に示した。ここで、Chavan-Ulbrecht⁶⁾はドラフト付ヘリカルスクリュウの二重円筒モデルに基づく解析から、そして高橋ら²⁶⁾はアンカー翼に働く抗力の理論的考察からそれぞれ相関式を導出し、これをヘリカルリボン翼へ拡張した。また、平岡¹¹⁾はパドル翼の輸送現象論に基づくモデル解析と永田ら¹⁸⁾の実験データの比較から相関式を得ている。しかし、これらはいずれも大型翼、即ち翼先端と槽壁間のクリアランスが小さい場合に誤差が大きくなる欠点があった。一方、広瀬-村上の式¹³⁾は、攪拌翼と槽壁の間隔の狭い大型翼の先端付近の流動状態の理論解析より導出した相関式である。従って、この式は、後でも述べるが、大型の翼にその適用範囲が限定されるという問題がある。

本章では、従来の相関式の欠点を考慮し、大型の翼から小型の翼にわたって有効な相関式を導出して、実装置設計に有用な方法を提出することを目的とする。研究としては、パドル翼に対する数値解析結果を既報の実験結果と比較することに基づくが、単に両者を比較するだけでは目的とする相関式は得られない。従って、あらかじめ理論的な解析から相関変数を誘導しておく必要がある。本研究においては槽壁面での平均剪断応力に着目し、その理論的考察から相関変数を誘導する。そして、そのパラメータ相関を目的とするので数値計算は2次元的に行ない、その計算結果から相関式を導出する。なお、数値計算を実施するにあたり、大型の翼から小型の翼にわたっ

表 2.1 層流域所要動力に関する代表的相関式

Correlations	Investigators
$Np \cdot Re_d = 14 + (b/D)\{670(d/D - 0.6)^2 + 185\}$	Nagata et al. ¹⁸⁾ (1957)
$Np \cdot Re_d = 2.5n_p A \pi \left(\frac{d_e}{d}\right) \left(\frac{D}{d_e}\right)^2 \frac{4\pi}{(D/d_e)^2 - 1}$	Chavan-Ulbrecht ⁶⁾ (*) (1973)
$\frac{d_e}{d} = \frac{D}{d} - 2 \left(\frac{w}{d}\right) / \ln \left\{ \frac{(D/d) - 1 + 2(w/d)}{(D/d) - 1} \right\}$	
$A = \frac{(h/d)(s/d)}{3\pi} \left[\left(\frac{\pi d}{s \sin \alpha}\right) + \ln \left\{ \left(\frac{\pi d}{s}\right) + \frac{1}{\sin \alpha} \right\} \right]$	
$\times [1 - \{1 - 2(w/d)\}^2]$	
$Np \cdot Re_d = \frac{16\pi^3}{2 \ln(4 + 8c/w) - 1} \cdot \frac{h}{d \sin \alpha} \left\{ 1 + 0.00539 \left(\frac{c}{D}\right)^{-0.876} \right\}$	Takahashi et al. ²⁶⁾ (*) (1982)
$\times (\sin \alpha)^{0.555} \left(\frac{n_p}{2}\right)$	
$Np \cdot Re_d = 150 \left(\frac{h}{d}\right) \left\{ \frac{n_p}{(s/d)(c/w)^{0.67}} \right\}^{0.5}$	Shamlou-Edwards ²⁴⁾ (1985)
$Np \cdot Re_d = \frac{2.8\pi^3}{\pi^2 - 4} \cdot \frac{1 + \sin^2 \alpha}{d \sin \alpha / (hn_p)} \ln \frac{\pi d \sin \alpha}{n_p c}$	Hirose-Murakami ¹³⁾ (*) (1986)
$Np \cdot Re_d = \left\{ 13 + \frac{34}{\eta} \left(\frac{2b}{D}\right) \frac{(D/d)}{1 - (d/D)^2} \right\} \left(\frac{n_p}{2}\right)^{1/3}$	Hiraoka ¹¹⁾ (1988)
$\eta = 1 + \exp[-10\{(D/d) - 1\}]$	

(*) $\sin \alpha$ は (2.21) 式で定義される値

て正確な計算結果を得ることが重要な目的であるため、翼先端と槽壁面とのクリアランスに重点を置いた。

このように、理論的な考察と数値計算結果から得られた2次元の相関式を、既報の実験データと比較することによって3次元に拡張した。さらに、得られた相関式を、パドル、アンカー、ヘリカルリボン各翼に適用する場合の形状補正方法を提案する。そして最後に、本相関式の新ニュートン流体攪拌への適用についても検討する。

2.2 支配方程式と数値解析

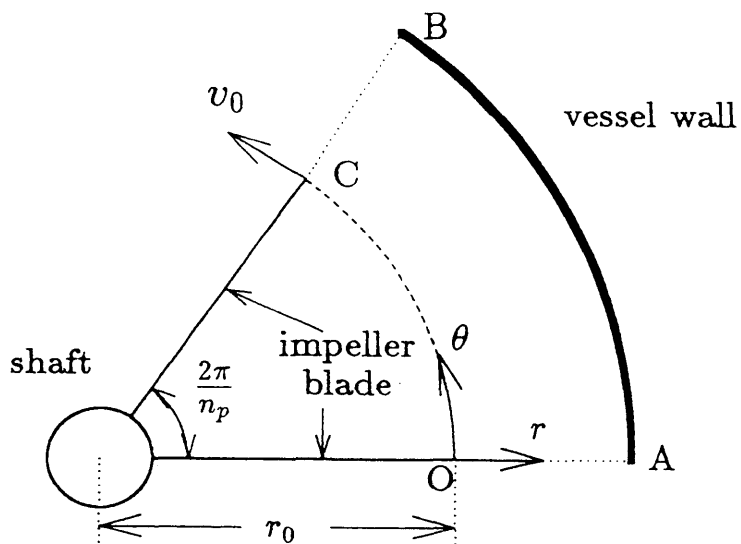
攪拌槽を、図 2.1(a) に示すように、 r, θ 座標で2次元的に見る。このとき、翼に固定された動座標系の支配方程式および境界条件は、平岡ら⁹⁾が示したと同様に、表 2.2 のように設定した。

2次元の数値流動解析は、本支配方程式である (T-2.1) 式を $(\ln r, \theta)$ 座標系に変換、そして無次元化したのち有限差分法し、平岡ら⁹⁾と同様にSOR法を用いて実行した。なお、本研究では翼先端と槽壁のクリアランスを小さくした場合の影響を考察することを目的としているため、クリアランスが小さい場合にはメッシュ数が翼先端と槽壁間が10メッシュ以上になるようマルチグリッド法を採用した。そのメッシュ分割の例を図 2.2 に示す。こうして計算範囲は、 $0.5 \leq d/D \leq 0.95$ のように広い翼径-槽径比の下、羽根枚数 $n_p = 1 \sim 8$ 、また、レイノルズ数は $Np \cdot Re_d$ 値に影響を与えない $ND^2/\nu \leq 0.1$ の範囲で行った。

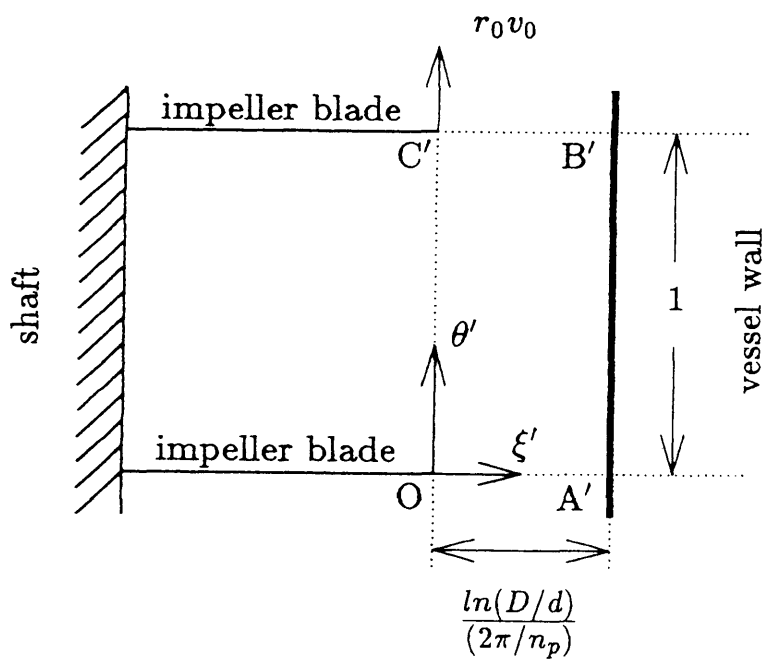
数値解析のアルゴリズムも平岡ら⁹⁾と同様である。

2.3 攪拌所要動力の相関変数の誘導

動座標系に変換された支配方程式を、図 2.1(b) に示す座標系に変換し、さらに翼先端速度 v_0 、翼先端半径 r_0 を代表量として無次元



(a)



(b)

图 2.1 坐标系

(a) $r - \theta$ 坐标

(b) $\xi' - \theta'$ 坐标

表 2.2 支配方程式と境界条件 (定常状態)

I. Governing equations

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(\psi, \omega)}{\partial(r, \theta)} = \nu \nabla^2 \omega \quad (\text{T-2.1})$$

$$\nabla^2 \psi = \omega \quad (\text{T-2.2})$$

$$v_\theta = \partial\psi/\partial r \quad , \quad v_r = -\partial\psi/r\partial\theta \quad (\text{T-2.3})$$

II. Boundary Conditions

$$\text{(i) } \psi = 0 \quad , \quad \frac{\partial\psi}{\partial r} = \frac{\partial\psi}{\partial\theta} = 0 \quad (\text{T-2.4})$$

at surface of impeller and shaft

$$\text{(ii) } \psi = \text{const.} \quad , \quad \frac{\partial\psi}{\partial r} = v_0 \left(\frac{D}{d} \right) \quad , \quad \frac{\partial\psi}{\partial\theta} = 0 \quad (\text{T-2.5})$$

at vessel wall

$$\text{(iii) } \nu \frac{d}{dr} \int_0^{2\pi/n_p} \omega d\theta + \frac{1}{r} \int_0^{2\pi/n_p} \left(\frac{\partial\psi}{\partial\theta} \right) \omega d\theta = 0 \quad (\text{T-2.6})$$

between impeller tip and vessel wall

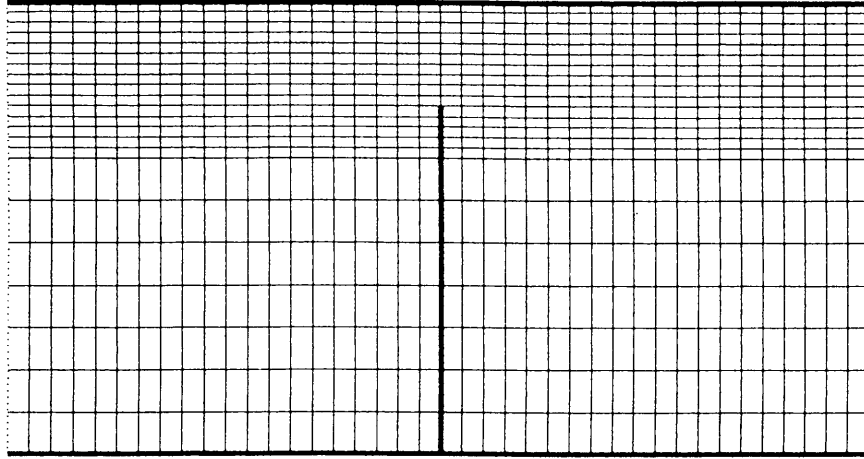


図 2.2 ($\ln r, \theta$) 座標系でのマルチグリッド法によるメッシュ分割例

化すると表 2.2 の支配方程式は次式となる (APPENDIX A 参照)。

$$\begin{aligned} & \left(\frac{2\pi r_0 v_0}{n_p \nu} \right) \left\{ \frac{\partial(\psi^*, f^*)}{\partial(\xi', \theta')} + 2 \left(\frac{2\pi}{n_p} \right) f^* \frac{\partial\psi^*}{\partial\theta'} \right\} \\ & = \nabla^{*2} f^* - 4 \left(\frac{2\pi}{n_p} \right) \frac{\partial f^*}{\partial \xi'} + 4 \left(\frac{2\pi}{n_p} \right)^2 f^* \end{aligned} \quad (2.1)$$

$$\nabla^{*2} \psi^* = f^* \quad (2.2)$$

ここで

$$\begin{aligned} \nabla^{*2} &= \frac{\partial^2}{\partial \xi'^2} + \frac{\partial^2}{\partial \theta'^2} \\ f^* &= \frac{r^2 \omega}{(n_p v_0 r_0 / 2\pi)}, \quad \psi^* = \frac{\psi}{(2\pi r_0 v_0 / n_p)} \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\xi' = \left(\frac{n_p}{2\pi} \right) \ln \frac{r}{r_0}, \quad \theta' = \frac{n_p \theta}{2\pi}, \quad r^* = \frac{r}{r_0}$$

$$v^* = \frac{v}{v_0}$$

また、

$$r^*v_\theta^* = \partial\psi^*/\partial\xi' \quad , \quad r^*v_r^* = -\partial\psi^*/\partial\theta' \quad (2.4)$$

となる。

図2.1(b)に示すように、ここで用いた ξ', θ' 座標系では、 θ' 方向の翼間隔は1であり、翼先端と槽壁のクリアランスは $\ln(D/d)/(2\pi/n_p)$ となる。

ここで、高粘度流体の攪拌を考えると、 Re 数は小さくなり支配方程式(2.1)式の左辺は無視できる。すなわち

$$\nabla^{*2}f^* - 4\left(\frac{2\pi}{n_p}\right)\frac{\partial f^*}{\partial\xi'} + 4\left(\frac{2\pi}{n_p}\right)^2 f^* = 0 \quad (2.5)$$

これより、高粘度域における攪拌槽内の2次元流れ場は、図2.1(b)に示すように、パドル翼の翼板間隔を θ' 方向に1とした場合、幾何形状を表わす無次元クリアランス $\ln(D/d)/(2\pi/n_p)$ と、(2.5)式に含まれる変数 $(2\pi/n_p)$ の2つのパラメータに支配されることになる。

次に、攪拌所要動力 P は、槽高さを翼高さ b と等しくおくと、槽壁面での平均剪断応力 $\bar{\tau}_w$ との間に次式のように関係づけられる。

$$P = 2\pi N \cdot (D/2) \cdot \pi D b \cdot \bar{\tau}_w \quad (2.6)$$

ここで、 $\bar{\tau}_w$ は槽壁面での平均渦度 $\bar{\omega}_w$ と次式の関係を持つ。

$$\bar{\tau}_w = \mu \bar{\omega}_w \quad (2.7)$$

従って、(2.3)式の変数 f^* の槽壁面での平均値 \bar{f}_w^* は、 $\bar{\tau}_w$ と次のように関係づけられる。

$$\bar{f}_w^* = \int_0^1 f_w^* d\theta' = \frac{(D/2)^2 \bar{\omega}_w}{(n_p v_0 r_0 / 2\pi)} = \frac{(D/2)^2 (\bar{\tau}_w / \mu)}{(n_p v_0 r_0 / 2\pi)} \quad (2.8)$$

いま、代表速度 v_0 を翼先端速度 πNd 、代表半径 r_0 を翼半径 $d/2$ として上式を整理すると次式となる。

$$\overline{f_w^*} = \overline{\tau_w}(D/d)^2/\mu N n_p \quad (2.9)$$

(2.9) 式を (2.6) 式に代入し、動力数 Np と攪拌レイノルズ数 Re_d を用いて無次元化すると、次式を得る。

$$Np \cdot Re_d = \frac{P}{\mu N^2 d^3} = \pi^2 n_p \left(\frac{b}{d}\right) \overline{f_w^*} \quad (2.10)$$

一方、図 2.1(b) に示す流れ場での変数 f^* の槽壁面上での平均値 $\overline{f_w^*}$ は、先の考察より次式のような関数表現が成立する。

$$\overline{f_w^*} = f_n \left\{ \frac{\ln(D/d)}{(2\pi/n_p)}, \frac{2\pi}{n_p} \right\} \quad (2.11)$$

従って、(2.10) 式と (2.11) 式を関係づけ、槽径 D を導入し、さらに定数 2π を省略すると、攪拌所要動力は次の関数関係となることが示される。

$$\frac{1}{n_p} \left(\frac{d}{D}\right) Np \cdot Re_d = \left(\frac{b}{D}\right) f_n \left\{ n_p \ln\left(\frac{D}{d}\right), n_p \right\} \quad (2.12)$$

2.4 数値解析結果の相関と各種翼への適用

2.4.1 数値解析結果によるパラメータ相関

まず数値解析結果を、表 2.1 で示された広瀬－村上の式および平岡の式と共に図 2.3 に比較プロットした。図は広瀬－村上の式のパラメータを両軸にとってあり、太い実線(直線)は広瀬－村上の式を示し、曲線はそれぞれの羽根枚数における平岡の式を示している。前述のように、広瀬－村上の式はクリアランスの小さい大型翼を想定した理論解析に基づいているため、 d/D の大きい翼では本数値解析データとよく一致しているが、0.8 以下の小型の翼のデータは相関線からずれていることが判る。一方、平岡の式は d/D が 0.7

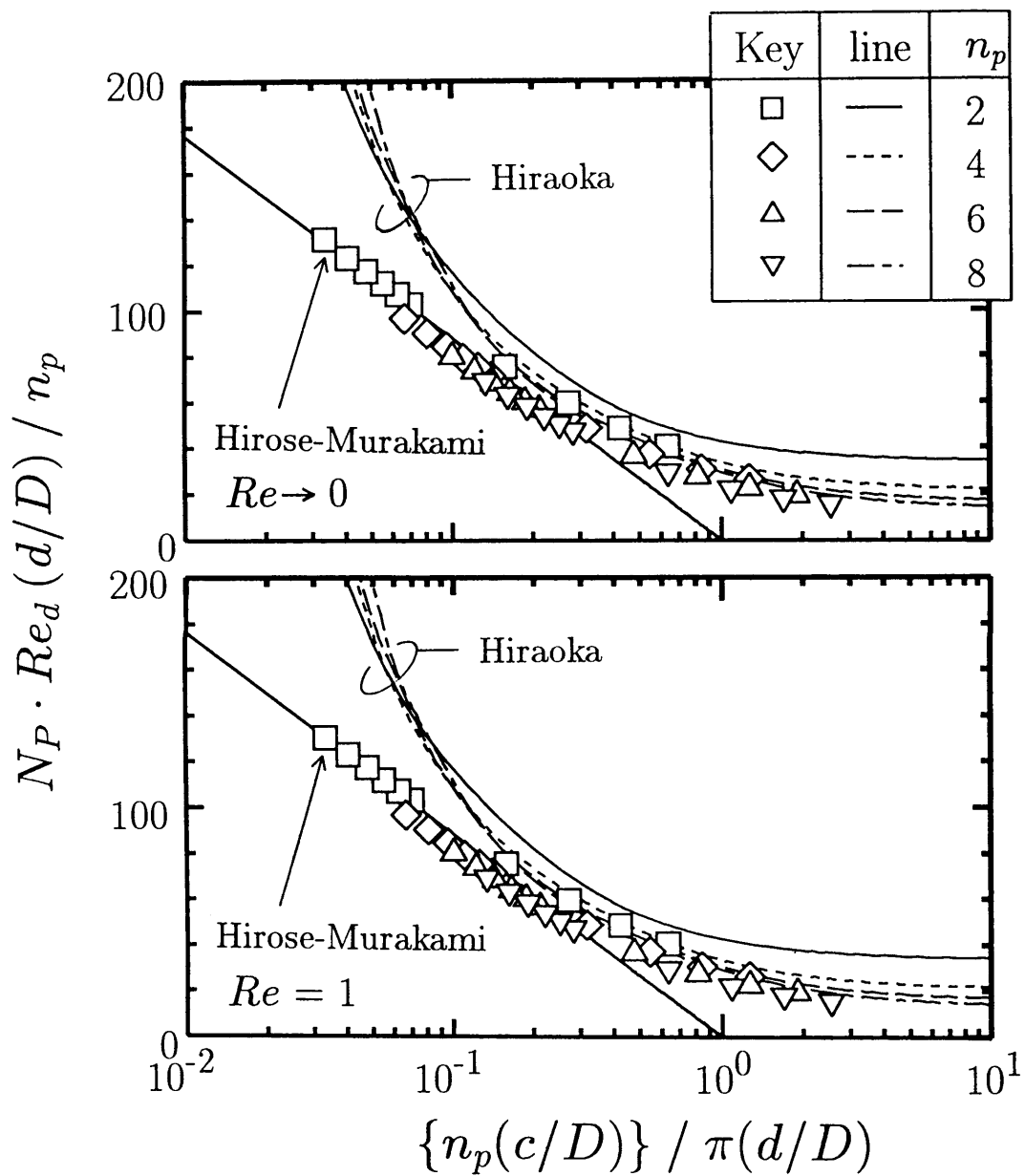


図 2.3 パドル翼の所要動力に対する翼径と羽根枚数の影響

以下の小型の翼のデータをよく相関しており、このように先に述べた両式の特徴が、本数値解析結果によってよく表現されている。

次に、本数値解析で得られた $Np \cdot Re_d$ 値を、(2.12) 式に従って $n_p \ln(D/d)$ に対してプロットしたものを図 2.4 に示す。ここで、縦軸は、もう 1 つのパラメータ n_p を用いて 1 本の相関線が得られるよう、 $n_p^{0.15}$ 倍だけ修正してある。図中の実線は、最小二乗法で求めた次の相関式を表わしている。

$$\left\{ \frac{1}{n_p} \left(\frac{d}{D} \right) Np \cdot Re_d \right\} n_p^{0.15} = \frac{68.4}{0.157 + \{n_p \ln(D/d)\}^{0.611}} \quad (2.13)$$

2次元モデルによる所要動力の数値解析結果は、前節で得られた 2 つのパラメータを用いて、翼先端と槽壁間のクリアランスが大きな場合から非常に小さな場合まで、幅広い領域にわたって良好に相関出来たことになる。

次に、種々の攪拌翼における実験データに対して、本相関式の有効性について検討する。

2.4.2 パドル翼への適用

前項の相関式は 2次元モデルによる計算結果に基づくものであり、これを 3次元に拡張する。この場合、3次元場では翼高さ b の影響も考慮する必要があり、(2.12) 式に従って、(2.13) 式を次のように書き換える。

$$\frac{1}{n_p} \left(\frac{d}{D} \right) Np \cdot Re_d = \left(\frac{b}{D} \right) \frac{68.4 n_p^{-0.15}}{0.157 + \{n_p \ln(D/d)\}^{0.611}} \quad (2.14)$$

次に、高粘度液に対して得られたパドル翼の実験データ^{18,25)}と、(2.14) 式で得られた 2次元モデルによる計算値との差異を、相対誤差の形で羽根枚数に対して評価を試みた。その結果を図 2.5 に示す。ここで、この差異は羽根枚数の増加と共に増加することを示し

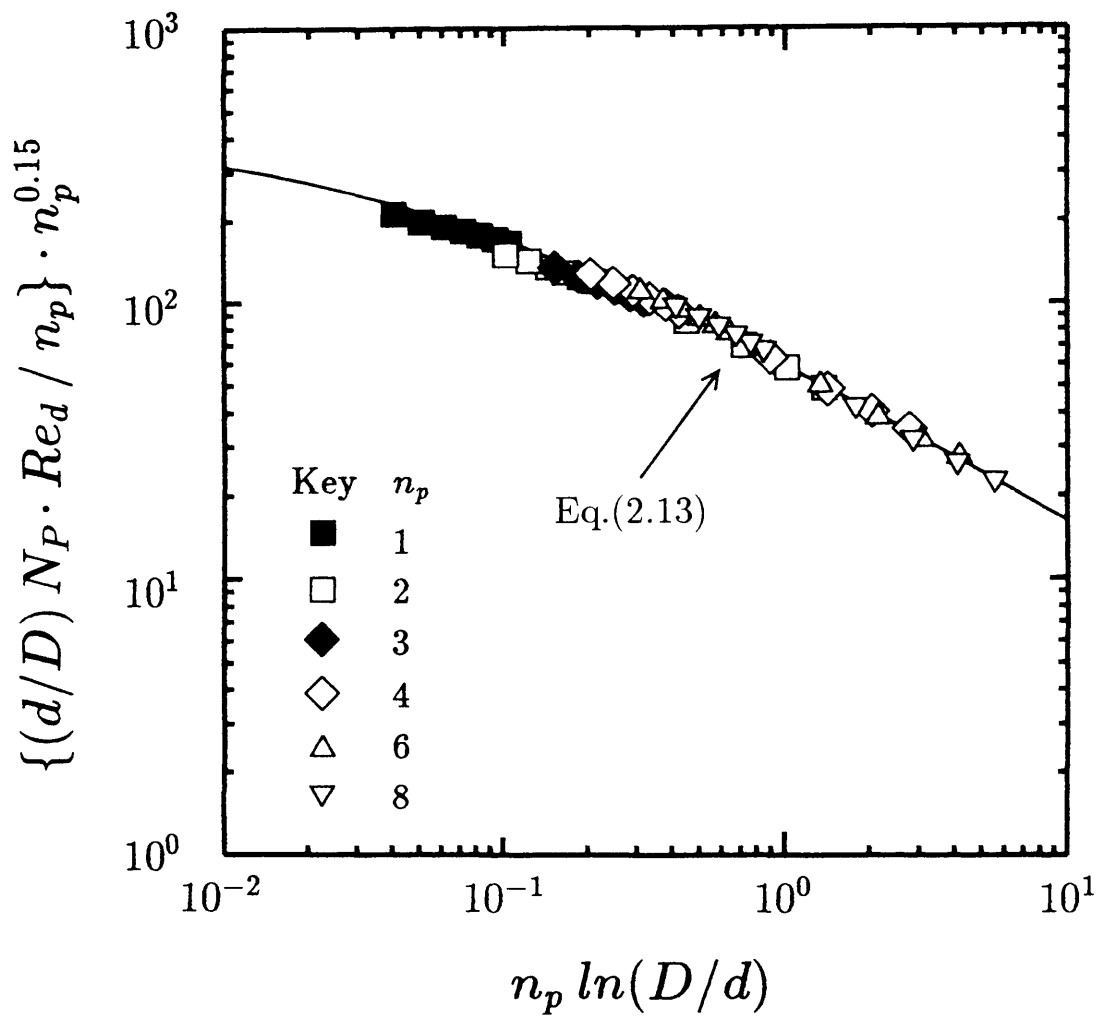


図 2.4 パドル翼の 2 次元数値解析による所要動力相関

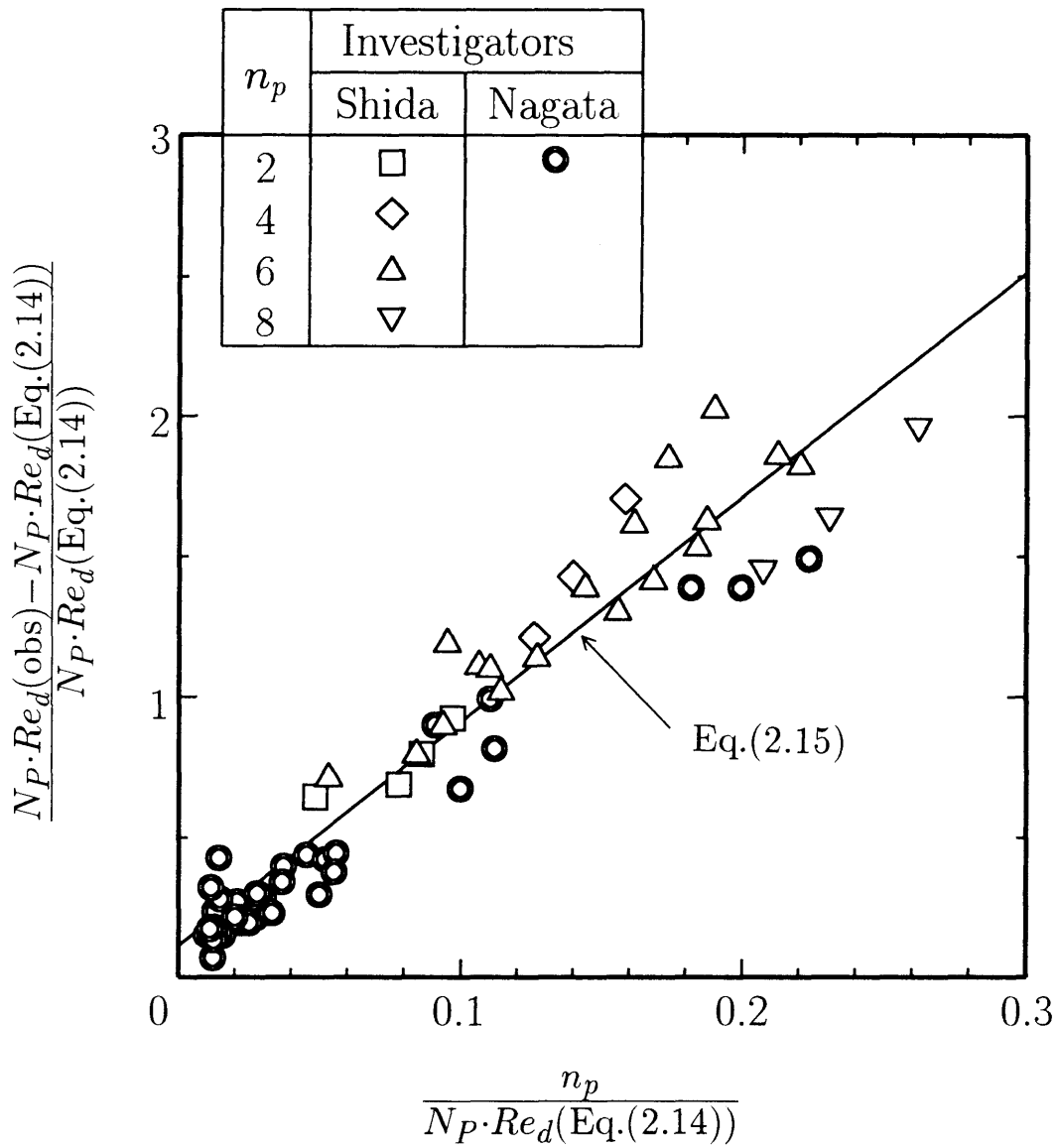


図 2.5 パドル翼の所要動力実測値と 2次元数値解析結果の差異に対する n_p による相関

ている。そこで、この差異を羽根枚数に対して線形近似すると次式を得る。

$$\frac{N_p \cdot Re_d(obs) - N_p \cdot Re_d(Eq.(2.14))}{N_p \cdot Re_d(Eq.(2.14))} = 0.11 + 8 \left(\frac{n_p}{N_p \cdot Re_d(Eq.(2.14))} \right) \quad (2.15)$$

上式の $N_p \cdot Re_d(Eq.(2.14))$ に (2.14) 式の関数形を代入して整理すると (2.15) 式は次式に変形される。

$$N_p \cdot Re_d = 8n_p + \frac{75.9n_p^{0.85}(b/d)}{0.157 + \{n_p \ln(D/d)\}^{0.611}} \quad (2.16)$$

ここで、 $8n_p$ は 2 枚翼のとき 16 となり、表 2.1 の永田の実験式の定数 14 とよい一致を示す。

図 2.6 に、本相関式を用いて得られる $N_p \cdot Re_d(cal)$ と実測値^{18,25)}との比較を示した。本相関式は誤差 8.0% で良好に相関されることを示している。

2.4.3 アンカー翼への適用

アンカー翼形状とその形状変数については、図 2.7(b) に示した通りで、翼高さ h 、翼幅 w 、腕の部分の幅 b' が幾何変数として新たに導入される。パドル翼に対する相関式 (2.16) 式は、元々壁面での剪断応力と所要動力との関係からパラメータを導出しているので、アンカー翼へ適用する場合、(2.16) 式の b に翼高さ h を用いることとなり、単純に翼高さ h のパドル翼と見做すと次式が得られる。

$$N_p \cdot Re_d = 8n_p + \frac{75.9n_p^{0.85}(h/d)}{0.157 + \{n_p \ln(D/d)\}^{0.611}} \quad (2.17)$$

図 2.8(a) に、(2.17) 式による計算値と実測値^{21,22,23,27)}の比較を示した。この図より、計算値の方がかなり高い値をとることが判る。これは、この式が翼高さ h の大型パドル翼の値を示しているため

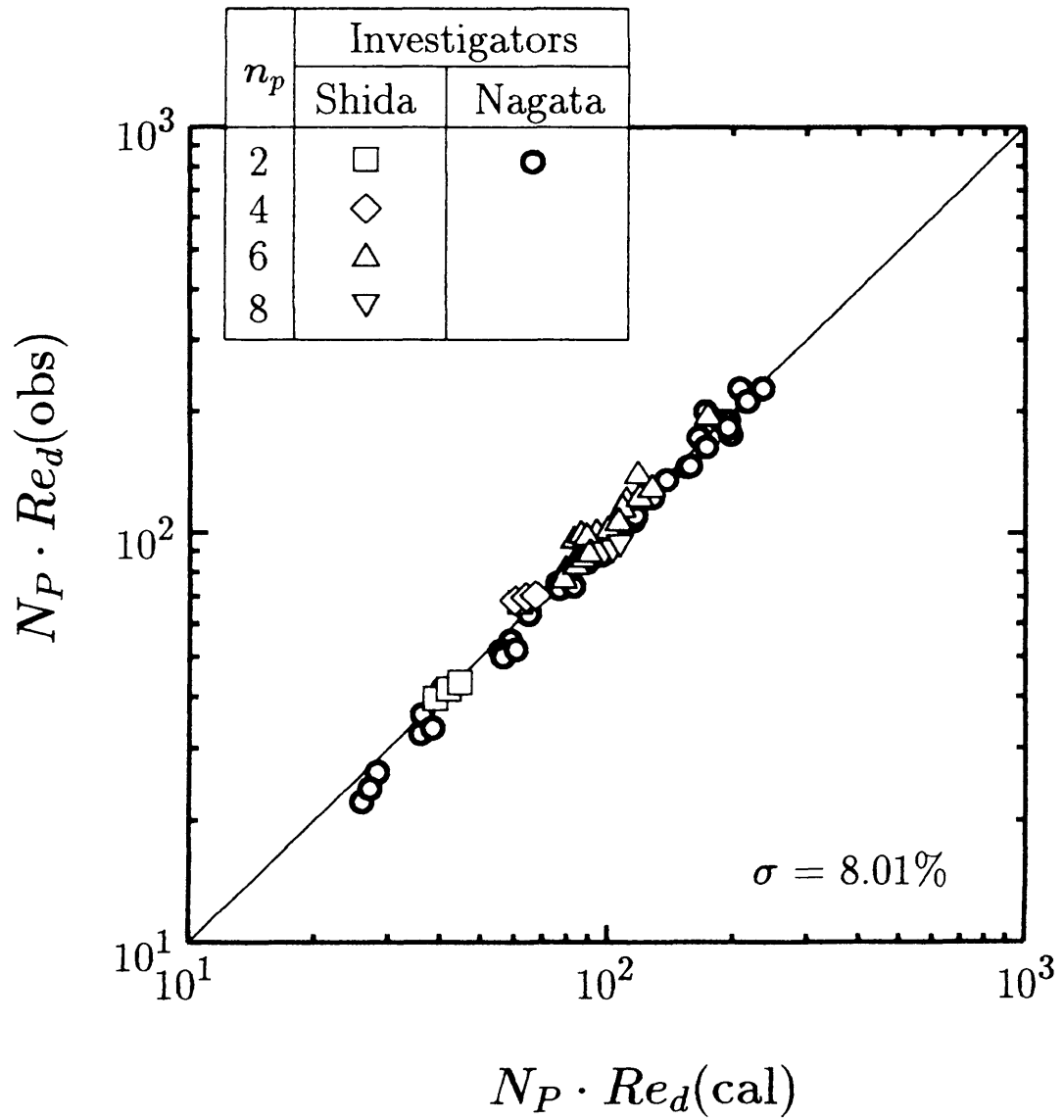


図 2.6 パドル翼の動力実測値と (2.16) 式による計算値

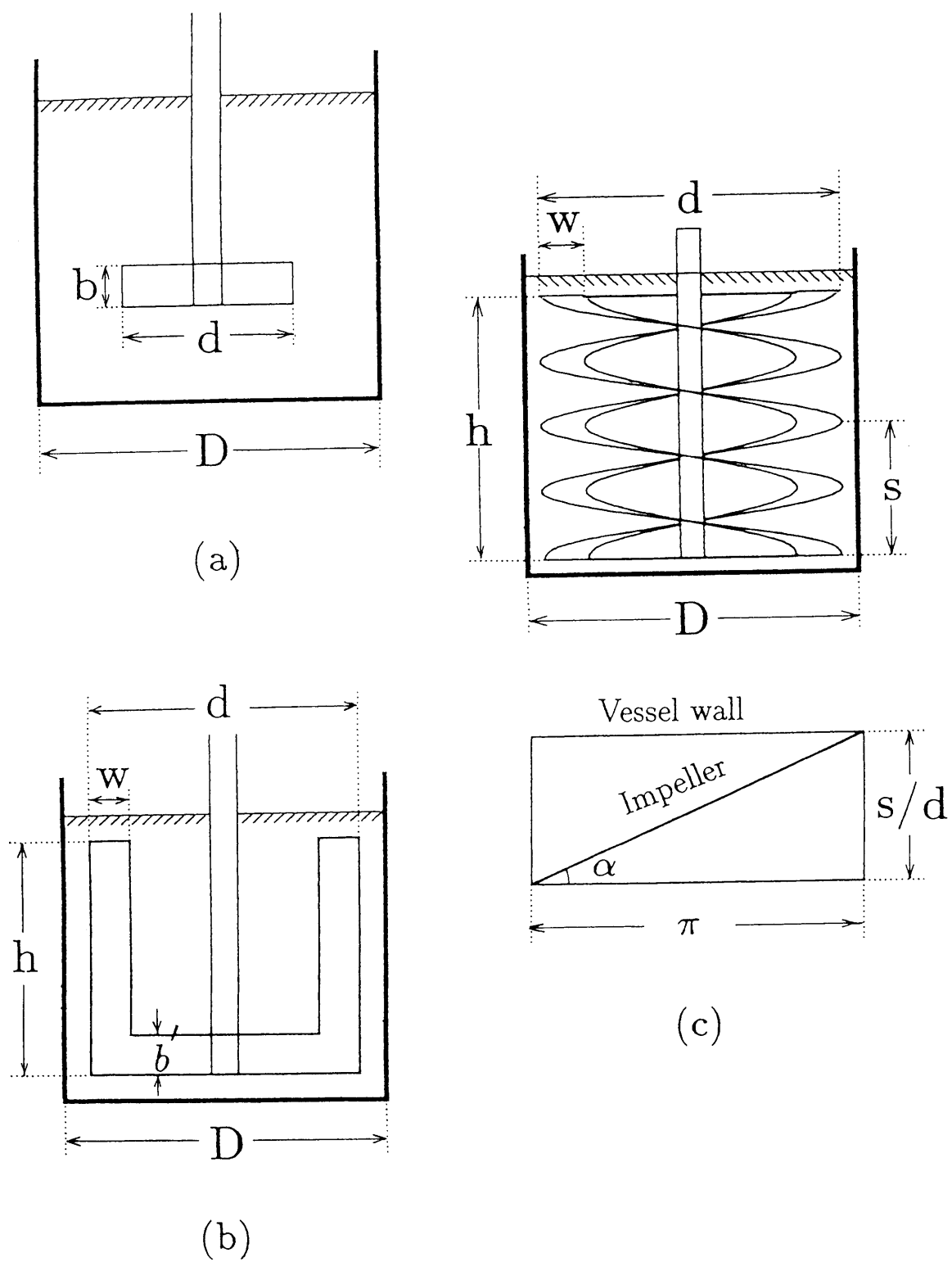


図 2.7 翼形状に関する記号

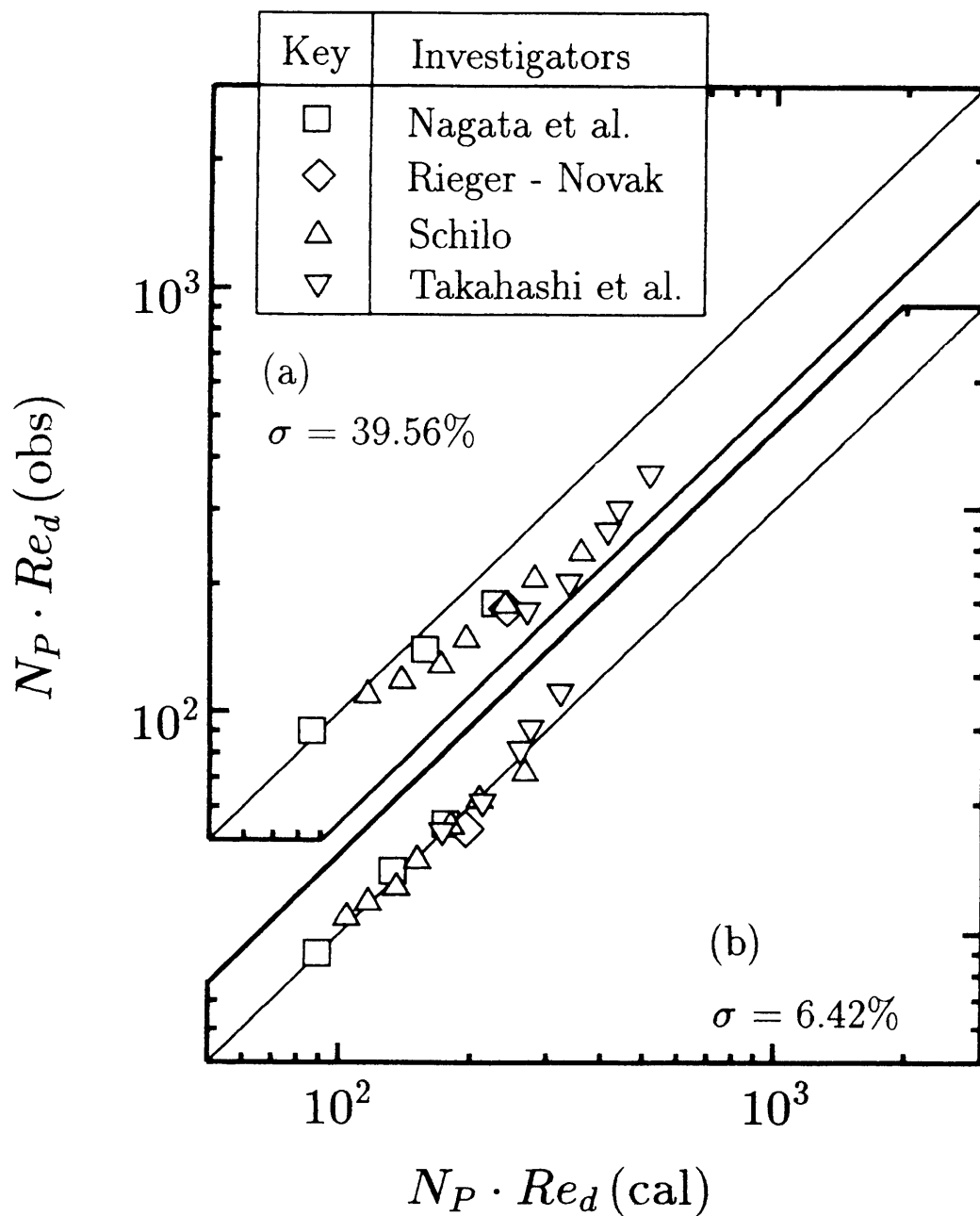


図 2.8 アンカー翼における実測値と計算値

(a) (2.17) 式による計算値

(b) (2.20) 式および (2.19) 式による計算値

で、パドル翼の翼板の欠損部に関係するアンカーの翼幅 w 、腕の部分の幅 b' を考慮に入れた補正が必要である。まず (2.17) 式の第 2 項への補正係数 z_1 を考慮する。

$$z_1 \equiv \frac{Np \cdot Re_d(obs) - 8n_p}{Np \cdot Re_d(cal) - 8n_p} \quad (2.18)$$

ここで、アンカー翼を翼高さ b' のパドル翼部分と翼幅 w のゲート翼部分に分解して考察し、重回帰分析を行った結果、 z_1 に対して次式が得られた。

$$z_1 = \left(\frac{b'}{h}\right) + 0.684 \left\{ n_p \ln \left(\frac{d}{d-2w} \right) \right\}^{0.139} \quad (2.19)$$

ここで、第 1 項がパドル翼部分、第 2 項がゲート翼部分に対する係数となる。なお、第 2 項の w に対する無次元数は図 2.1(b) 上での無次元翼幅として求められる変数である。これより、アンカー翼に対する最終の相関式として次式を得る。

$$Np \cdot Re_d = 8n_p + \frac{75.9z_1 n_p^{0.85} (h/d)}{0.157 + \{n_p \ln(D/d)\}^{0.611}} \quad (2.20)$$

上式と多くの研究者の実測値との比較を図 2.8(b) に示したが、実験値との一致は良好である。

2.4.4 ヘリカルリボン翼への適用

ヘリカルリボン翼の形状とその形状変数については、図 2.7(c) に示した通りで、翼が 1 周したときの高さ、すなわち、ピッチ s が新しくパラメータとして導入される。リボン翼を槽壁に投影して槽壁を円周方向に展開した図から、槽壁面での翼板と水平面とのなす角度 α とピッチ s との関係は次式で求められる。

$$\sin \alpha = \{1 + (\pi d/s)^2\}^{-0.5} \quad (2.21)$$

元来、ヘリカルリボン翼の場合の流れは 3 次元的であり、本解析の適用範囲を越えるものであるが、図 2.9 に示すように槽壁面上

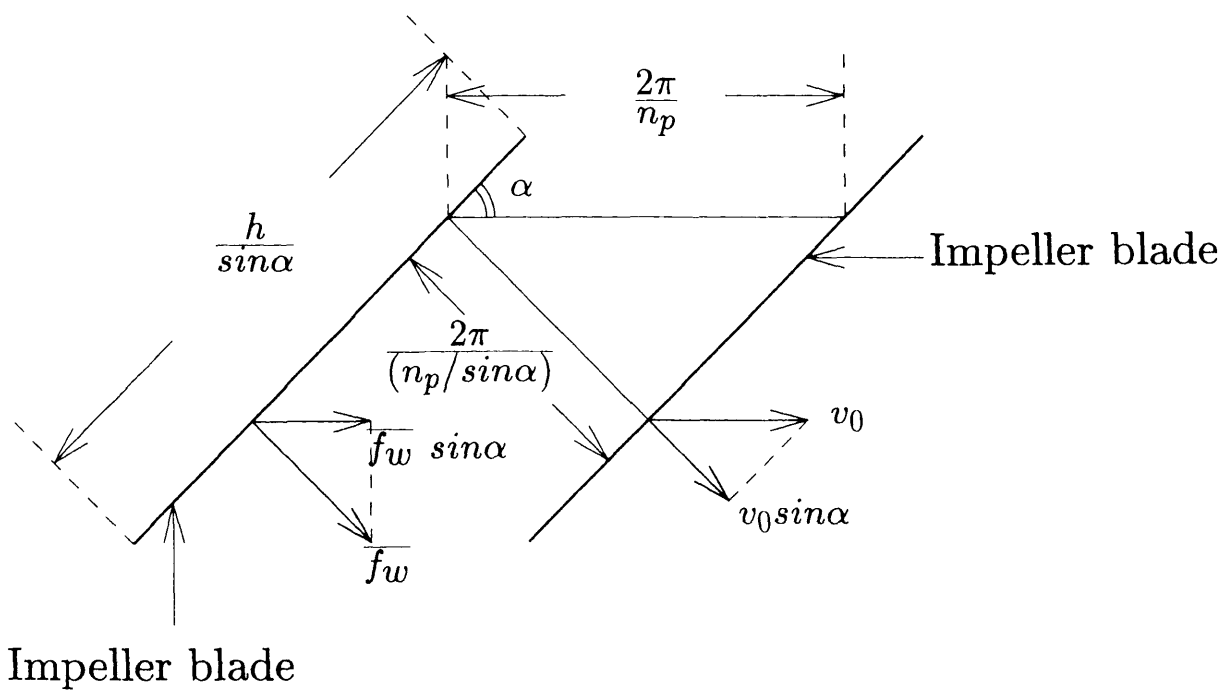


図 2.9 ヘリカルリボン翼の 2 次元的概念図

から見た翼の動きを2次元的に観察してみると、翼板は斜め下方に $v_0 \sin \alpha$ で動いており、翼板間隔は $2\pi/(n_p/\sin \alpha)$ と見ることができる。このような観点から大胆な仮定をすると、図 2.7(c) に示すヘリカルリボン攪拌槽は、” 槽径 D の攪拌槽に、翼径 d 、翼高さ $h/\sin \alpha$ で羽根枚数が $n_p/\sin \alpha$ のアンカー翼を挿入し、翼先端速度 $v_0 \sin \alpha$ で回転する場合” と相似と見做すことができる。このとき、(2.11) 式の $\overline{f_w^*}$ は

$$\overline{f_w^*} = f_n \left\{ \frac{\ln(D/d)}{(2\pi \sin \alpha/n_p)}, \frac{2\pi \sin \alpha}{n_p} \right\} \quad (2.22)$$

また、(2.8) 式に対応する $\overline{f_w^*}$ と $\overline{\tau_w}$ の関係式は

$$\overline{f_w^*} = \frac{(D/2)^2 \overline{\omega_w}}{\{(n_p/\sin \alpha)(v_0 \sin \alpha)r_0/2\pi\}} = \frac{(D/2)^2 \overline{\tau_w}}{(n_p v_0 r_0/2\pi)} \quad (2.23)$$

一方、(2.6) 式に対応する攪拌所要動力は

$$P = (2\pi N \sin \alpha)(D/2)(\pi Dh/\sin \alpha)\overline{\tau_w} \quad (2.24)$$

結局、ヘリカルリボン翼に対しては、(2.12) 式に対応して次式が導かれる。

$$\begin{aligned} & \frac{1}{n_p} \left(\frac{d}{D} \right) Np \cdot Re_d \\ & = \left(\frac{h/\sin \alpha}{D} \right) f_n \left\{ \frac{n_p}{\sin \alpha} \ln(D/d), n_p/\sin \alpha \right\} \end{aligned} \quad (2.25)$$

これより、アンカー翼に対する相関式 (2.20) 式を次のように修正すればよいことになる。即ち

$$Np \cdot Re_d = 8n_p + \frac{75.9z_2(n_p/\sin \alpha)^{0.85}(h/d)}{0.157 + \{(n_p/\sin \alpha) \ln(D/d)\}^{0.611}} \quad (2.26)$$

ここで、補正項 $8n_p$ はそのままとし、 z_2 には (2.19) 式中の n_p を $n_p/\sin \alpha$ と置換えて、そのまま $z_2 = z_1$ として用いることとする。

上述のような大胆な仮定に基づく相関式 (2.26) 式と、特に実験条件の幅が広い多くの研究者の実験データ^{3,15,19,24,26}との比較を図

表 2.3 相関式の標準偏差

Investigators	Anchor	Helical Ribbon
Chavan-Ulbrecht	—	27.8
Takahashi et. al.	18.3	11.2
Shamlou-Edwards	19.5	17.1
Hirose-Murakami	17.3	17.5
This Work	6.4	8.0

2.10(a) に示す。ここで、(2.26) 式の $N_p \cdot Re_d$ の計算値は実験値より少し高い値を示すが、ほぼまとまった相関を示しており、相関式の骨格となる (2.26) 式第 2 項の関数形は基本的に有効であることが判る。

そこで、(2.26) 式の関数形を保存し、補正係数 z_2 を変数の最適化法で求めたところ次式を得た。ここで、翼幅 w に関する第 1 項の指数はアンカー翼の場合と同一の値を採用した。

$$z_2 = 0.759 \left\{ \frac{n_p}{\sin \alpha} \ln \left(\frac{d}{d - 2w} \right) \right\}^{0.139} \left\{ n_p \ln \left(\frac{D}{d} \right) \right\}^{0.182} n_p^{0.170} \quad (2.27)$$

このように、 z_2 に対し $\sin \alpha$ を追加補正する必要のないことが判る。

図 2.10(b) は、(2.26) 式の z_2 に (2.27) 式を用いた場合の計算値と実験データを相関したものであるが、平均誤差 8.0% と良好な一致を示した。ちなみに、ここに示された実験データと表 2.1 で示された相関式の比較を行ったところ、表 2.3 に示すように平均誤差が広瀬-村上の式で 17.5%、Shamlou-Edwards の式で 17.1%、高橋らの式で 11.2% であり、(2.27) 式を用いた (2.26) 式の相関式がヘリカルリボン翼に対し有効であることが認められた。なお、アンカー翼の誤差についても表 2.3 に示した。

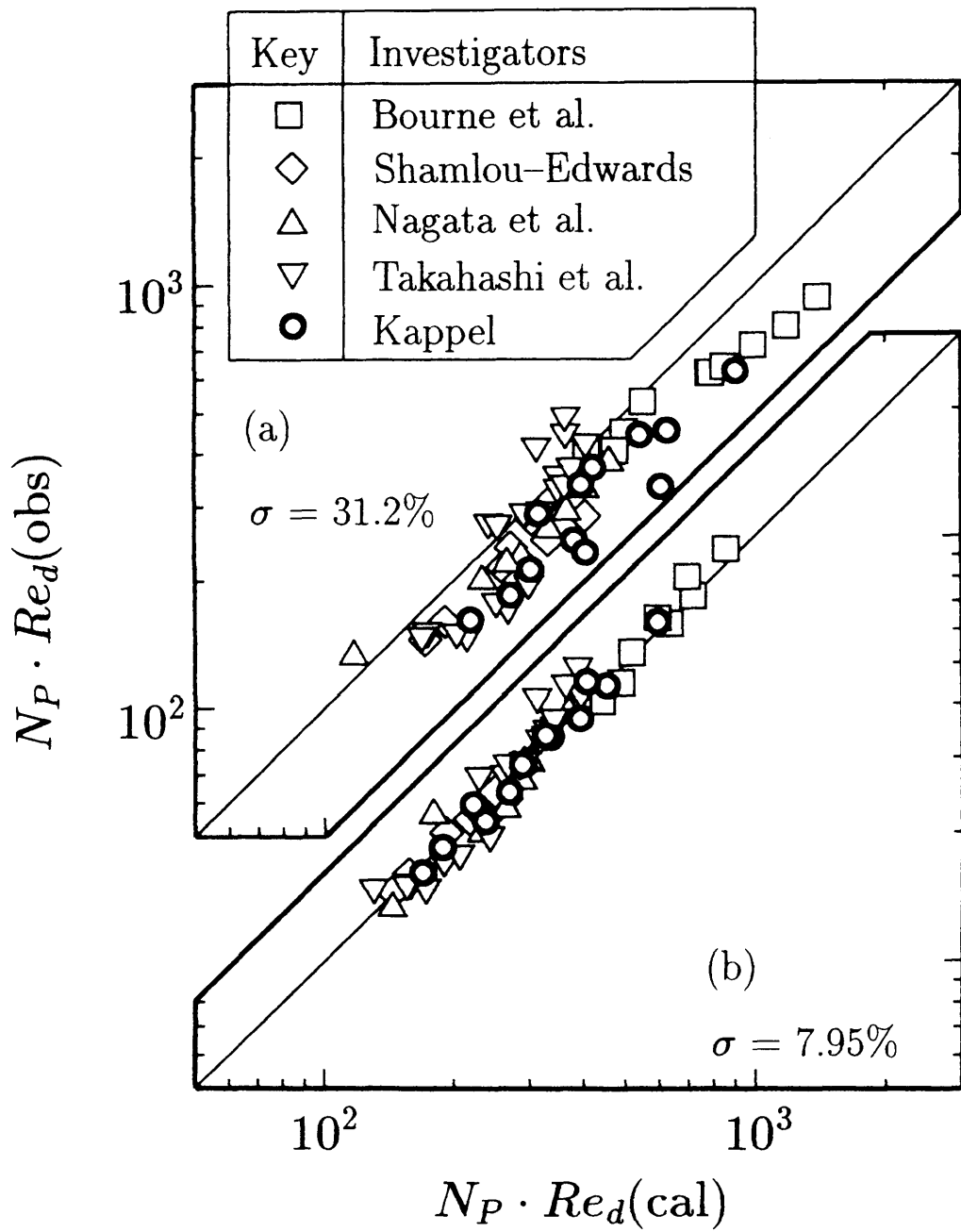


図 2.10 ヘリカルリボン翼における実測値と計算値

(a) (2.26) 式および (2.19) 式による計算値

(b) (2.26) 式および (2.27) 式による計算値

2.5 非ニュートン流体攪拌での平均剪断速度の推算

非ニュートン流体の攪拌所要動力の推算には、Metzner-Otto の平均剪断速度 $\dot{\gamma}_{av}$ から求めた見掛粘度 μ_a を用いることにより、ニュートン流体の相関式をそのまま使用できるという考え方が広く用いられている。ここで、平均剪断速度は $\dot{\gamma}_{av} = k_s N$ なる関係があり、その比例定数である Metzner -Otto 定数 k_s は翼の寸法や使用流体の非ニュートン特性に依存する。

平岡ら¹⁰⁾は、攪拌槽内の非ニュートン流体の2次元流動数値解析と攪拌所要動力の測定結果の比較から、“槽内の平均剪断速度を示す代表剪断応力は翼先端半径位置での平均剪断応力 $\bar{\tau}_d$ で代表される”とした。このとき、 $\bar{\tau}_d = \bar{\tau}_w (D/d)^2$ の力学バランスを考慮して、(2.9) 式と (2.10) 式より Metzner-Otto 定数 k_s は次のように表現される。

$$k_s = \frac{\bar{\tau}_d}{\mu N} = \frac{1}{n_p} \bar{f}_w^* = \frac{1}{\pi^2} (Np \cdot Re_d) \left(\frac{d}{b} \right) \quad (2.28)$$

ここで、 $Np \cdot Re_d$ の実測値と2次元解析より求めた計算値との差異を考慮した (2.16) 式を用いて (2.28) 式を書替えると次式となる。

$$\begin{aligned} k_s &= \frac{1}{\pi^2} (Np \cdot Re_d(obs) - 8n_p) \left(\frac{d}{b} \right) \\ &= \frac{7.59z(n_p/\sin \alpha)^{0.85}}{0.157 + \{(n_p/\sin \alpha) \ln(D/d)\}^{0.611}} \end{aligned} \quad (2.29)$$

ここで、 z は、パドルおよびタービン翼に対して1、アンカー翼には (2.19) 式より、そしてヘリカルリボン翼については (2.27) 式より求められる。

多くの文献^{1,4,5,7,8,16,17,20,22,24,27,28)}による Metzner-Otto 定数 k_s の実測値 $k_s(obs)$ と (2.29) 式による $k_s(cal)$ の比較を図 2.11 に示す。ヘリカルリボン翼やアンカー翼の結果についてはよい相関がみられ、

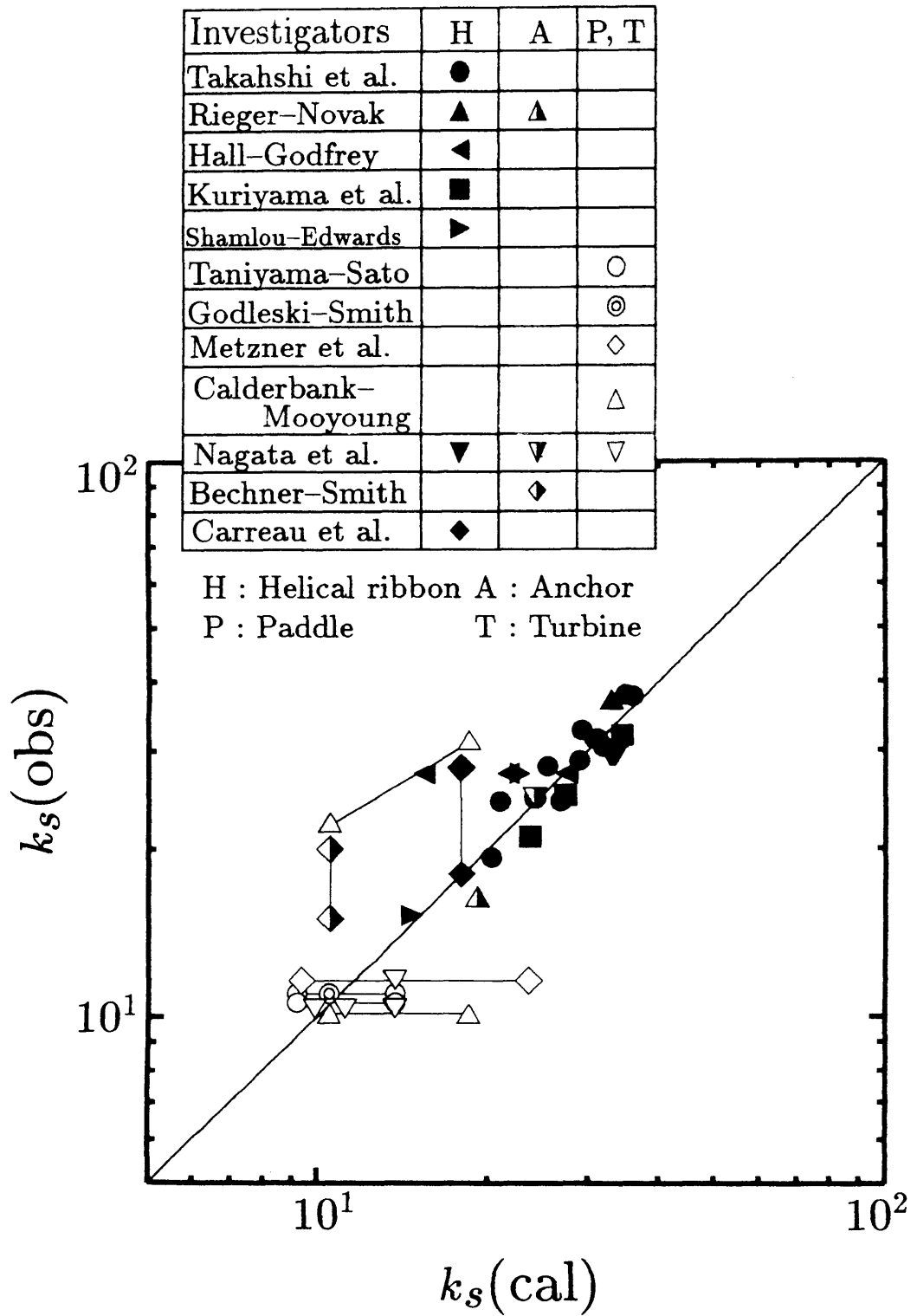


図 2.11 Metzner-Otto 定数の実測値と計算値

全体的にも良好に相関されており、(2.29) 式の有効性が幅広い範囲で確認されたことになる。

2.6 結言

攪拌槽内での層流域におけるパドル翼の2次元数値流動解析結果に基づいて、基礎式と境界条件から理論的に導出されるパラメータを用いる層流域の攪拌所要動力の相関式を求めた。そして、この相関式を実験データと比較し、攪拌翼－槽壁間クリアランスの小さな大型翼からクリアランスの大きな小型の翼にわたって広範囲に適用可能な層流域での攪拌所要動力の相関式を得た。

次に、本相関式に翼形状を考慮に入れた補正パラメータを導入することにより、アンカー翼、ヘリカルリボン翼に適用可能な修正された動力相関式を得た。

これらを総括すると次式を得る。

$$Np \cdot Re_d = 8n_p + \frac{75.9z(n_p/\sin\alpha)^{0.85}(h/d)}{0.157 + \{(n_p/\sin\alpha)\ln(D/d)\}^{0.611}}$$

ここで、

・パドル翼： $z = 1, \sin\alpha = 1, h = b$

・アンカー翼：

$$z = \left(\frac{b'}{h}\right) + 0.684 \left\{ n_p \ln\left(\frac{d}{d-2w}\right) \right\}^{0.139}$$

$$\sin\alpha = 1$$

・ヘリカルリボン翼：

$$z = 0.759 \left\{ \frac{n_p}{\sin\alpha} \ln\left(\frac{d}{d-2w}\right) \right\}^{0.139} \left\{ n_p \ln\left(\frac{D}{d}\right) \right\}^{0.182} n_p^{0.170}$$

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

また、本相関式を用いて非ニュートン流体攪拌における Metzner-Otto 定数の簡便な推算式を提出した。

$$k_s = \frac{7.59z(n_p/\sin\alpha)^{0.85}}{0.157 + \{(n_p/\sin\alpha)\ln(D/d)\}^{0.611}}$$

推算された Metzner-Otto 定数は実験値とよい一致を示した。

使用記号

b	= パドル翼高さ	[m]
b'	= アンカー翼におけるアーム幅	[m]
c	= 翼先端と槽壁間のクリアランス	[m]
D	= 攪拌槽内径	[m]
d	= 攪拌翼径	[m]
f	= $r^2\omega$ で定義される修正渦度	[m ² /s]
h	= アンカーまたはヘリカルリボン翼の翼高さ	[m]
k_s	= Metzner-Otto 定数	[-]
N	= 翼回転数	[s ⁻¹]
Np	= 動力数 (= $P/\rho N^3 d^5$)	[-]
n_p	= 羽根枚数	[-]
P	= 攪拌所要動力	[W]
r	= 円筒座標系における半径	[m]
Re_d	= 攪拌レイノルズ数 (= $Nd^2\rho/\mu$)	[-]
s	= ヘリカルリボン翼における翼ピッチ	[m]
v	= 速度	[m/s]
w	= アンカーまたはヘリカルリボン翼の翼幅	[m]
z	= 相関因子	[-]
z_1	= (2.19) 式によって定義される相関因子	[-]
z_2	= (2.27) 式によって定義される相関因子	[-]
α	= (2.21) 式によって定義されるピッチ角度	[rad]

γ_{av}	= 平均剪断速度	[s ⁻¹]
θ	= 円筒座標系における角度	[rad]
θ'	= $(n_p/2\pi)\theta$	[rad]
μ	= 粘度	[Pa·s]
ν	= 動粘度	[m ² /s]
ξ	= $\ln(r/r_0)$ で定義される変数	[-]
ξ'	= $(n_p/2\pi)\xi$	[-]
ρ	= 密度	[kg/m ³]
τ_d	= 翼先端半径位置における平均剪断応力	[N/m ²]
τ_w	= 槽壁における平均剪断応力	[N/m ²]
ψ	= 流れ関数	[m ² /s]
ω	= 渦度	[s ⁻¹]

下添記号

0	= 翼先端
w	= 槽壁

引用文献

- 1) Beckner, J.L. and J.M. Smith : *Trans. Instn Chem. Engrs*, 44, T224-236(1966)
- 2) Bertrand, J. and J.P. Couderc : *Can. J. Chem. Eng.*, 60, 738-747(1982)
- 3) Bourne, J.R., W. Knoepfli and R. Riesen : *Proceedings of 3rd European Conf. on Mixing*, pp1-14(1979)
- 4) Calderbank, P.H. and M.B. Moo Young : *Trans. Instn Chem. Engrs*, 39, 337-347(1961)
- 5) Carreau, P.J., R.P. Chhabra and J. Cheng : *AIChE J*, 39, 1421-1430(1993)
- 6) Chavan, V.V. and J.J. Ulbrecht : *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.*, 12, 472-476(1973)
- 7) Godleski, E.S. and J.C. Smith : *AIChE J*, 8, 617-620(1962)
- 8) Hall, K.R. and J.C. Godfrey : *Trans. Instn Chem. Engrs*, 48, T201-208(1970)
- 9) Hiraoka, S., I. Yamada and K. Mizoguchi : *J. Chem. Eng. Japan*, 11, 487-493(1978)

- 10) Hiraoka,S.,I.Yamada and K.Mizoguchi : *J.Chem.Eng.Japan*, 12, 56-62(1979)
- 11) 平岡節郎 : ”化学工学の進歩 22(化学工学会編)” 8章, p133, 槇書店, 東京 (1988)
- 12) Hiraoka,S.,I.Yamada,T.Aragaki,H.Nishiki,A.Sato and T. Takagi : *J.Chem.Eng.Japan*, 21,79-86(1988)
- 13) Hirose,T. and Y.Murakami : *J.Chem.Eng.Japan*, 19, 568-574(1986)
- 14) 上ノ山周, 斎藤文良, 上和野満雄 : 化学工学論文集, 14, 786-793(1988)
- 15) Kappel,M.: *Int.Chem.Eng.*, 19,571-590(1979)
- 16) Kuriyama,M.,K.Arai and S.Saito : *J.Chem.Eng.Japan*, 16, 489-494(1983)
- 17) Metzner,A.B.,R.H.Feehs,H.L.Ramos and R.E.Otto : *AICHE J*, 7,3-9(1961)
- 18) Nagata,S.,K.Yamamoto and T.Yokoyama : *Memoirs Fac. Eng.Kyoto Univ.*, 19,274-290(1957)
- 19) 永田進治, 西川正史, 五嶋慎治, 中島正豊 : 化学工学, 34, 1115-1116(1970)
- 20) Nagata,S.,M.Nishikawa,H.Tada and S.Goto : *J.Chem.Eng. Japan*, 4,72-76(1971)
- 21) Nagata,S. : “*Mixing, Principles and Applications*” Kodansha-A Halsted Press Book(1975)

- 22) Rieger,F. and V.Novak : *Trans.Instn Chem.Engrs*, 51, 105
-111(1973)
- 23) Schilo,D. : *Chem.Ing.Techn.*, 41,253-259(1969)
- 24) Shamlou,P.A. and M.F.Edwards : *Chem.Eng.Sci.*, 40, 1773
-1781(1985)
- 25) 仕田裕貴 : 名古屋工業大学修士論文 (1993)
- 26) Takahashi,K.,K.Arai and S.Saito : *J.Chem.Eng.Japan*, 15,
77-79(1982)
- 27) Takahashi,K.,T.Yokota and H.Konno : *J.Chem.Eng.Japan*,
17,657-659(1984)
- 28) 谷山巖, 佐藤忠正 : 化学工学, 29,709-714(1965)
- 29) 山本一夫 : 京都大学博士論文 (1961)

第3章

広いレイノルズ数領域での動力相関式の誘導

3.1 緒言

攪拌操作は、第2章で述べた高粘度液に対する層流域の他に、低粘度液を対象とする乱流域、さらにその中間にある遷移流域の3つの領域に分けられる。そして、汎用機器として設置される攪拌槽は、低粘度から中高粘度にわたり、さまざまな条件で用いられることも多い。従って、こうした設備に設置される攪拌槽の動力特性は、層流から乱流域まで幅広く把握しておくことが必要である。

一方、攪拌所要動力に関する研究は、古くは実験^{1,14,16,21)}、最近では数値解析^{4,5,7,10,12)}と両面から広く行われてきている。詳細は、Tatterson²⁰⁾によってレビューされた通りである。しかし、これらの研究の殆どは層流あるいは乱流(その多くは邪魔板条件)固有のものであり、広いレイノルズ数範囲での動力相関は、古く永田ら¹³⁾の式が知られるのみである。従って、これまで円筒槽の攪拌所要動力はこの永田ら¹³⁾の相関式が広く用いられ、攪拌槽設計の基準となってきた。しかし、この相関式は羽根枚数が3枚以上で翼高さが大きい攪拌翼に対して動力推算に不安が残ることが指摘されている。この理由は、その相関式の導出に用いられた実験データが全て2枚翼

によるものであることが挙げられる。そして、羽根枚数について各ブレードの寄与率が一律であるとの考えから、2枚翼に対して得られた動力数を $n_p/2$ 倍する補正方法を推奨している点は実験的な裏付けが不足している。

平岡－伊藤²⁾は、輸送現象論的考察から、攪拌所要動力を槽壁の摩擦係数 f と一般化レイノルズ数 Re_G で相関する方法を提案し、さらに、平岡ら^{3,4)}により代表速度 v_θ と代表長さ L に修正が加えられ、乱流域で寸法の大きなパドル翼の所要動力に対して翼寸法に関係なく次式が成立することが示された。

$$f = 0.242Re_G^{-1/3} \quad (3.1)$$

ここで、摩擦係数および一般化レイノルズ数の定義式は次式で与えられた。

$$f = \frac{\bar{\tau}_w}{\rho v_\theta^2/2} = \left\{ \frac{8(d^3/D^2H)}{\pi^4\beta^2(1+\alpha)} \right\} Np \quad (3.2)$$

$$Re_G = \frac{Lv_\theta\rho}{\mu} = \left\{ \frac{\pi\eta \ln(D/d)}{4(d/\beta D)} \right\} Re_d \quad (3.3)$$

また、代表速度 v_θ と代表長さ L は次式のように定義された。

$$v_\theta = \frac{\pi}{2}Nd\beta \quad \left(\beta = \frac{2\ln(D/d)}{(D/d) - (d/D)} \right) \quad (3.4)$$

$$L = \frac{D}{2}\eta \ln\left(\frac{D}{d}\right) \quad (\eta = 1 + e^{-10\{(D/d)-1\}}) \quad (3.5)$$

ここで、(3.4) 式の補正係数 β は、 d/D が小さい翼に対して代表速度 v_θ に曲率補正を加えるため導入されたものであり、(3.5) 式の補正係数 η は、 $d/D \geq 0.9$ のクリアランスの小さな翼に対して代表長さ L に見掛け間隙幅の補正を加えるため導入されたものである^{3,4)}。なお、(3.2) 式中の α は槽底に働くトルクと槽側壁に働くトルクの比を意味し、実験的に $\alpha = 0.2$ が与えられている²⁾。

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

$$f \cdot Re_G = C_f(b/H)(n_p/2)^{1/3} = C_L \quad (3.6)$$

上式の関係は容易に攪拌所要動力を動力数と攪拌レイノルズ数の積 $N_p \cdot Re_d$ に変換でき、(3.2),(3.3) および (3.6) 式より次式の関数表示を導出している^{7,8)}。

$$N_p \cdot Re_d = \frac{\pi^3(1+\alpha)C_f}{\eta} \left\{ \frac{b/d}{1-(d/D)^2} \right\} \left(\frac{n_p}{2} \right)^{1/3} \quad (3.7)$$

本章では、まず、第2章で得られた数値解析による結果を、このような平岡らによる輸送現象論的解析に基づく結果と比較し理論的な拡張を試みた。さらに、層流域から乱流域までの広いレイノルズ数範囲でパドル翼の攪拌所要動力を測定し、その結果を基に、種々の寸法のパドル翼に対し広いレイノルズ数範囲にわたって適用可能な攪拌所要動力の相関式を提示する。また、永田ら¹³⁾が提案した完全邪魔板条件での攪拌所要動力を示す臨界レイノルズ数についても検討する。

さて、一般に新製品を開発していく場合、実験室段階では球形のフラスコを使用し、それをパイロットプラント、実プラントへとスケールアップしていく段階では円筒槽を使用することが多いことから、球形槽の諸特性に関する研究、さらには球形槽と円筒槽との諸特性の定量的な関係を明確にしておかなければならない。しかしながら、過去の研究の殆どは円筒槽を対象としたものであり、僅かに角形槽^{1,15,19)}を対象にしたものがあるのみで、球形槽を対象とした研究報告はまだない。そこで、本章では、円筒槽と共に球形槽にお

けるパドル翼の攪拌所要動力を測定し、両者の挙動の差異を比較・検討した。

そして最後に、液高さが攪拌所要動力に及ぼす影響について考察する。永田ら¹³⁾の式では液高さに関する補正が行われているが、実験結果に比して大きいことが知られている。この原因は、液高さの影響を相関式に導入する手法に問題があるとの観点に立ち、平岡－伊藤²⁾相似パラメータの導出法の原点に帰って液高さの影響を温存し、動力相関式にその影響を取り込むことを試みる。

3.2 実験装置および方法

攪拌槽には、内径 190,163mm の球形槽および内径 170,145,130mm の邪魔板なし円筒槽を使用し、攪拌翼には、表 3.1 に示す翼径、翼高さ、羽根枚数の異なる種々のパドル翼を槽中心に備え付けた。本実験に球形槽を使用した場合の実験装置の概略図を図 3.1 に示す。攪拌液には、イオン交換水、グリセリン水溶液および水飴水溶液のニュートン流体のみを使用し、円筒槽の場合は主に液深さを槽径と等しくして実験した。但し、液高さの影響を調べる実験に於いては、液高さと槽径の比 H/D を 0.75~1.5 に変化させて測定を行った。一方、球形槽の場合は球の直径に基づいて計算した球体積に等しい液量を満たして実験した。

実験は、先ず攪拌槽に攪拌液を入れ、液温を 30°C に保ち攪拌を開始する。回転数を順次変化させ、その時々攪拌軸トルクをトルクメータ (MIXING TORUQUE METER ST-1000, 佐竹化学機械工業 (株) 製) によって測定し、記録計にて記録する。これより各回転数に対する攪拌所要動力を決定する。得られた所要動力は動力数 N_p または (3.2) 式で定義される摩擦係数 f で整理する。

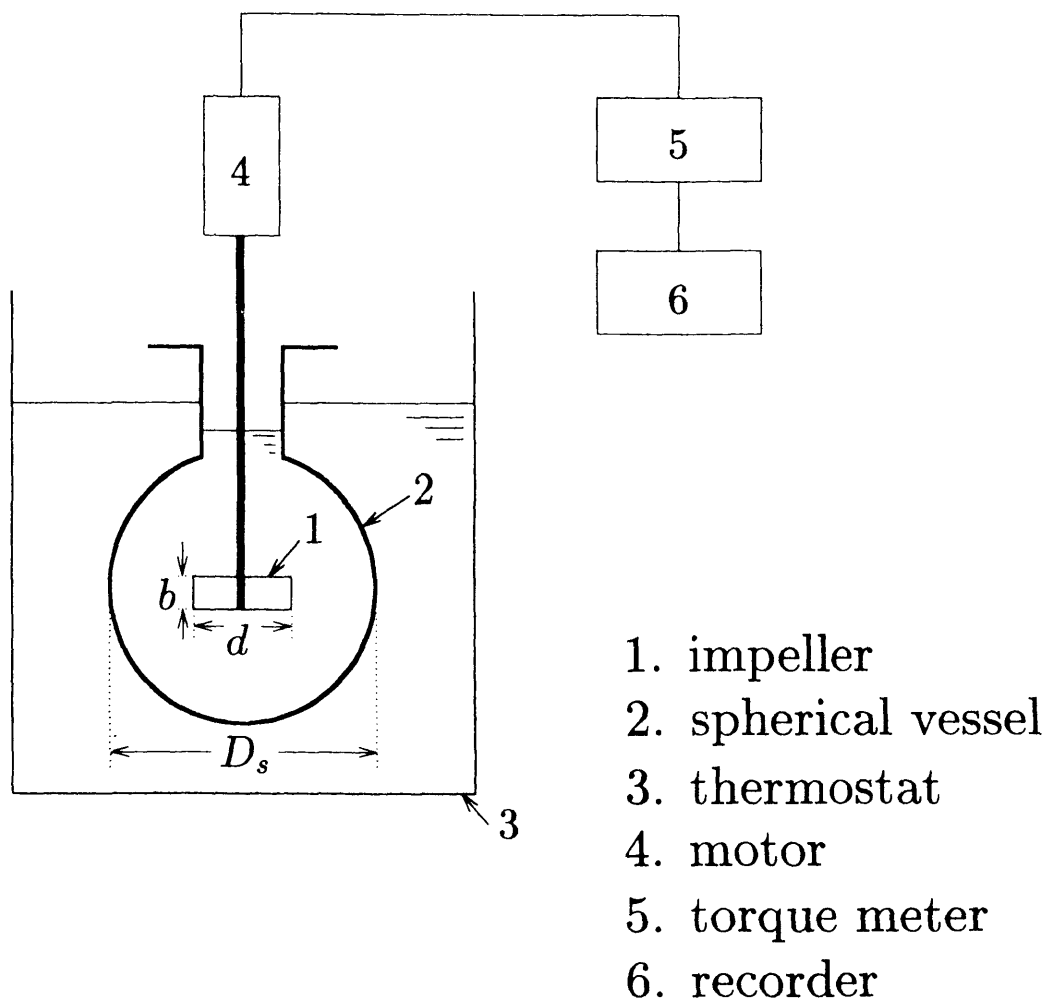


図 3.1 球形攪拌槽の実験装置概略図

表 3.1 使用した翼の形状

d [mm]	57, 70, 76, 85, 95
b [mm]	14, 17, 19, 28, 38, 76
n_p	2, 3, 4, 6, 8

3.3 実験結果の相関

3.3.1 層流域データに基づくパラメータ相関

まず、層流域については、第2章で円筒攪拌槽内の2次元流動状態の数値解析に基づき、パドル翼に対して次式のような新しい相関式を提出した。

$$Np \cdot Re_d = 8n_p + \frac{75.9n_p^{0.85}(b/d)}{0.157 + \{n_p \ln(D/d)\}^{0.611}} \quad (3.8)$$

この相関式に従って、球形槽と円筒槽のデータを相関したのが図 3.2(a) である。ここで、球形槽の代表直径は、次式のように槽体積が球形槽の体積と等しくなるよう定義された円筒槽の見かけ直径 D_a が用いられている。(Appendix C)

$$D_a = (4V/\pi)^{1/3} = 0.874D_s \quad (3.9)$$

V は球形槽体積であり、球の直径 D_s とは上式の関係にある。図 3.2(a) は、両槽のデータが同一の相関式で整理できることを示している。

一方、平岡ら^{7,8)}は、(3.7) 式の関係に基づき、円筒槽に対して次式のような相関式を提出している。

$$Np \cdot Re_d = 13 \left(\frac{n_p}{2} \right)^{1/3} + \left(\frac{68}{\eta} \right) \left\{ \frac{b/d}{1 - (d/D)^2} \right\} \left(\frac{n_p}{2} \right)^{1/3} \\ (\eta = 1 + e^{-10\{(D/d)-1\}}) \quad (3.10)$$

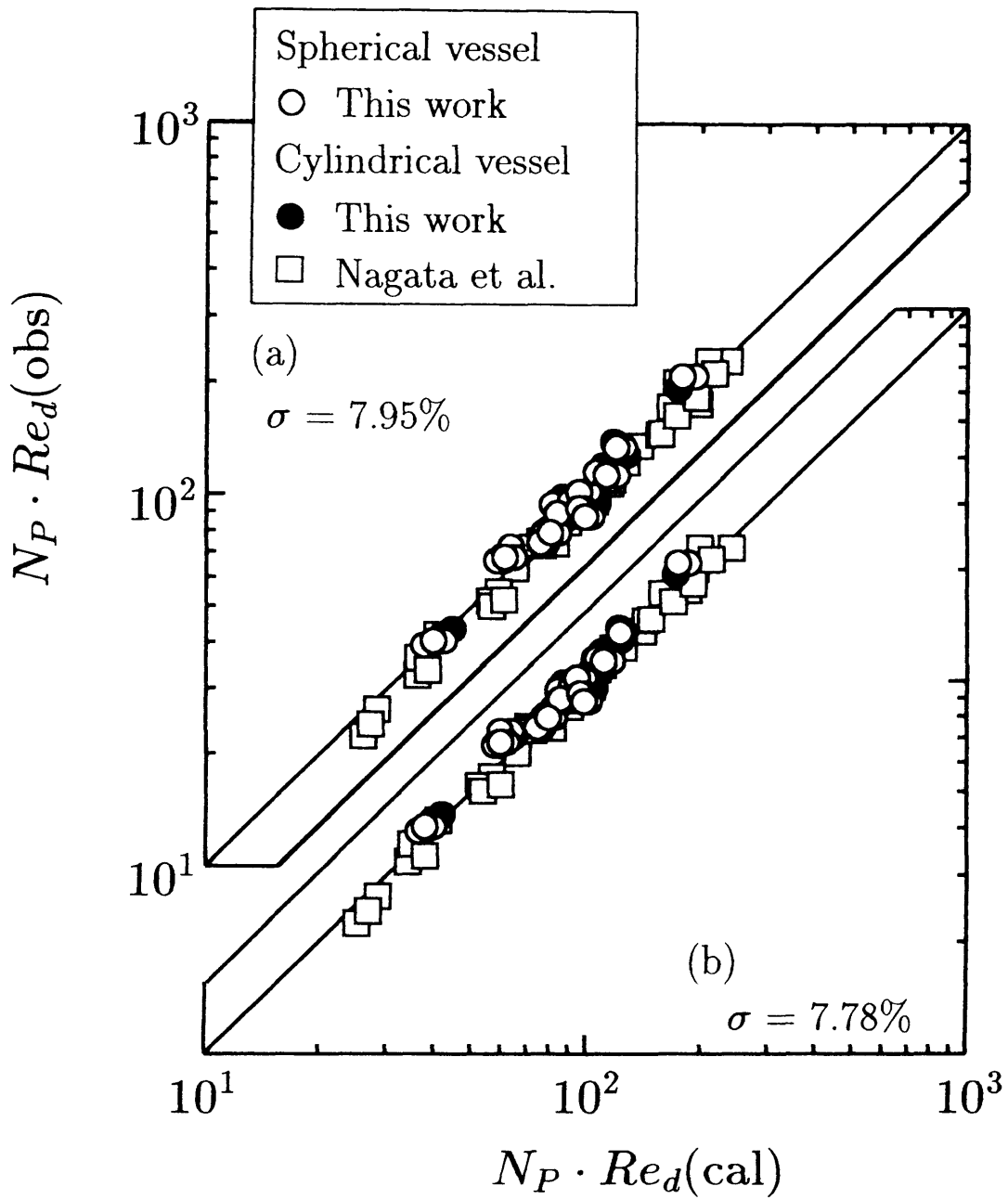


図 3.2 層流域における動力実測値と計算値

(a) (3.8) 式による計算値

(b) (3.11) 式による計算値

しかし、この相関式は羽根枚数が3枚以上で翼高さの低い翼や翼径比 d/D の大きな大型翼に対して精度が悪いことが指摘されてきた。その原因が上式の第1項 $13(n_p/2)^{1/3}$ の精度に問題があると推察されることから、(3.8) 式の第1項と同じ形に修正した次式で実験結果を相関してみたのが図 3.2(b) である。

$$Np \cdot Re_d = 8n_p + \left(\frac{68}{\eta}\right) \left\{ \frac{b/d}{1 - (d/D)^2} \right\} \left(\frac{n_p}{2}\right)^{1/3} \quad (3.11)$$

これより、上式は実験データを良好に相関しており、数値解析に基づく (3.8) 式の第2項と槽壁への運動量移動の考察に基づく (3.11) 式の第2項が同一の意味を持つこととなり、両式の第2項を等置し、(3.5) 式の代表長さの補正係数 η を導出し直すと次式となる。

$$\eta = \frac{0.711[0.157 + \{n_p \ln(D/d)\}^{0.611}]}{n_p^{0.52}\{1 - (d/D)^2\}} \quad (3.12)$$

この関数を羽根枚数 n_p をパラメータにして図示したのが図 3.3 である。この図には (3.5) 式で与えられた補正係数 η も図示してある。(3.12) 式の補正係数 η は羽根枚数 n_p の影響をほとんど受けず、 $d/D \leq 0.9$ では (3.5) 式と良く一致していることが解る。しかし、翼と槽壁のクリアランスの小さい $d/D \geq 0.9$ では両式の間には大きな差異がみられ、これも (3.10) 式を用いた場合の相関式の精度を悪くしている原因であると考えられる。従って、以後この論文では、代表長さの補正係数 η の計算式として d/D の広い範囲で有効な (3.12) 式を用いることとする。

層流域での $f \cdot Re_G$ の積 C_L は、(3.7) 式と (3.11) 式を組み合わせると、次式で表される。

$$C_L = 0.215\eta n_p \left(\frac{d}{H}\right) \left\{ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right\} + 1.83 \left(\frac{b}{H}\right) \left(\frac{n_p}{2}\right)^{1/3} \quad (3.13)$$

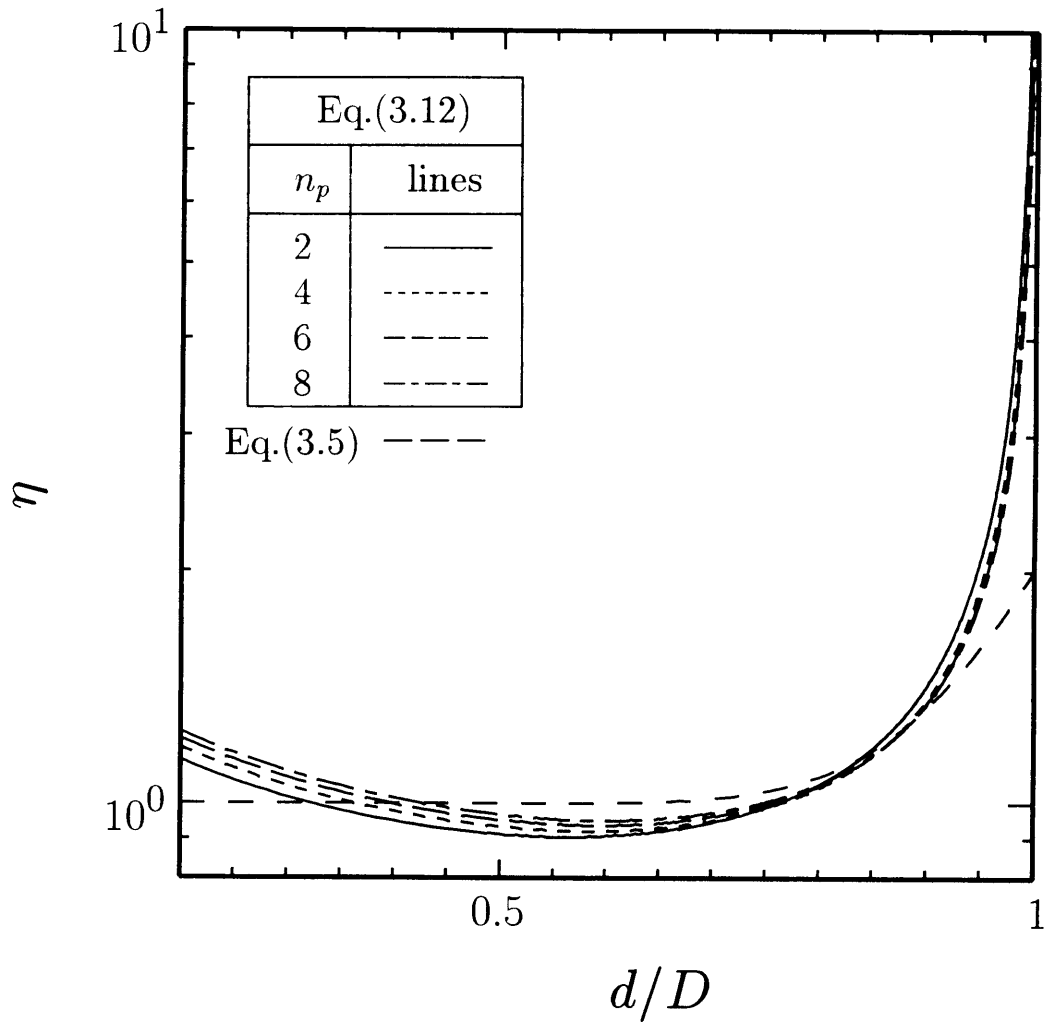


図 3.3 (3.5) 式および (3.12) 式で示される η 値の比較

3.3.2 乱流域データに基づくパラメータ相関

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

$$f = C_t Re_G^{-m} \quad (3.14)$$

前述のように、平岡ら^{3,4)}は、寸法が大きな攪拌翼に対して $C_t = 0.242, m = 1/3$ を与えている ((3.1) 式参照)。しかし、広範囲の翼寸法に対して C_t, m は一定とはならず、平岡-伊藤²⁾が導出した槽壁での運動量の輸送現象に関する相似パラメータに依存する。本論文では、平岡-伊藤が導出した相似パラメータの羽根枚数に関する指数を修正した新しい相似パラメータ $\gamma n_p^{0.7} b/D$ を用いることとする。この相似パラメータ中の変数 γ は翼寸法を用いて表現すると次式となる (APPENDIX D)。

$$\gamma = \left\{ \frac{\eta \ln(D/d)}{(\beta D/d)^5} \right\}^{1/3} \quad (3.15)$$

$Re_G \geq 1000$ の範囲で実験により求めた C_t と m の値を図 3.4 と図 3.5 にそれぞれ示す。球形槽と円筒槽の実験値の間に有意の差異はなく、ここで与えられた相似パラメータで良好に相関されることが解る。ここで、相似パラメータが 0.2 以上では $C_t = 0.25, m = 1/3$ で一定となる。これらの値は平岡ら^{3,4)}の大型翼に対する値 ((3.1) 式) にほぼ一致する。なお、ここでも球形槽に対して見かけ円筒槽直径 D_a が使用されている。図 3.4 と図 3.5 より、 C_t, m に対する実験式として次式が与えられる。

$$C_t = \left[\{1.96(\gamma n_p^{0.7} b/D)^{1.19}\}^{-7.8} + (0.25)^{-7.8} \right]^{-1/7.8} \quad (3.16)$$

$$m = \left[\{0.710(\gamma n_p^{0.7} b/D)^{0.373}\}^{-7.8} + (0.333)^{-7.8} \right]^{-1/7.8} \quad (3.17)$$

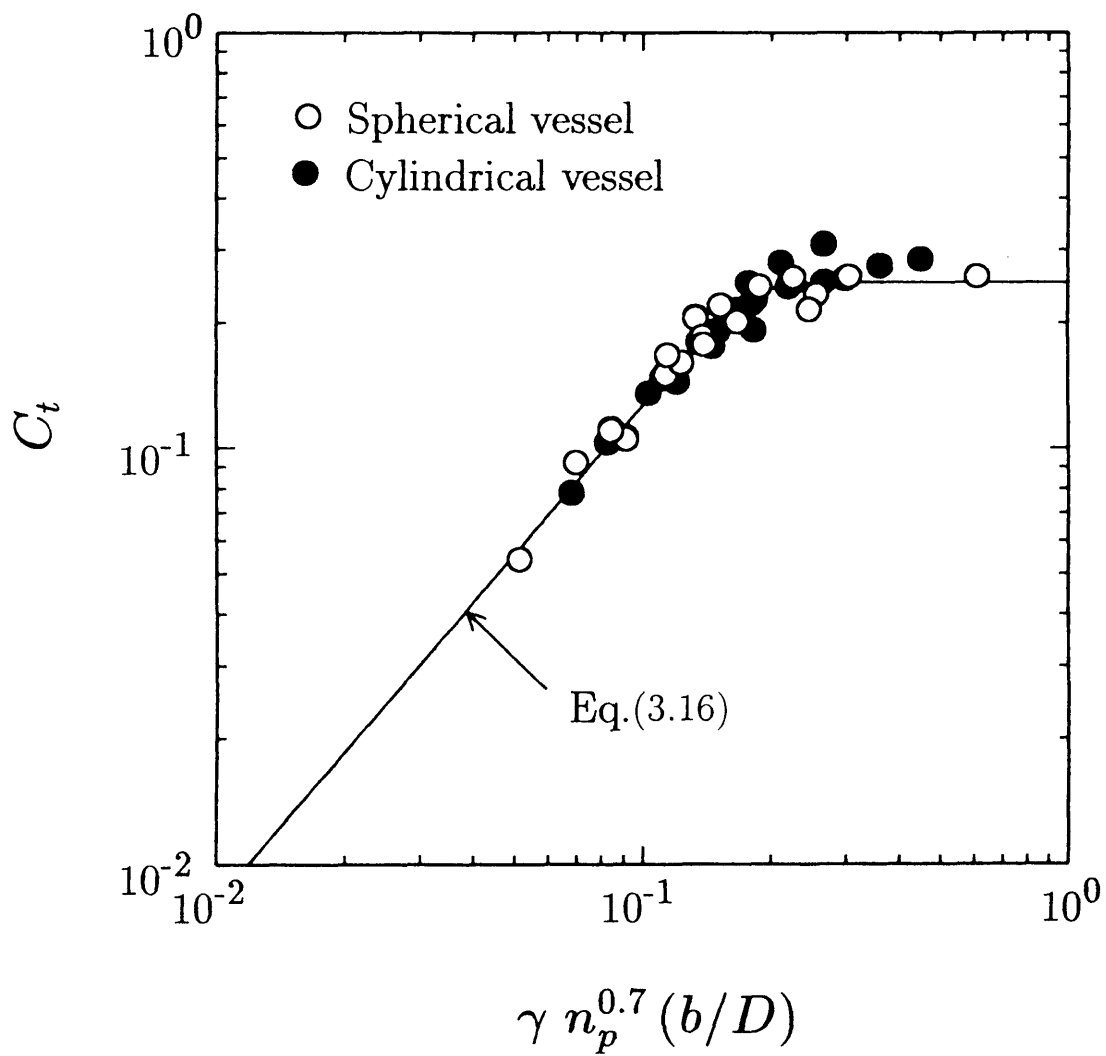


図 3.4 (3.14) 式の係数 C_t の相似パラメータによる相関

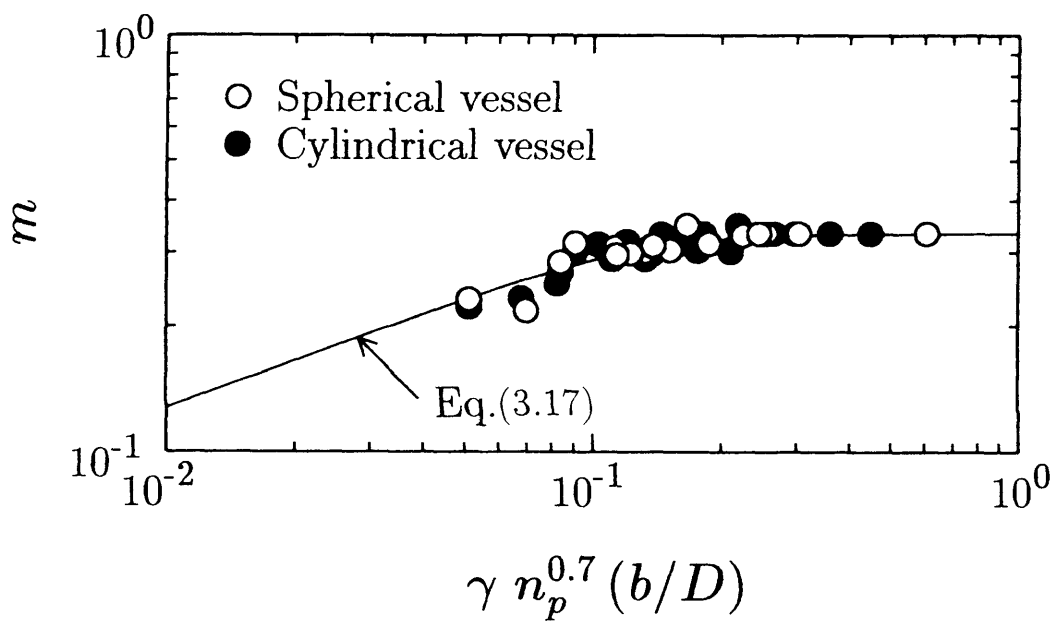


図 3.5 (3.14) 式の乗数 m の相似パラメータによる相関

3.3.3 広レイノルズ数領域での相関式の決定

広いレイノルズ数領域にわたって使用できる相関式をできるだけ簡便な関数形で表示するため、層流域の (3.6) 式と乱流域の (3.14) 式を組み合わせて、次式のような関数表示を考える。

$$f = \frac{C_L}{Re_G} + C_t \left\{ \left(\frac{C_{tr}}{Re_G} + Re_G \right)^{-1} + \left(\frac{f_\infty}{C_t} \right)^{1/m} \right\}^m \quad (3.18)$$

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

層流から乱流への遷移に関する係数 C_{tr} は、個々の翼に対する実験値と (3.18) 式の計算値との差が最小となるように決定された。その結果を次元解析して次式のような相関式を得た (図 3.6 参照)。

$$C_{tr} = 38.9 \left(\frac{d}{D} \right)^{-3.94} \left(\frac{b}{D} \right)^{-1.95} n_p^{-0.58} \quad (3.19)$$

一方、極限摩擦係数 f_∞ は、永田ら¹³⁾の N_{p_∞} のデータを (3.2) 式に従って摩擦係数に変換し、相似パラメータで相関したところ図 3.7 のような相関を得た。これより、極限摩擦係数 f_∞ は図 3.4 の係数 C_t の相似パラメータに対する依存性と良く似た傾向を示しており、図中の実線で示すように、(3.16) 式で表される C_t を用いて次式で良好に相関されることが解る。

$$f_\infty = 7.56 \times 10^{-3} (d/D) C_t^{0.308} \quad (3.20)$$

3.4 攪拌所要動力の実測値と相関式の比較

本実験における円筒槽および球形槽での動力数の測定値と、(3.18) 式から求められる摩擦係数 f を (3.2) 式により変換した動力数の計

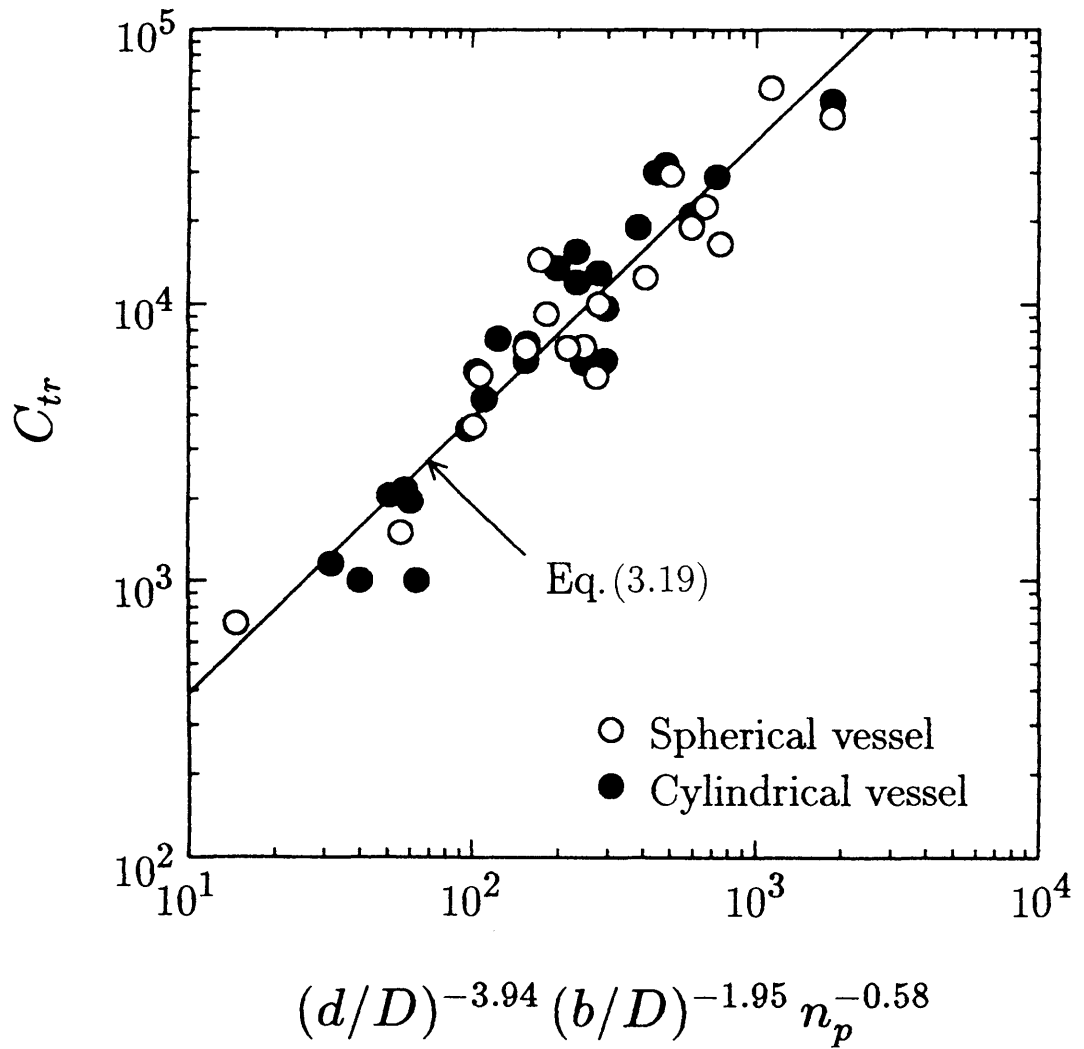


図 3.6 (3.18) 式の係数 C_{tr} の翼形状による相関

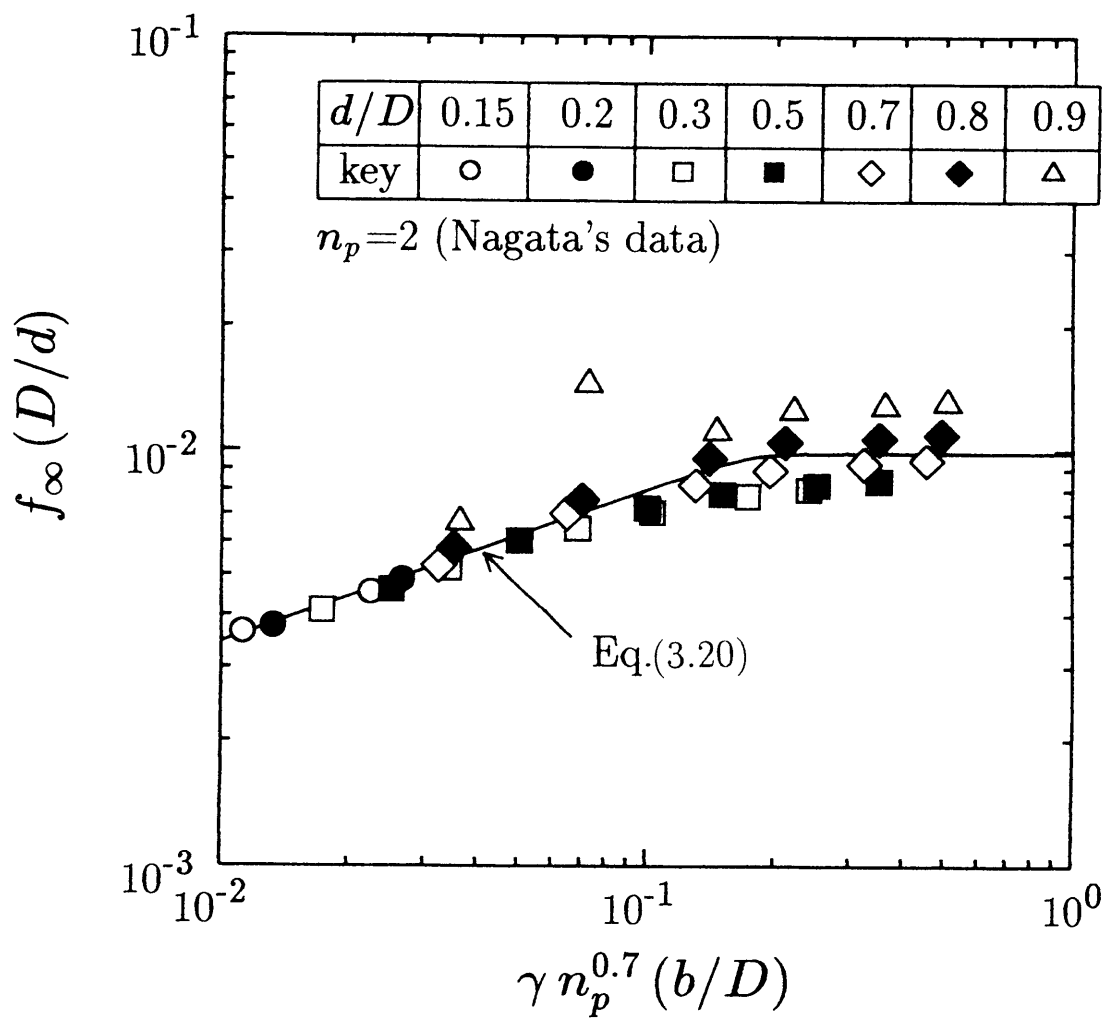


図 3.7 極限摩擦係数 f_{∞} の相似パラメータによる相関

算値を攪拌レイノルズ数 Re_d に対してプロットしたものを図 3.8 および図 3.9 に示す。これより、どの攪拌翼に対する実験結果も (3.18) 式で良好に相関されていることが解る。同図には永田の相関式¹⁴⁾に (3.9) 式の見かけ円筒槽直径 D_a を用いて計算した結果を点線で示してあるが、大型翼に対して計算値が発散してしまうことが解る。これは、 $b/D = 0.531, n_p = 6$ の翼に対して、相当する 2 枚羽根パドル翼の翼高さ b' を求めると $b'/D = (6/2)(0.531) = 1.59$ となり、液深さ $H = D$ を考慮する限りこの翼は液面から飛出していることになり、物理的に永田の相関式の使用条件を満たしていないためである。図 3.10 には、永田ら¹³⁾および Hixson-Baum⁹⁾の円筒槽における動力数の実験値と、図 3.8 と同様の変換に従って (3.18) 式から求めた動力数の計算値の比較を示した。ここで、実線が (3.18) 式、点線が永田の相関式¹⁴⁾である。永田の相関式が永田らの円筒槽の実験データを良好に相関できるのは当然として、(3.18) 式も永田らのデータを良好に相関できることを示している。また、Hixson-Baum のデータに対しては (3.18) 式の方が永田の相関式に比して良好に相関できることが解り、本研究で求めた相関式がより広範囲の攪拌条件に対して適用可能であることが確認された。

3.5 液高さの影響に対する相関

さて、前節で述べた相似パラメータ $\gamma n_p^{0.7} b/D$ は、槽径と液高さが等しいと置いて導出されたものである (APPENDIX D)。本節では、液高さ H の影響を相似パラメータに取り込むため、(D.6) 式の D を本来の H に戻した。このことにより、下記のような相似パラメータが導出されるので、これを用いて実験結果の相関を試みる。

$$\gamma n_p^{0.7} b/H \quad (3.21)$$

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

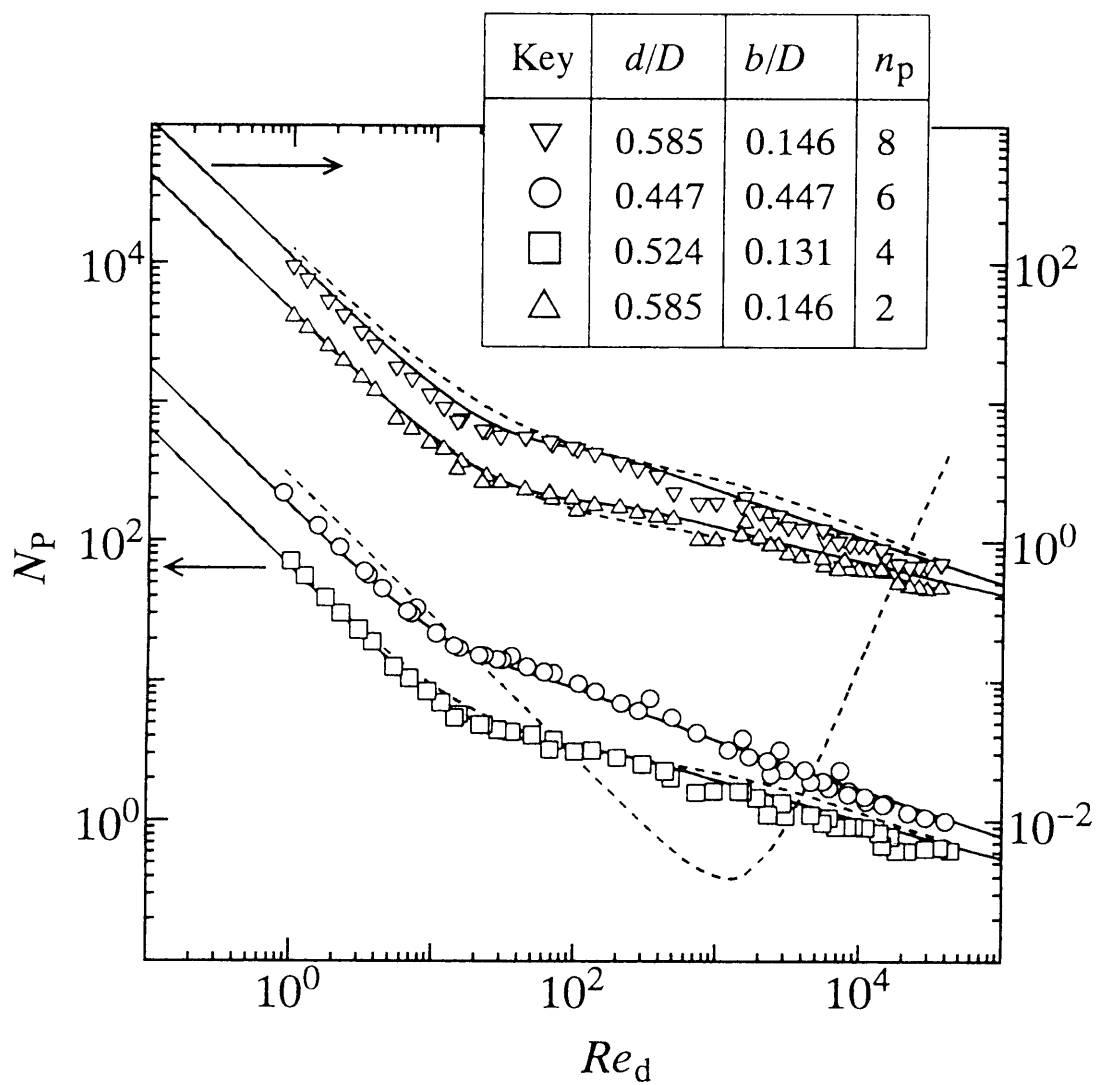


図 3.8 円筒槽による実測値と計算値の比較

(a) (3.18) 式による相関 (実線)

(b) 永田の相関式による相関 (破線)

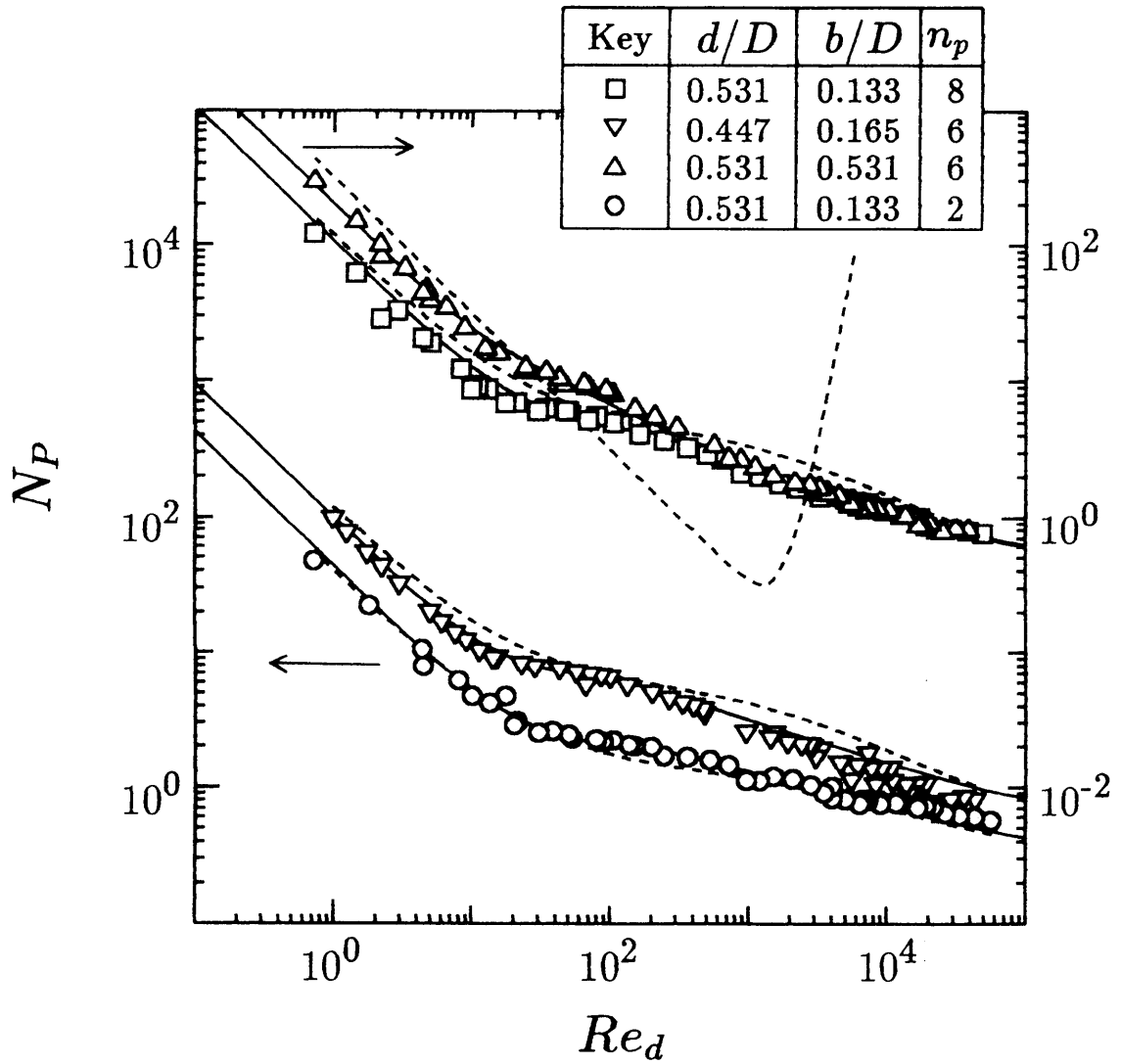


図 3.9 球形槽による実測値と計算値の比較

(a) (3.18) 式による相関 (実線)

(b) 永田の相関式による相関 (破線)

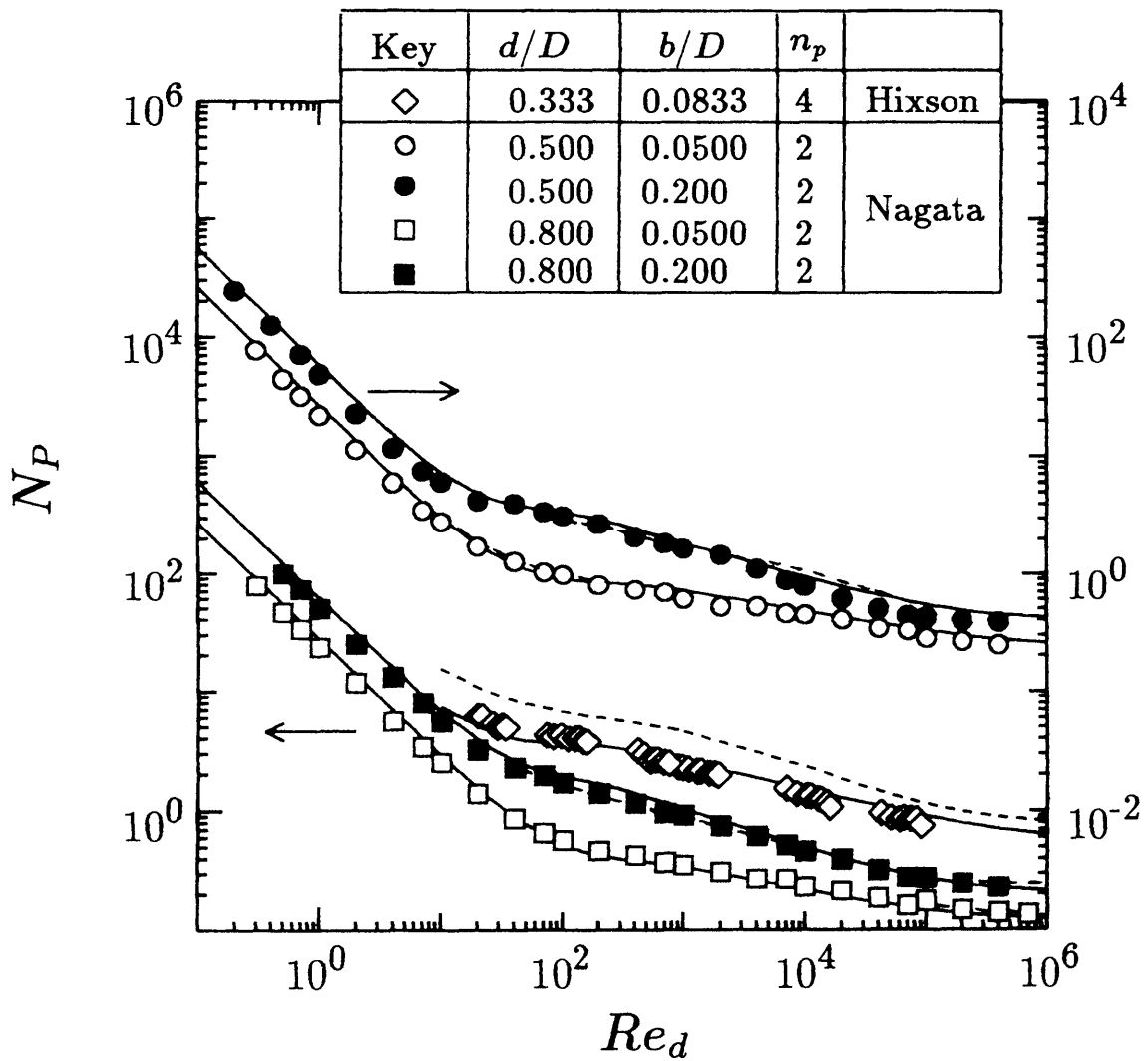


図 3.10 既報の実測値と計算値の比較

(a) (3.18) 式による相関 (実線)

(b) 永田の相関式による相関 (破線)

なお、本相似パラメータを用いて C_t, m に対する実験式(3.16),(3.17)式を書き換えると以下のようなになる。

$$C_t = [\{1.96(\gamma n_p^{0.7} b/H)^{1.19}\}^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8} \quad (3.22)$$

$$m = [\{0.710(\gamma n_p^{0.7} b/H)^{0.373}\}^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8} \quad (3.23)$$

本実験では槽径 $D = 170\text{mm}$ の邪魔板なし円筒槽を用い、液高さ H は $0.57D$ から $1.5D$ まで変化させた。攪拌翼は $d/D = 0.41$, $b/d = 0.20$ で $n_p = 3$ と 6 、 $d/D = 0.50$, $b/d = 0.20$ で $n_p = 6$ の3種類を用いた。

3.5.1 液高さの影響を考慮した動力相関式の導出

広いレイノルズ数領域での相関式(3.18)式に含まれる係数のうち、 m, C_t, f_∞ には(3.21)式の新しい相似パラメータを用いることにより、そのまま液高さの影響を導入することが出来る。しかし、 C_{tr} は単に次元解析により求められたもので、液高さの影響は考慮されていない。従って、 C_{tr} にも(3.21)式の新しい相似パラメータを用い、再度相関を試みた。

前節で行った $H/D = 1$ の円筒槽と球形槽の実験データに加え、 H/D を変化させた本実験データを併せて相関した結果を図 3.11 に示す。こうして相似パラメータを導入した C_{tr} の相関式は次式となる。

$$C_{tr} = 23.8 \left(\frac{d}{D}\right)^{-3.24} \left(\frac{b}{D}\right)^{-1.18} \left(\gamma n_p^{0.7} \frac{b}{H}\right)^{-0.74} \quad (3.24)$$

ここで、 $H = D$ の場合の C_{tr} を(3.24)式で求めた結果と前節で求めた結果は相関誤差の範囲で一致する。

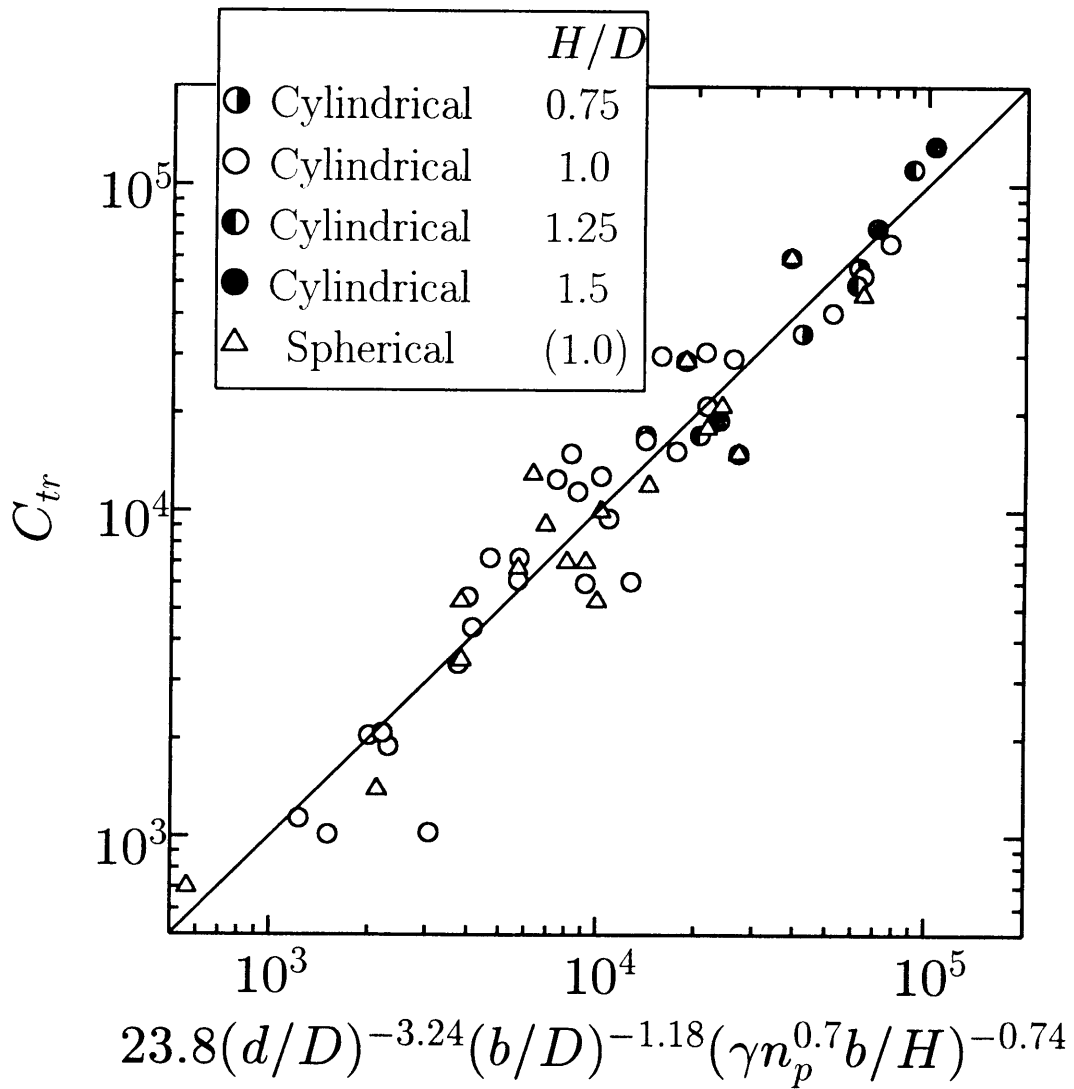


図 3.11 C_{tr} の翼形状と相似パラメータによる相関

3.5.2 動力相関式と実験結果との比較

図 3.12 , 13 に 2 種類の攪拌翼に関する N_p 対 Re_d の実験結果を示す。同図には (3.18) 式、(3.21) 式、および (3.24) 式を用いた相関式に基づく相関線、そして永田ら¹³⁾の相関式に基づく相関線を実線で示してある。このように、本研究で得られた相関式は図 3.12 , 13 の結果を良好に相関していることが判る。一方、永田ら¹³⁾の相関式は、図 3.12 の $n_p = 3$ の実験結果に対しては良好な相関を与えるが、図 3.13 の $n_p = 6$ の実験結果に比して大きな推算値を与えることが判る。これは、本研究の相似パラメータが力学バランスに立脚しているのに対し、永田ら¹³⁾の相関式は $n_p = 2$ の実験結果に基づいて導出されているため、 $n_p = 6$ のような大きな羽根枚数の翼に対して誤差が生じたものと思われる。

図 3.14 には永田ら¹³⁾の実験結果 (図が煩雑になるため $H/D = 0.7$, 0.8 のデータは省略してある) と本研究の動力相関式との比較を示す。これより、液高さの影響を考慮した本研究の動力相関式は永田の実験結果も良好に相関できることが判る。

3.6 完全邪魔板条件での攪拌所要動力の簡易推算法

永田ら¹³⁾は、邪魔板なしの所要動力相関式に、次式で与えられる臨界レイノルズ数を代入することにより完全邪魔板条件での攪拌所要動力が求められるとしている。

$$(Re_d)_c = \left\{ \frac{25}{b/D} \left(\frac{d}{D} - 0.4 \right)^2 + \frac{b/d}{0.11(b/D) - 0.0048} \right\} \quad (3.25)$$

(3.3) 式を用いて $(Re_d)_c$ を $(Re_G)_c$ に変換し、(3.18) 式および (3.2) 式を用いて得られた $N_{p_{max}}(cal)$ とこれまで報告されている実測値^{1,11,14,17,18)}との比較を図 3.15(a) に示す。

一方、本実験で与えられた遷移に関する係数 C_{tr} を用いて次式の

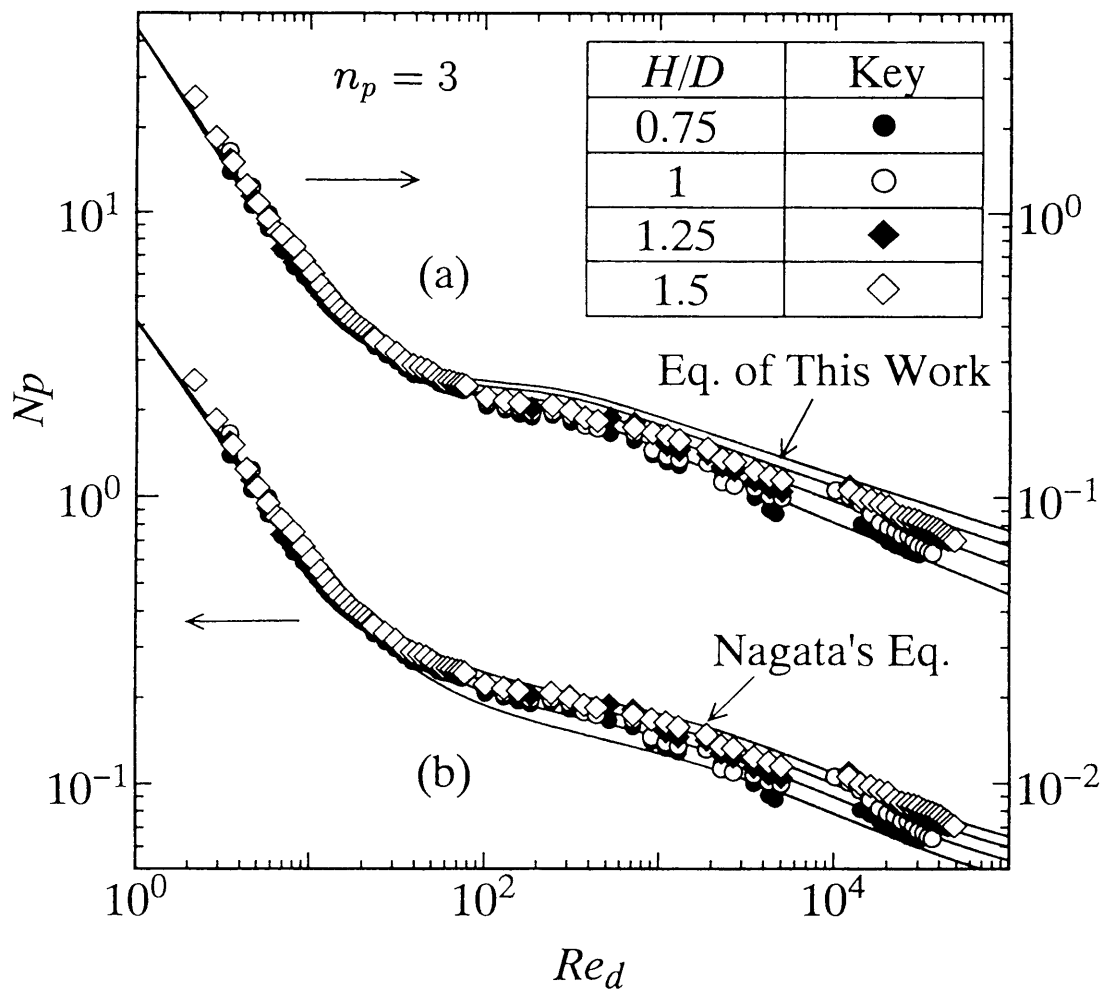


図 3.12 液高さを変えた場合の実測値と計算値の比較

($d/D = 0.41$, $b/d = 0.20$, $n_p = 3$)

(a) (3.18),(3.21),(3.22) 式による相関

(b) 永田の相関式による相関

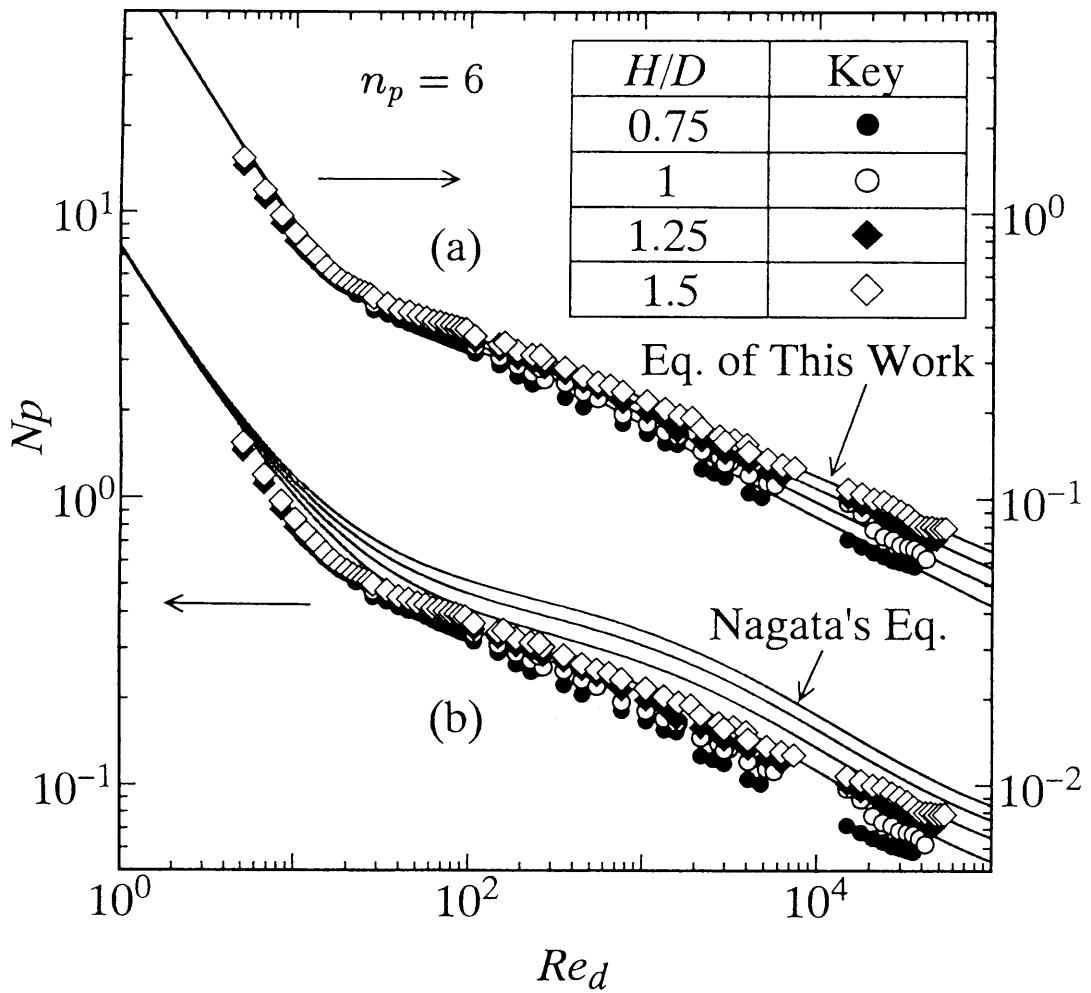


図 3.13 液高さを変えた場合の実測値と計算値の比較

($d/D = 0.50$, $b/d = 0.20$, $n_p = 6$)

(a) (3.18),(3.21),(3.22) 式による相関

(b) 永田の相関式による相関

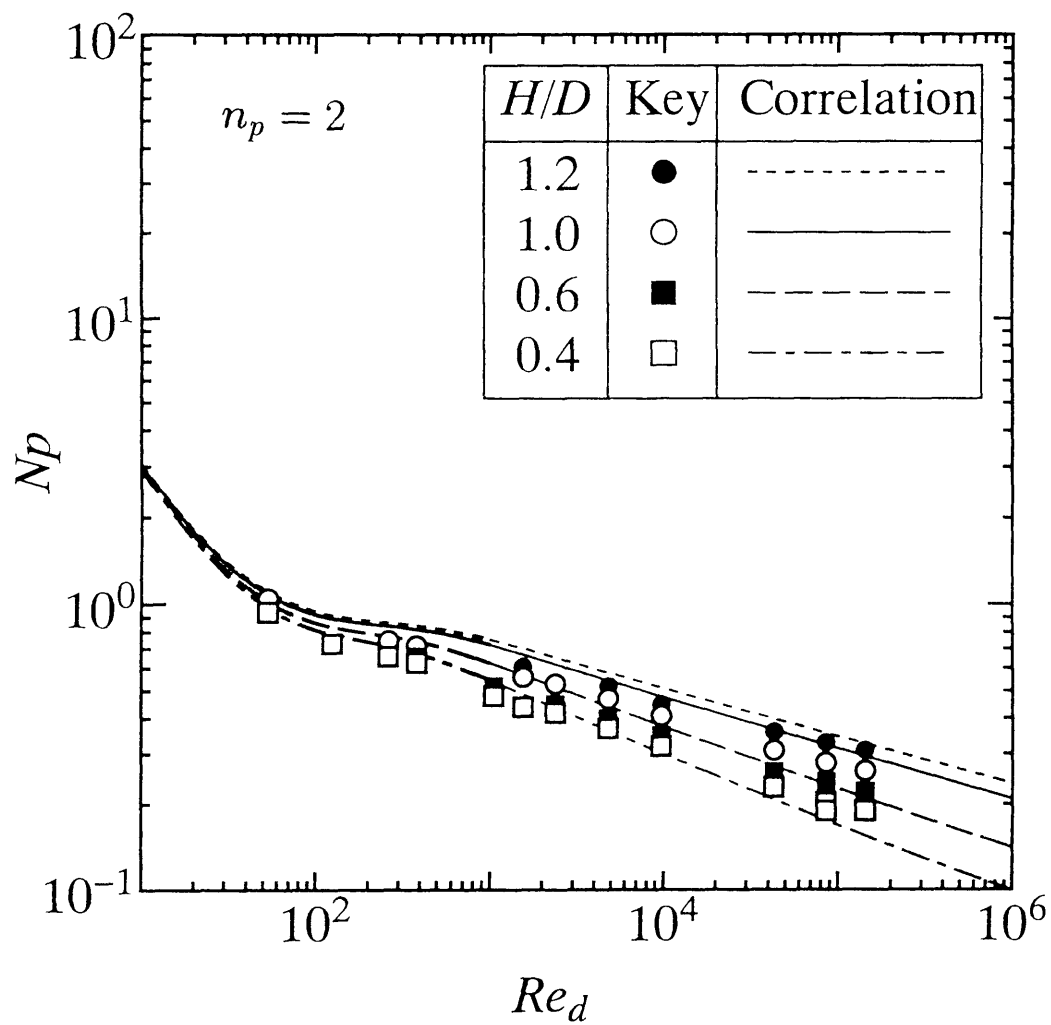


図 3.14 永田のデータの (3.18),(3.21),(3.22) 式による相関

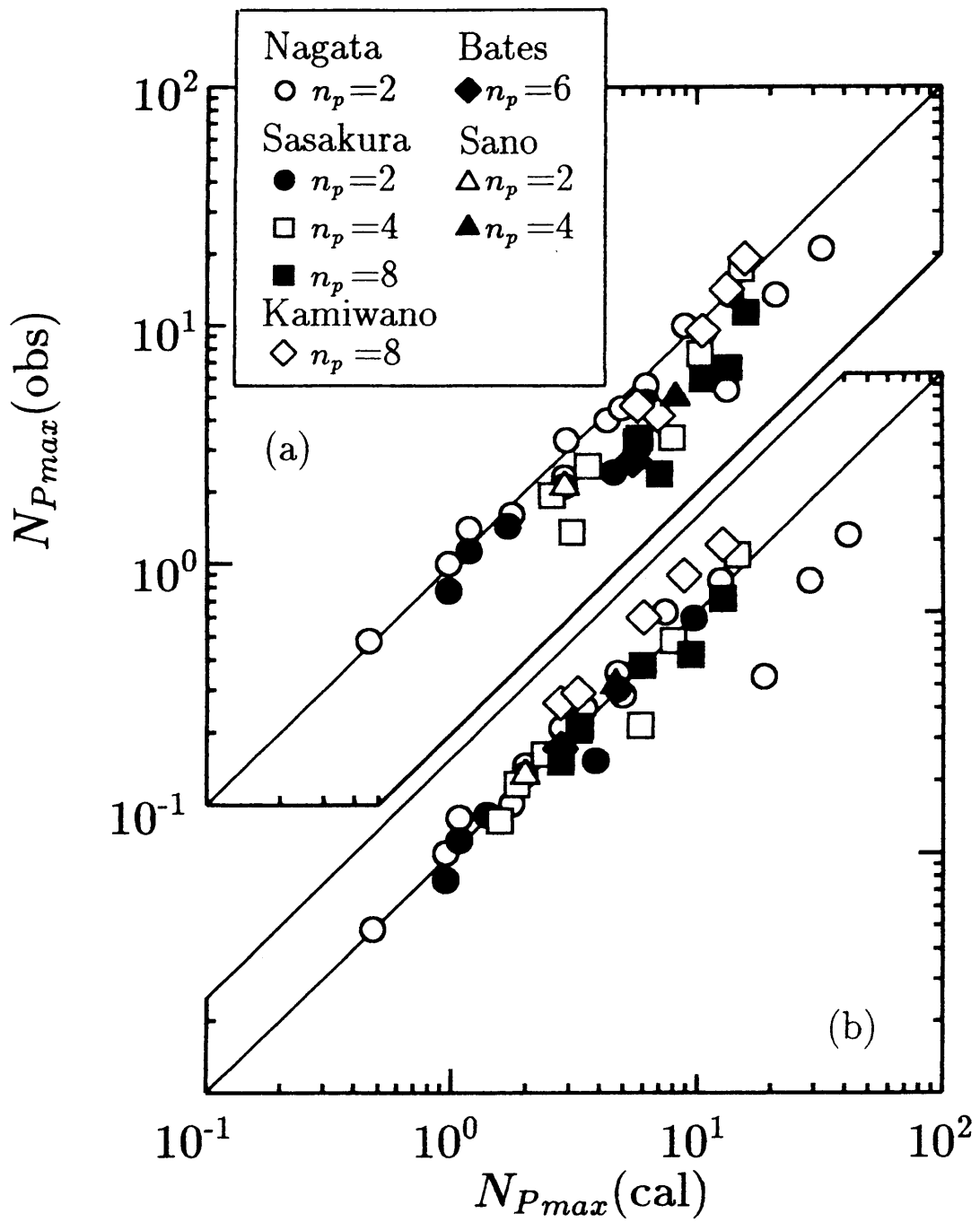


図 3.15 円筒槽における完全邪魔板条件での動力数実測値と
 臨界レイノルズ数による計算値
 (a) 永田らの (3.25) 式による計算値
 (b) 本研究の (3.26) 式による計算値

様に臨界レイノルズ数 $(Re_G)_c$ を決定し、同様に (3.18) 式および (3.2) 式を用いて求めた $Np_{max}(cal)$ と実測値の比較を図 3.15(b) に示した。

$$(Re_G)_c = (C_{tr}/22)^{0.5} \quad (3.26)$$

ここで、(3.26) 式中の数値 22 は実験結果を良好に相関できるように試行錯誤法で決定された値である。この図より、右上の永田らの $b/D = 0.7$ の翼高さの大きな翼に対する実測値の 3 点が推測値より大きく外れていることを除けば、全研究者のデータがほぼ正しく推算されていることが解る。これより、翼幅が極端に大きくなければ (3.26) 式の簡便な臨界レイノルズ数を用いた完全邪魔板条件下の攪拌所要動力の推算が有効であることが解る。

3.7 結言

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

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

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

1) 翼レイノルズ数 Re_d から β ((3.4) 式) と本報で新たに決定した η ((3.12) 式) を用いて一般化レイノルズ数 Re_G を求める。

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

2) 一般化レイノルズ数 Re_G 、層流域の実験データより相関された C_L ((3.13) 式)、乱流域の実験データによる C_t ((3.22) 式)、 m ((3.23)

式) と相似パラメータの変数 γ ((3.15) 式)、遷移に関するデータからの C_{tr} ((3.24) 式)、そして永田らの Np_{∞} のデータより相関した f_{∞} ((3.20) 式) を用いて摩擦係数 f を求める。

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

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

ここで、球形槽に対しては見かけ円筒槽直径 D_a を使用する。

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

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

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

使用記号

b	= パドル翼高さ	[m]
C_f	= (3.6) 式の係数	[-]
C_L	= (3.6) 式で定義される定数で (3.18) 式の係数	[-]
C_t	= (3.14) および (3.18) 式の係数	[-]
C_{tr}	= 層流から乱流への遷移に関する (3.18) 式の係数	[-]
D	= 攪拌槽内径	[m]
D_a	= 球形槽における見かけの槽内径	[m]
D_s	= 球形槽内径	[m]
d	= 攪拌翼径	[m]
f	= (3.2) 式で定義される摩擦係数	[-]
f_∞	= $Re_G \rightarrow \infty$ の場合の f の漸近値	[-]
H	= 攪拌槽内液高さ	[m]
L	= (3.5) 式で定義される代表長さ	[m]
m	= (3.14) 式の乗数	[-]
N	= 翼回転数	[s ⁻¹]
N_p	= 動力数 (= $P/\rho N^3 d^5$)	[-]
$N_{p\infty}$	= $Re_d \rightarrow \infty$ の場合の N_p の漸近値	[-]
n_p	= 羽根枚数	[-]
P	= 攪拌所要動力	[W]
Re_d	= 攪拌レイノルズ数 (= $Nd^2\rho/\mu$)	[-]
Re_G	= (3.3) 式で定義される修正レイノルズ数	[-]

$(Re_d)_c$	= 臨界レイノルズ数	[-]
$(Re_G)_c$	= 臨界レイノルズ数	[-]
V	= 球形槽容積	[m ³]
v	= (3.4) 式で定義される代表速度	[m/s]
α	= 槽壁面に対する槽底部のトルク比	[-]
β	= (3.4) 式で定義される相関係数	[-]
γ	= (3.15) 式で定義されるパラメータ	[-]
η	= (3.5) または (3.18) 式で定義される相関係数	[-]
μ	= 粘度	[Pa·s]
ρ	= 密度	[kg/m ³]
τ	= 槽壁面における平均剪断応力	[N/m ²]

引用文献

- 1) Bates,R.L.,P.L.Fondy and R.R.Corpstein : *Ind.Eng.Chem. Process Design and Develop.*, 2,310-314(1963)
- 2) Hiraoka,S. and R.Ito : *J.Chem.Eng.Japan*, 6,464-467(1973)
- 3) Hiraoka,S.,I.Yamada,K.Mizoguchi and A.Okajima : *Bull. Nagoya Inst.of Tech.*, 29,549-552(1977)
- 4) Hiraoka,S.,I.Yamada and K.Mizoguchi : *J.Chem.Eng.Japan*, 11,487-493(1978)
- 5) Hiraoka,S.,I.Yamada and K.Mizoguchi : *J.Chem.Eng.Japan*, 12,56-62(1979)
- 6) Hiraoka,S.,I.Yamada,A.Sato and K.Sato : *Bull.Nagoya Inst.of Tech.*, 33,279-282(1981)
- 7) Hiraoka,S.,I.Yamada,T.Aragaki,H.Nishiki,A.Sato and T. Takagi : *J.Chem.Eng.Japan*, 21,79-86(1988)
- 8) 平岡節郎 : “化学工学の進歩 22 反応工学” 化学工学会編, 8, 槇書店, 東京, 133(1988)
- 9) Hixson,A.W. and S.J.Baum : *Ind.Eng.Chem.*, 34,194-208 (1942)

- 10) Kaminoyama, M., K. Arai and M. Kamiwano : *J. Chem. Eng. Japan*, 27, 17-24 (1994)
- 11) 上和野満雄, 山本一夫, 永田進治 : 化学工学, 31, 365-372 (1967)
- 12) Kuriyama, M., H. Inomata, K. Arai and S. Saito : *AIChE J*, 28, 385-391 (1982)
- 13) Nagata, S., K. Yamamoto, T. Yokoyama and S. Shiga : *Memoirs Fac. Eng., Kyoto Univ.* : 19, 274-290 (1957)
- 14) Nagata, S. : “*Mixing, Principles and Applications*” Kodansha-A Halsted Press Book (1975)
- 15) Papastefanos, N. and M. Stamatoudis : *Chem. Eng. Res. Des.*, 67, 169-174 (1989)
- 16) Rushton, J. H., E. W. Costich and H. J. Everett : *Chem. Eng. Prog.*, 46, 467-476 (1950)
- 17) Sano, Y., and H. Usui : *J. Chem. Eng. Japan*, 18, 47-52 (1985)
- 18) 笹倉寿介, 加藤悦昌, 山室涉一, 大井信一 : 化学工学論文集, 4, 595-601 (1978)
- 19) 佐藤一省, 井上一郎 : 化学工学論文集, 2, 160-164 (1976)
- 20) Tatterson, G. B. : “*Fluid Mixing and Gas Dispersion in Agitated Tanks*” McGraw-Hill, Inc. (1991)
- 21) White, A. M., E. Brenner, G. A. Phillips and M. S. Morrison : *Trans. Am. Inst. Chem. Engrs.*, 30, 570-596 (1934)

第4章

邪魔板付攪拌槽の所要動力に及ぼす翼 取付位置の影響

4.1 緒言

化学工業においては、低粘度流体を対象とした、いわゆる乱流攪拌操作が今もって非常に多い。乱流攪拌では、槽中央にボルテックスが発生したり、翼領域に固体的回転部が生成して、その外部の領域との混合が阻害されるという問題が生じる。そして、その防止のために邪魔板がよく用いられるが、いわゆるボルテックスブレイカーとしてだけでなく、邪魔板に旋回流を衝突させて乱流を促進し、さらに、2次循環流と呼ばれる上下流を発生させ、混合性能を向上させるのが目的とされている。また、邪魔板付き乱流攪拌では、動力数 N_p は攪拌レイノルズ数の影響を受けず一定値を示す。従って、 N_p に影響を及ぼす因子は、翼と槽そして邪魔板の各形状因子のみであると言える。しかしながら、前述のように、工業的に用いられる装置は、これら3つの形状因子を組み合わせた複雑(見た目では単純そうでも解析する立場で複雑であるということ)な形状を示している。

一方、こうした邪魔板付き攪拌槽の所要動力に関して古くから研究が行なわれているが、平底円筒槽に邪魔板として槽径の 1/10 の

平板を4枚槽全体に挿入させた場合が殆どである。このように、実際用途に比べて研究の方が遅れているという印象がある。そして、次に述べるように、その報告内容が必ずしも一致していないことが大きな問題である。この邪魔板付き乱流攪拌の研究を進めるためには、まずこの問題を解決しておくことが必要不可欠なことと言える。

こうした邪魔板条件での N_p については Rushton ら⁴⁾の著名な報告があるが、その後 Bates ら¹⁾が N_p の値を修正し、以来その報告が標準的なものとして受け入れられている。しかし、それ以降の幾つかの報告を見ると、以下に述べるように、必ずしも Bates らの結果とは一致していないところが見受けられる。即ち、

1) Bates らはパドル翼の N_p 値がタービン翼のそれより 25% 小さいとしているが、佐野-薄井⁵⁾はこれらがほぼ同じ値となると報告している。また、望月-佐藤²⁾のタービン翼と笹倉ら⁶⁾のパドル翼の N_p の測定値はよく一致している (表 4.1)。

2) Bates らはパドル翼の N_p の相関式において、翼高さ b/d に対する指数が羽根枚数 n_p によって変わると報告しているが、佐野-薄井は n_p に関わりなく指数に一定値を与えている (表 4.2)。

このように報告内容が矛盾している理由を調査するため、これらの実験条件を比較し、翼の取付位置が異なっていることに着目した。即ち、Bates らは翼下端と槽底との間隙幅 C を槽径 D の $1/3$ としたのに対し、佐野-薄井、笹倉ら、望月-佐藤はいずれも翼を槽中央に配置している。一方、パドル翼の場合、翼の取付位置によって N_p 値が変化することが竹田ら^{7,8)}、西川ら³⁾により報告されているが、翼の形状に関する定量的な報告は見られず、上記の矛盾点は未だ説明されていない。

本章では、パドルおよびタービン翼に対して、これら研究者が行った実験条件を再現することにより、研究者間の実験結果の矛盾点を解明することを試みた。また、工業的には槽内の液面が上下する場

合が多いことから、翼は槽の下部に取付けられることが多い。よって、翼の取付位置による N_p の変化に対する翼高さ b や羽根枚数 n_p といった翼形状の影響についても詳細な検討を行なう。

表 4.1 既報の N_p データの比較

	Turbine			Paddle		
	b/d			b/d		
$n_p = 6$	1/8	1/5		1/8	1/5	
Bates et al.	3.0	5.0		2.5	4.0	
Mochizuki-Sato	2.9	5.1		-	-	
	n_p			n_p		
$b/d = 1/5$	2	4	8	2	4	8
Sasakura et al.	-	-	-	2.1	3.3	6.0
Mochizuki-Sato	2.1	3.6	5.9	-	-	-

表 4.2 既報の N_p 相関式

Bates et al. $N_p = 24.4(b/d)^{1.25} : n_p = 4$ (T-4.1)
 $N_p = 21.0(b/d) : n_p = 6$ (T-4.2)

Sano-Usui $N_p = 7.3n_p^{0.8}(b/d)^{1.15}$ (T-4.3)
 $= 7.3[n_p^{0.7}(b/d)]^{1.15}$ (T-4.4)*

*本論文で修正された式

4.2 実験装置および実験方法

攪拌槽は主に内径 $D = 17\text{cm}$ の平底円筒槽を使用し、槽壁には槽径 D の $1/10$ の幅をもつ邪魔板を4枚取付けた。攪拌翼には、翼径 $D = 7\text{cm}$ で翼高さ $b = 0.9 \sim 5.6\text{cm}$ 、羽根枚数 $n_p = 2 \sim 8$ の種々のパドル翼および翼径 7cm の標準 Rushton 型タービン翼 ($b/d = 1/5$ 、 $n_p = 6$) を用いた。また、一部で槽径 24cm の平底円筒槽および翼径 $8.5, 10\text{cm}$ のパドル翼も使用した。なお、用いた装置の明細および詳細寸法は次章の表 5.1 ~ 表 5.3 および図 5.1 の通りである。翼の取付位置としては、図 4.1 のように翼中央から液自由表面および槽底までの距離をそれぞれ H_1, H_2 とし、これを種々変えることによる所要動力の変化を測定した。液高さも $H/D = 0.75 \sim 2$ と種々変化させて測定を行った。攪拌液にはイオン交換水を用いた。

実験は、まず攪拌翼を所定の取付位置に設定した後、攪拌槽に攪拌液を入れ、液温を 30°C に保ち攪拌を開始する。回転数を順次変化させ、その時々々の攪拌軸トルクをトルクメーター (MIXING TORQUE METER ST-1000, 佐竹化学機械工業 (株) 製) によって測定し、記録計にて記録した。これより各回転数に対する攪拌所要動力を決定し、得られた所要動力は動力数 N_p として整理する。このとき N_p 値がレイノルズ数に依存しないことを確認した。

4.3 パドル翼の取付位置による動力数の変動

4.3.1 液高さの影響

図 4.2 に翼の取付位置を変えた場合の N_p の変化を示した。竹田ら^{7,8)}や西川³⁾らの報告と同様の変動パターンがみられる。図 4.2(a) は翼中央から液自由表面までの距離 H_1/D を変えた場合の N_p の取付位置依存性を示しているが、自由表面近くで N_p 値が急激に落

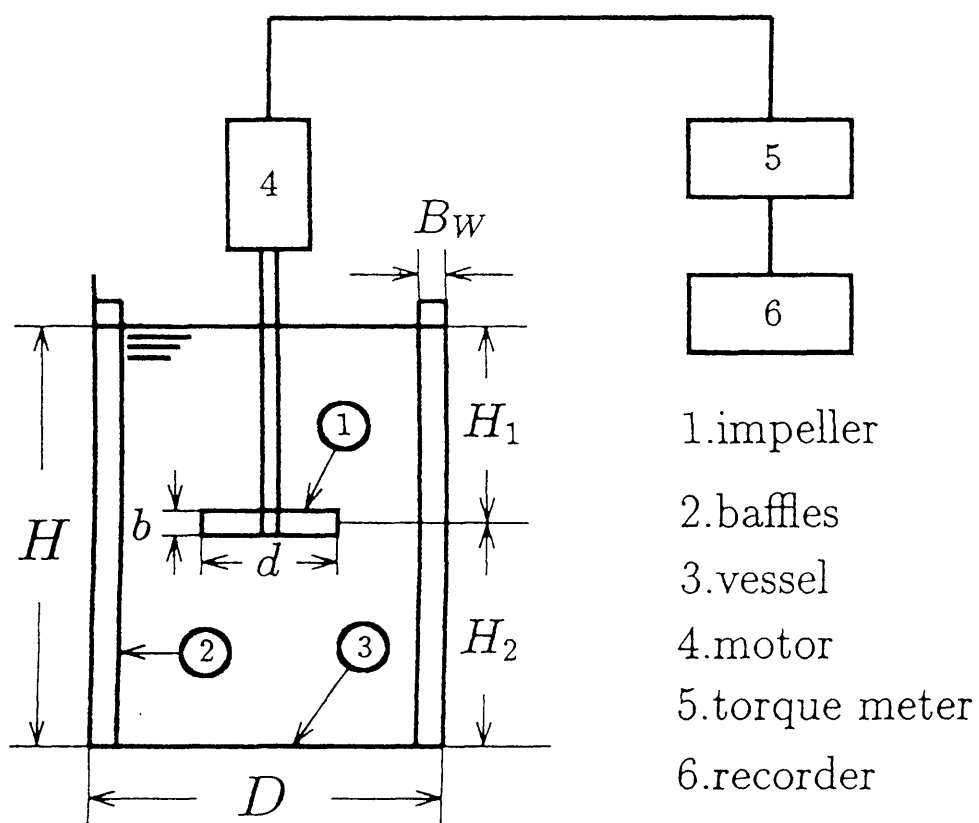


图 4.1 实验装置概略图

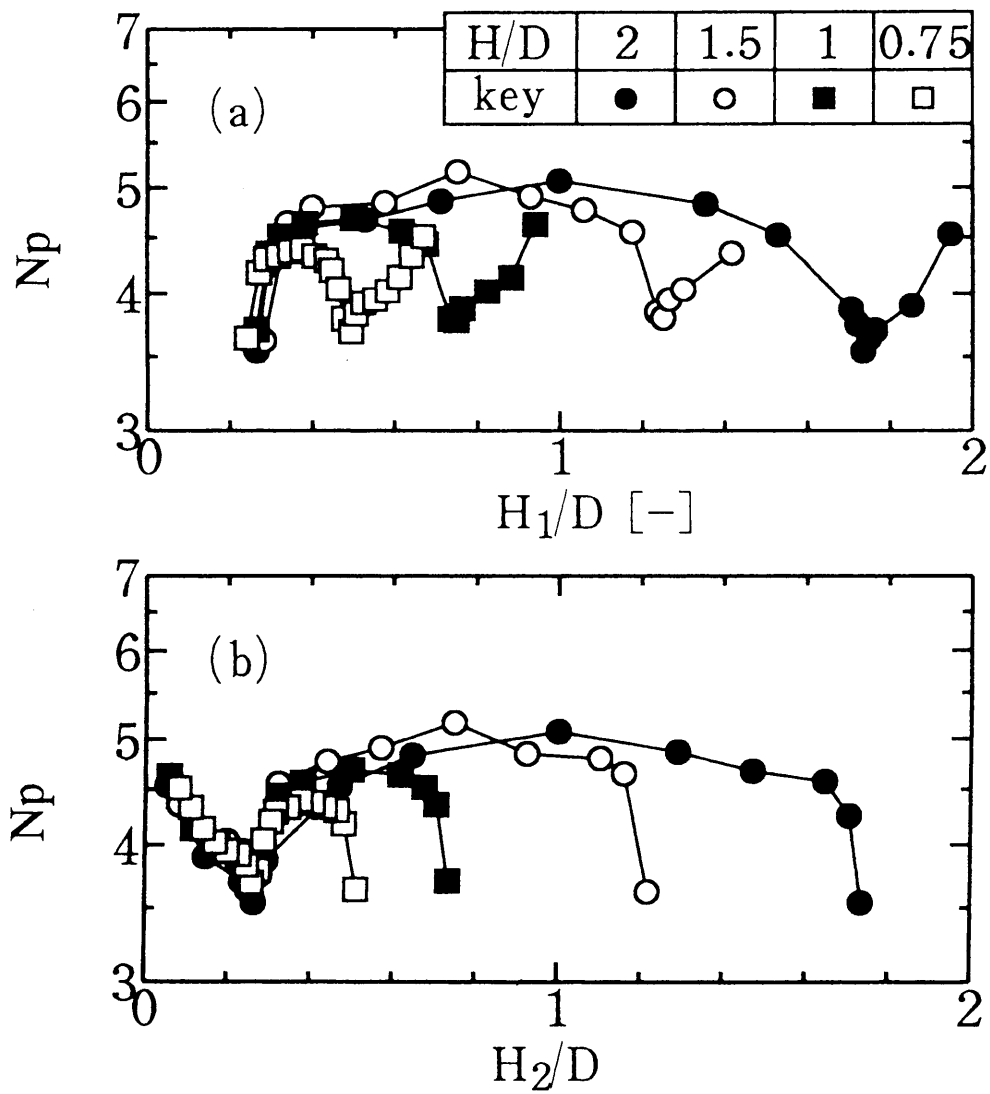


図 4.2 種々の液深さにおける翼取付位置による動力数変化
 ($d/D = 0.41$, $b/d = 0.2$, $n_p = 6$)

ち込んでいく位置は $H_1/D \simeq 0.27$ となり、液高さ H/D に関わらず一定であることが判る。一方、図 4.2(b) は翼中央から槽底までの距離 H_2/D を横軸に取り、 N_p の取付位置依存性を示したものであるが、槽底付近で N_p 値が急激に落ち込み最小値をとる位置も $H_1/D \simeq 0.27$ となり、液高さ H/D に関わらず一定であることが判る。なお、この図には示していないが、液高さを $H/D = 0.5$ と小さくして実験を行なったとき、全体的に低い N_p 値を示した。このことは、槽の中央に翼を配置しても $H_2/D = 0.25$ となり、図 4.2 より N_p 値がまだ H_1/D または H_2/D の影響を受ける範囲に入っているため、全体的に低い N_p 値を示すものと理解される。

西川ら³⁾は、 $H/D \geq 1$ で槽中央に翼を配置すると、 N_p の最大値が得られると報告しているが、図 4.2 の結果によると $H/D = 1$ ではまだ N_p 値が最大値に達していないことが判る。この違いは槽寸法 (西川らは $D = 30\text{cm}$) や d/D (西川らは $d/D = 0.5$) の差異によるものと思われる。本研究では N_p の最大値が液高さに依存しなくなる $H/D = 2$ の槽を主として用い、測定された N_p 値は翼中央から槽底までの距離 H_2/D をパラメータとして整理し、 $H/D = 1$ の槽に対してもその整理法を用いて議論する。

4.3.2 翼高さの影響

図 4.3 に、翼高さ b を変えた場合の翼取付位置による N_p の変動パターンの比較を示した。図より翼高さ b/d が変化しても N_p の変動パターンは相似であることが判る。また、図のように横軸に翼中心から槽底までの距離 H_2/D をとると、 N_p が最小値をとる位置は各翼で一致している。従って、これを翼下端と槽底との間隙幅 C/D でプロットすれば、最小値をとる位置は b/d に依存することとなる。換言すれば、この N_p の変動は液自由表面や槽底面と翼端との間隙幅に影響される現象ではなく、両面と翼中央までの距離に

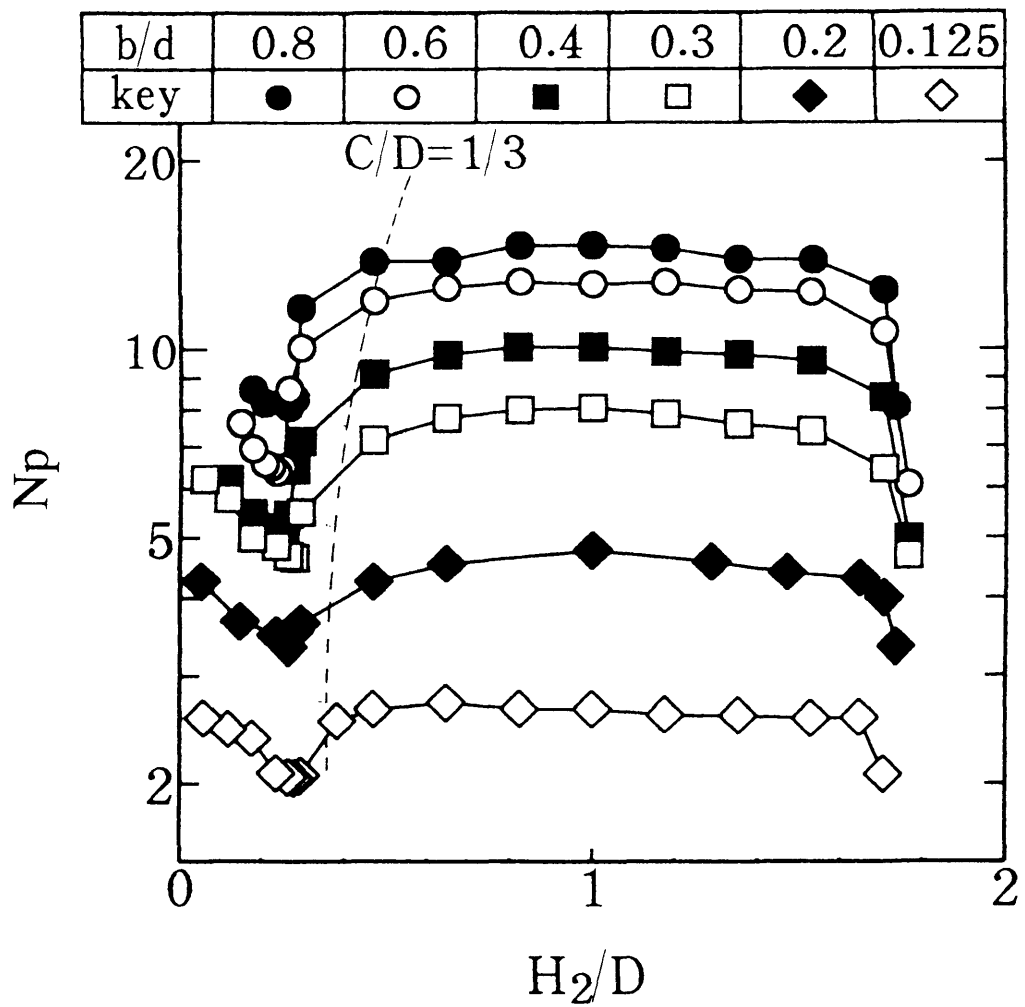


図 4.3 翼取付位置による動力数変化に対する翼高さの影響
 ($d/D = 0.41$, $b/d = 0.2$, $H/D = 2$)

支配される現象と言える。

また、図 4.3 より N_p の最大値と最小値の差は、 b/d の増大と共に増加していることが判る。

4.3.3 羽根枚数の影響

図 4.4 には、羽根枚数 n_p を変えた場合の N_p の変動パターンを示した。 N_p の変動パターンは図 4.3 と同様に n_p によらず相似パターンを示し、また、 N_p の最大値と最小値の差は n_p と共に増加することが判る。

4.3.4 動力数の最大値と最小値の差

図 4.5 には、図 4.3 , 図 4.4 での N_p の最大値と最小値の差を翼を槽中心 ($H_2/H = 0.5$) に設置したときの N_p 値に対してプロットした。図中には、西川らの文献の Figs.2 , 3 より N_{pmin}/N_{pmax} の値を読みとり、一方、Sano-Usui の実験式より $N_{p(H_2/H=0.5)}$ を求め、且つこの値を N_{pmax} に等しいとして求めた結果を同時に示してあるが、両者はよい一致を示し、さらに、最大値と最小値の差は $N_{p(H_2/H=0.5)}$ のほぼ 1.6 乗に比例することが判る。

4.3.5 翼径の影響

翼径と槽径の比 d/D が動力数に及ぼす影響を調べるために翼径を変え、 $d/D = 0.41, 0.50, 0.59$ についても実験を行った。その結果を図 4.6 に示す。これより、3条件とも同様な N_p の変動パターンを示し、横軸に翼から槽底までの距離 H_2 を槽径 D で無次元化した値をとると、 $d/D = 0.59$ の翼は少し小さい H_2/D の位置で最小値を示すが、ほぼ相似な N_p の変動パターンが得られる。一方、横軸に翼径 d で無次元化した翼取付位置 H_2/d をとれば N_p が最

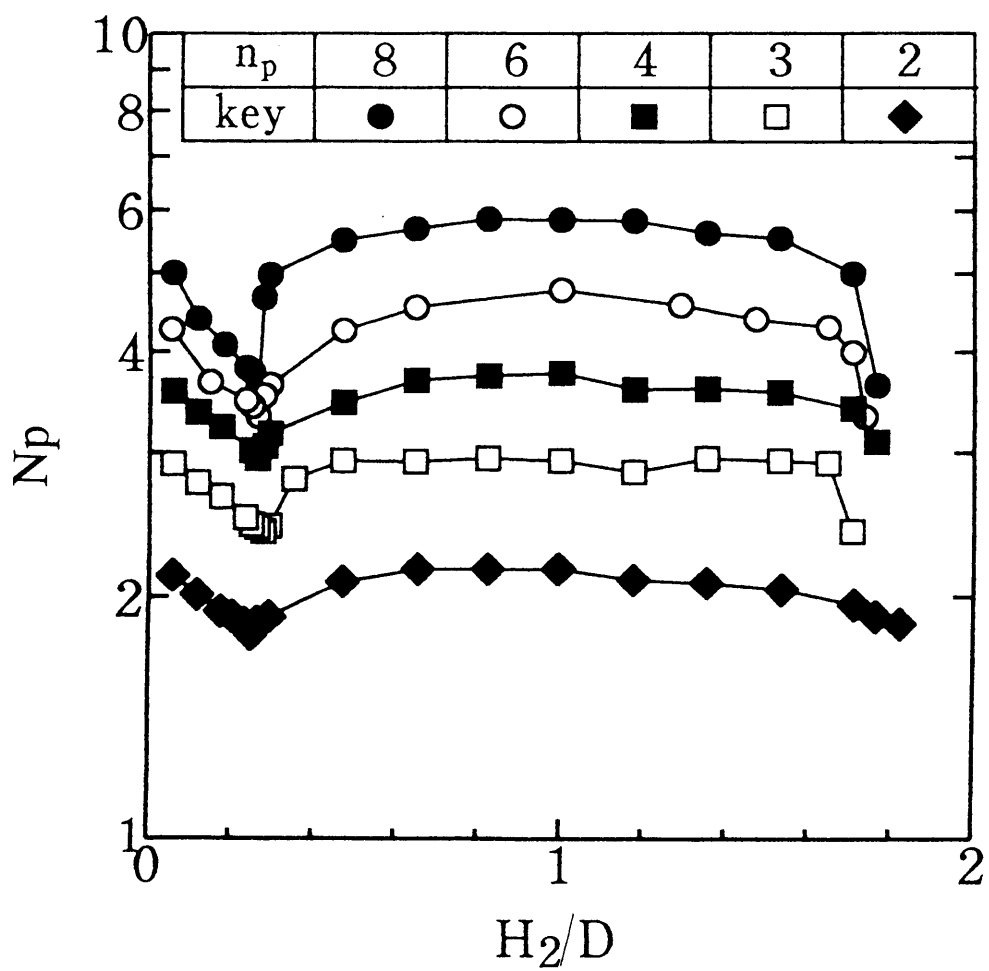


図 4.4 翼取付位置による動力数変化に対する羽根枚数の影響
 ($d/D = 0.41$, $b/d = 0.2$, $H/D = 2$)

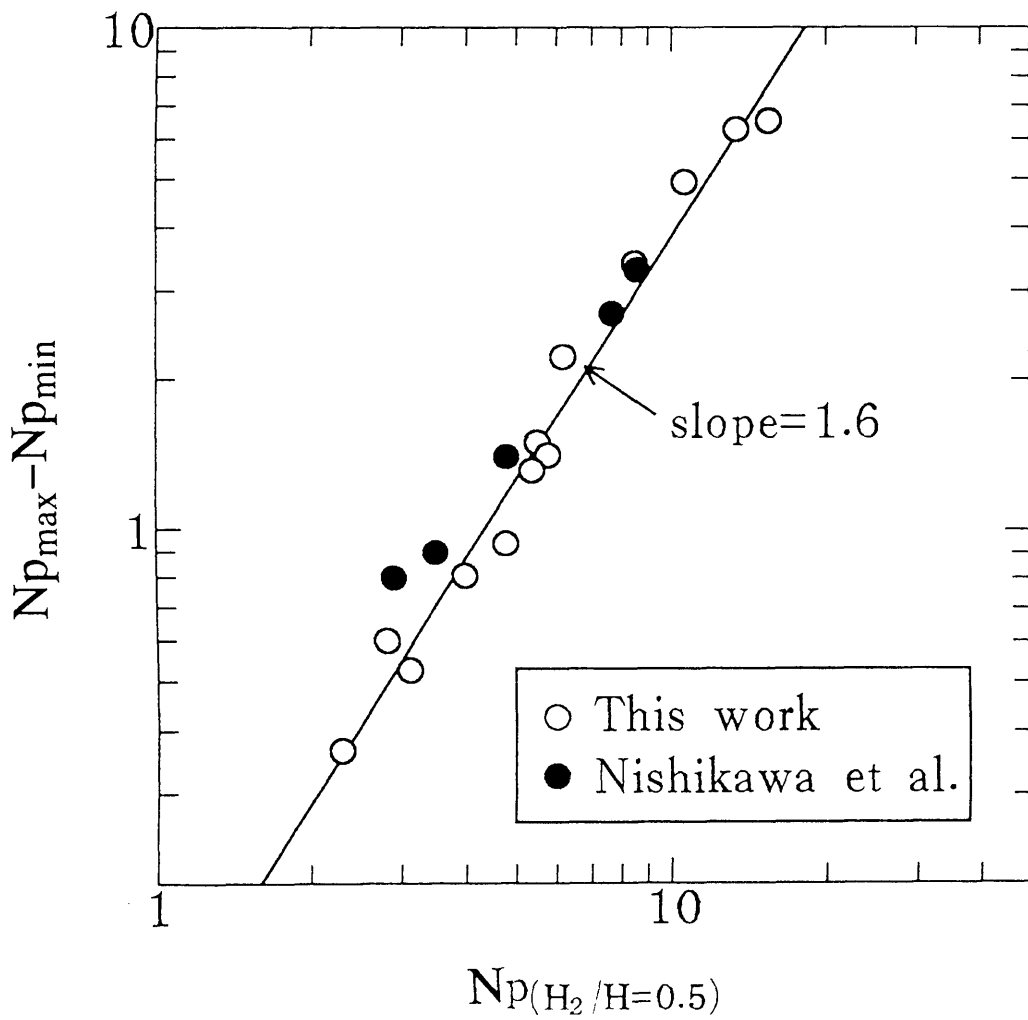


図 4.5 パドル翼の動力数変動量と翼を槽中央に取付けた時の動力数との相関

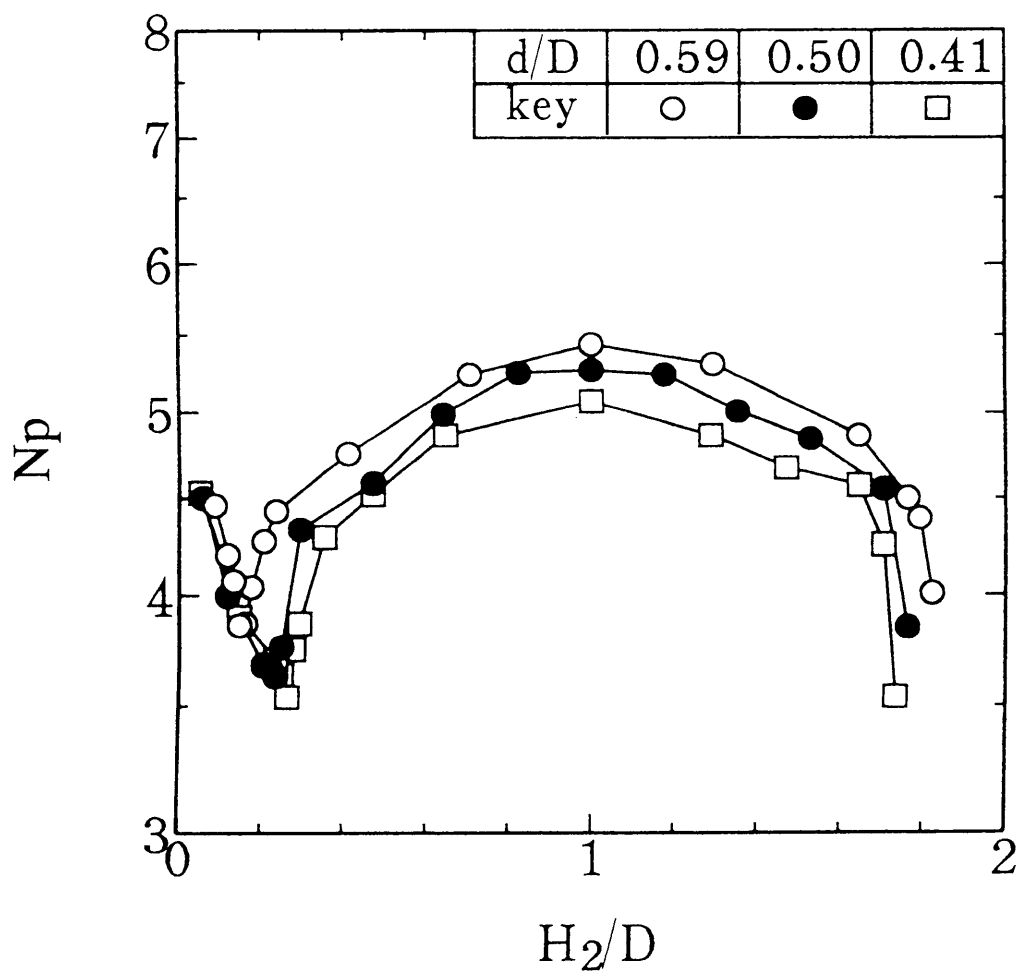


図 4.6 翼取付位置による動力数変化に対する翼径の影響
 ($b/d = 0.2$, $n_p = 6$, $H/D = 2$)

小値をとる位置は d/D によって大きく変り、パターンの相似性がくずれることになる。これより、こうした N_p の変動パターンは翼径ではなく槽径に強く依存していると言える。

4.3.6 パドル翼とタービン翼の比較

タービン翼に対する Bates ら¹⁾の実験結果と本実験結果を比較するため、 $H/D = 1$ の条件で翼の取付位置による N_p の変化をタービン翼に対して測定し、パドル翼の結果と共に図 4.7 に比較プロットした。パドル翼の N_p 値は翼の取付位置によって大きく変化するのに対し、タービン翼の N_p 値は取付位置によらず比較的一様な値を示している。この図より、 $H_2/D = 0.5$ (即ち、 $H/D = 1$ で翼を槽中央に配置した場合) ではパドル翼とタービン翼の N_p 値はほぼ一致しているが、槽底付近に翼が配置された場合には相対的にタービン翼の方が大きな N_p 値をとることを示しており、Bates ら¹⁾の翼配置(翼下端と槽底との間隙幅 $C = D/3$)では、彼らの報告通りタービン翼の方が約 25% 大きいことが再確認された。また、翼を槽中央に取付けたとき表 4.1 に示されるタービン翼に対する望月-佐藤²⁾の N_p 値とパドル翼に対する笹倉ら⁶⁾の N_p 値がよく一致することも確認された。

4.4 翼取付位置の違いによる動力数の変動に関する考察

4.4.1 既報の相関式間での相違に関する考察

図 4.8(a) に Bates ら¹⁾の翼配置における彼らの N_p の実験値と本研究で用いた実験装置による再現実験データを比較プロットした。なお、ここでは本実験で使用した翼に対する翼径と槽径の比を Bates ら¹⁾の実験条件に近づけるため、 $D = 24\text{cm}$ の槽を用いて測定し

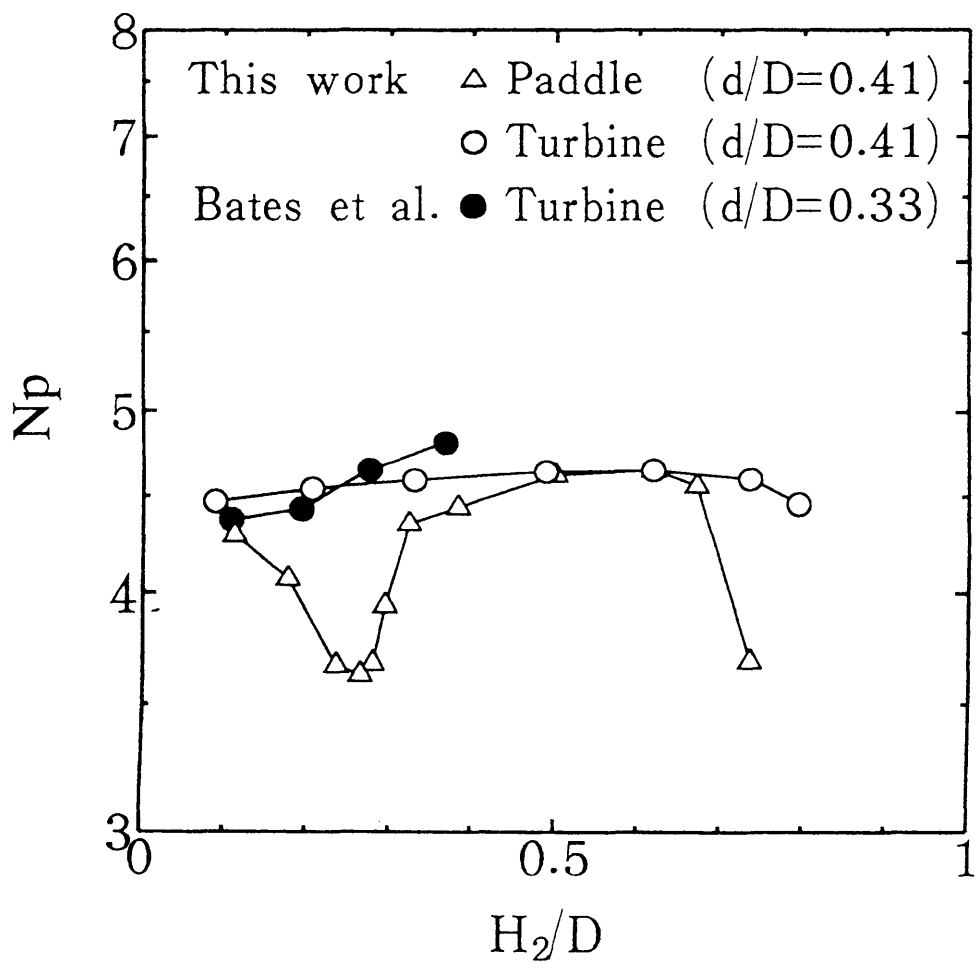


図 4.7 パドル翼とタービン翼の動力数の比較
 ($b/d = 0.2, n_p = 6, H/D = 1$)

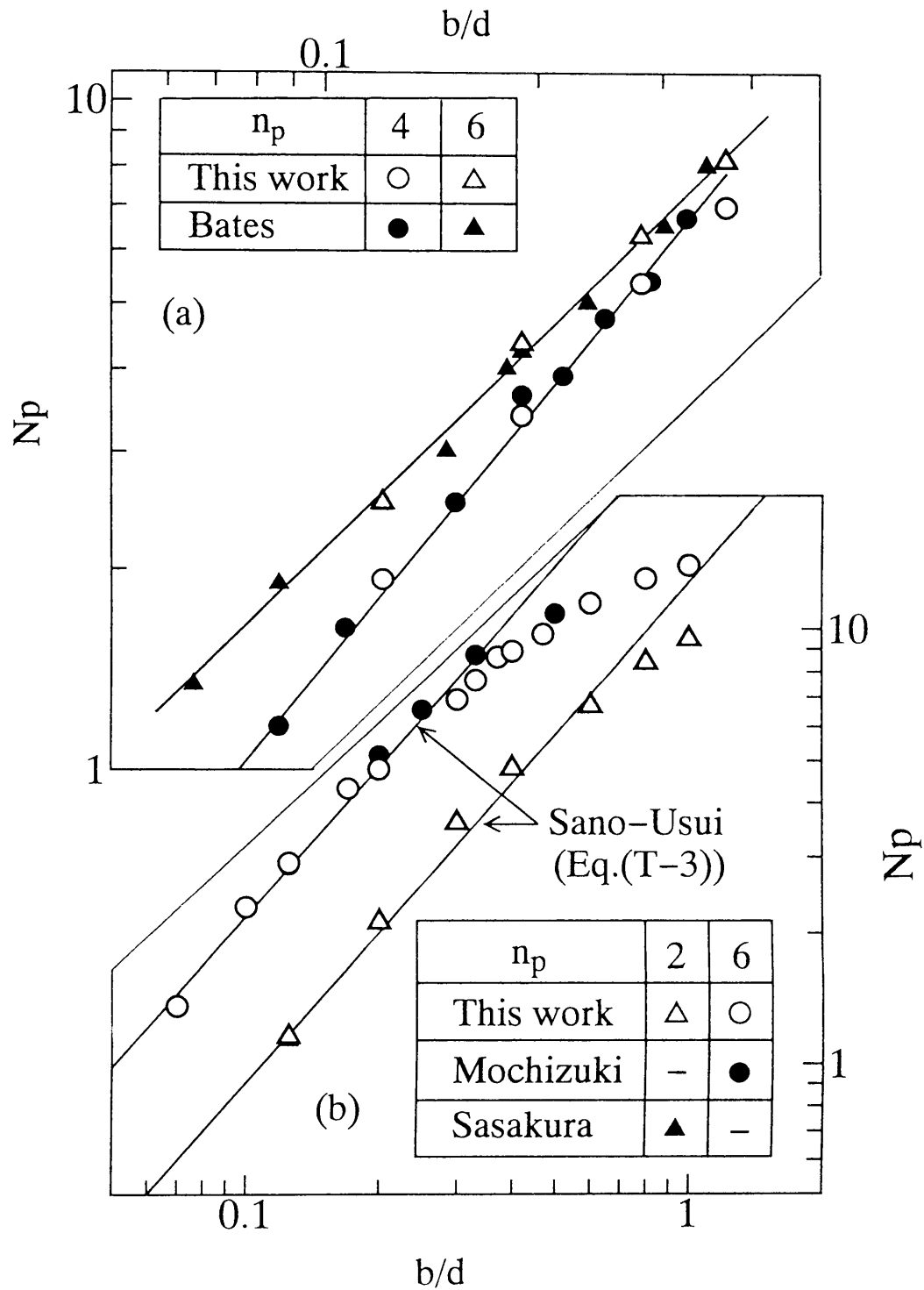


図 4.8 $H/D = 1$ でのパドル翼の動力数への翼高さの影響

(a) 翼取り付け位置を $C/D = 1/3$ とした場合

(b) 翼を槽中央 ($H_2/D = 1/2$) に取付けた場合

た。本実験は傾向的には Bates ら¹⁾の結果を十分再現していることが判る。一方、図 4.8(b) には翼を槽中央に配置したときの実験結果を望月-佐藤²⁾、笹倉ら⁶⁾のデータおよび佐野-薄井⁵⁾らの相関式と共に示したが、研究者間に差異はなく、ある b/d の範囲に於ては羽根枚数 n_p に関わらず一定の傾きを示していることが判る。このように、Bates ら¹⁾と佐野-薄井⁵⁾の報告における b/d の指数に対する相違は、翼の取付位置の違いに基づくものであることが示された。

さらに、Bates ら¹⁾の N_p の相関式における b/d の指数が n_p によって異なる理由は以下のように説明できる。図 4.3 より、 b/d がいずれの場合でも、 $H_2/D \simeq 0.27$ の位置で N_p 値は最小値を示しているが、Bates ら¹⁾のように $C/D = 1/3$ の位置に翼を配置した場合には、翼高さ b が大きくなるに従って N_p 値が最小値付近から最大値へと変化してゆくことが判る (図 4.3 中の点線)。つまり、図 4.8(a) 中の N_p 値は、 b/d の影響と共に、翼の取付位置の影響も大きく受けていることになる。そして図 4.4 のように N_p の最大値と最小値の差が n_p の影響を受けるために、 n_p の異なる翼では b/d に対する見掛けの指数 (翼の取付位置の影響を含む) が異なった値となったものと考えられる。

4.4.2 翼を槽中央に取付けた場合の動力相関

上記の考察から、翼を槽中央に取付けた場合の動力数 $N_{p(H_2/H=0.5)}$ の相関を試みたのが図 4.9 である。この図の横軸に示された相関パラメータ $n_p^{0.7}(b/d)$ については次章で詳しく考察するが、ここでは、まず佐野-薄井⁵⁾の N_p の相関式について本測定データと比較する。佐野-薄井の相関式は (T-4.3) 式に示したように、 n_p の 0.8 乗と b/d の 1.15 乗に比例すると報告されているが (論文ではパドル翼に対し、 b/D の 1.15 乗と d/D の -1.15 乗に比例すると報告されている) これを本相関パラメータの形に整理すると、(T-4.4) 式のよう

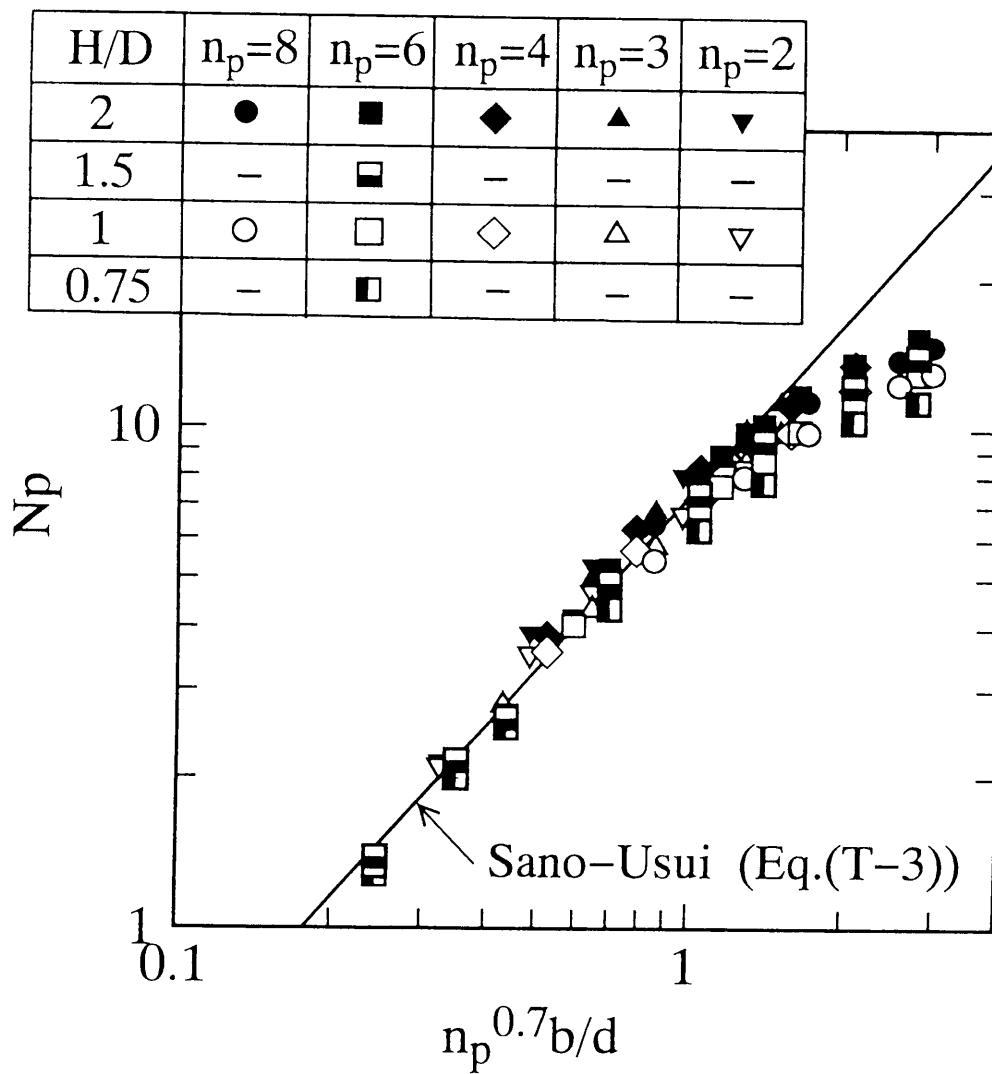


図 4.9 パドル翼を槽中央に取付けた場合の動力数相関

になる。こうして佐野－薄井の相関式は、本相関パラメータの 1.15 乗に比例していることになり、図 4.9 の実線のように翼高さの小さな翼に対して実験結果を良好に相関出来ることが判る。

次に、 $n_p^{0.7}(b/d)$ の値の比較的小さい領域では、液高さによらず $N_{p(H_2/H=0.5)}$ は良好に相関されているが、 $n_p^{0.7}(b/d)$ の大きな領域で液高さの影響が現れることが判る。液高さの影響については前述のように図 4.2 によって示されているが、ここでは $n_p^{0.7}(b/d)$ の値の大小によってその影響の程度が変化することが示されたことになる。即ち、羽根枚数が少なく翼高さの小さい翼では低い液高さで N_p の最大値が得られるが、翼高さが大きく羽根枚数の多いものは液高さを高くしないと N_p の最大値は得られないことになる。

4.5 動力変化とフローパターン

翼取付位置による N_p の変化について、竹田ら^{7,8)}はフローパターンの変化によるものと予測している。即ち、動力が低下したところでは軸方向流となっており、翼がさらに槽底に近づくと再び半径方向流となるために動力が上昇するとしている。本研究でも、槽内のフローパターンを粒子追跡法で観察したところ、竹田ら^{7,8)}の報告と同様のフローパターンの変化を確認した。

ここで、このようなフローパターンの変化がなぜ起きるのが問題の焦点となるが、このことに関しては未だ明確な見解は得られていない。しかしながら、前章の結果から興味深い次の 4 つの事実が得られた。

(1) まず、 N_p が極小値をとる位置は、翼下端と槽底との間隙幅 C/D ではなく、翼中央から槽底までの距離 H_2/D によって支配されている (図 4.3) と云うことである。もし、パドル翼を槽底に近づけた場合に動力が上昇する原因がその間隙の摩擦抵抗等によるもの

とすれば、 N_p の変化は C/D に支配されることになり実験事実
に反する。このことは、動力変動がフローパターンの変化によるもの
であることを裏付けているものと理解される。また、タービン翼は
ディスクが存在するため、翼の取付位置に関わらず常に安定した2
次循環流が生成し、安定した動力特性が得られることも以上の考察
から説明できる。但し、タービン翼を槽底に近づけた場合に動力が
若干低下するのは、Bates ら¹⁾が考察しているように、ディスクと槽
底が近づくと翼への液の吸入量が不足しディスク下部の2次循環流
が低下するためであると考えられる。

(2) 次に、 N_p 値が大きく変動する位置は、液深 H/D が変わっ
ても変化しない(図4.2)ことである。これは、パドル翼の場合、上
下双方の2次循環流が発達するのに最低 H_1/D (又は H_2/D) = 1/3
の距離が必要であり、これ以下では片方の2次循環流が不足するた
めに、見掛け上、軸方向流になると解釈出来る。もし、単に上下の2
次循環流のアンバランスによるものであれば、液深が変わると N_p
が最小値をとる位置 H_1/D (又は H_2/D) は変化しなければならず、
本実験結果と矛盾する。

(3) さらに、 N_p 値が大きく変動する位置は、翼条件が変わっても
変化しないことである。このことは、翼高さ b/d を変えた場合(図
4.3)、羽根枚数を変えた場合(図4.4)、そして翼径 d/D を変えた
場合(図4.6) いずれにも当てはまる。これは、翼条件が変化しても
2次循環流のフローパターンはほぼ同じであることから、上下双方
の2次循環流が発達するのに必要な距離 H_1/D (または H_2/D) =
1/3 は翼条件によらないものと解釈できる。特に翼径 d/D を変え
た場合の N_p の変動位置に対する支配因子が H_1/d (または H_2/d)
ではなく H_1/D (または H_2/D) であることは、以上の考えを支持
する結果である。

(4) 最後に、 N_p の変動量、即ち、 N_p の最大値と最小値の差

は、図 4.3 , 図 4.4 のように翼条件によって変化しており、さらに、 $N_{p_{max}}$ 値が大きい程その差が大きくなるという関係 (図 4.5) が得られることである。この事実は、邪魔板条件下での攪拌所要動力の大部分が 2 次循環流生成のために消費され、大きな N_p 値を示す翼程その 2 次循環流の強度が高くなり、フローパターンの変化に伴って、大きな N_p の変動量が生じるものと理解出来る。

4.6 結言

邪魔板付き攪拌槽の所要動力に関する他の研究者の既報の文献の整理から、タービン翼とパドル翼の動力数の相違や、パドル翼の動力相関式における翼高さや翼径の比に対する指数の相違を指摘した。さらに、これらの報告の実験条件の詳細な調査・検討から、このような相違を生じた原因が、翼取付位置による動力数の変化に基づくものであることを明らかにした。また、翼取付位置によって動力数が大きく変動する原因がフローパターンの変化に対応していることを、その観察により確認した。

次に、種々の翼取付位置に対する動力数の変動および変動量を比較した結果、動力数の変動は、液高さや翼形状によらず、翼中心から槽底や自由表面までの距離を槽径で除した無次元変数によって支配されていること、また、動力数の変動量は翼を槽中央に取付けた場合の動力数と関係づけられることが明らかとなった。

使用記号

B_w	= 邪魔板幅	[m]
b	= 攪拌翼高さ	[m]
C	= 攪拌槽底面と攪拌翼下端とのクリアランス	[m]
d	= 攪拌翼径	[m]
D	= 攪拌槽内径	[m]
H	= 攪拌槽内液高さ	[m]
H_1	= 攪拌槽内液自由表面と翼板中央部分との距離	[m]
H_2	= 攪拌槽底面と翼板中央部分との距離	[m]
N	= 翼回転数	[s ⁻¹]
Np	= 動力数 (= $P/\rho N^3 d^5$)	[-]
$Np_{(H_2/H=0.5)}$	= 翼を液深さの中央部分に取付けた時の動力数	[-]
n_p	= 羽根枚数	[-]
P	= 攪拌所要動力	[W]
ρ	= 密度	[kg/m ³]

引用文献

- 1) Bates,R.L.,P.L.Fondy and R.R.Corpstein : *Ind.Eng.Chem. Process Design and Develop.*, 2,310-314(1963)
- 2) 望月雅文, 佐藤一雄 : 化学工学論文集, 10,49-55(1984)
- 3) 西川正史, 橋本憲明, 藤枝繁雄, 橋本健治 : 化学工学論文集, 5, 59-64(1979)
- 4) Rushton,J.H.,E.W.Costich and H.J.Everett : *Chem.Eng. Prog.*, 46,394 ; 46,467-476(1950)
- 5) Sano,Y., and H.Usui : *J.Chem.Eng.Japan*, 18,47-52(1985)
- 6) 笹倉寿介, 加藤悦昌, 山室涉一, 大井信一 : 化学工学論文集, 4, 595-601(1978)
- 7) 竹田邦彦, 星野照彦, 清水克夫, 西畑隆男 : 化学工学, 32, 369-375(1968)
- 8) 竹田邦彦, 星野照彦, 田口英昭, 藤井武 : 化学工学, 32, 376-381 (1968)

第5章

乱流攪拌槽の所要動力に及ぼす翼および邪魔板条件の影響

5.1 緒言

前章において、邪魔板条件下での乱流攪拌所要動力に対する既報の結果の相互に異なる理由が、翼の取付け位置の違いによるものであることを明らかにした。そして、パドル翼を槽中央に配置した場合は安定な放射流(2次循環流)が得られ、タービン翼と同じ動力数となることも示された。本章では、こうした放射流翼の特性を明らかにする目的で、パドル翼を用い、これを槽中央に配置した場合の動力数の変化について検討する。

また、前章では、厚さが槽径の $1/10$ で4枚の邪魔板条件(以降、これを標準邪魔板条件と呼ぶ)を用いて議論を行ってきた。これは、研究の分野では従来からよく用いられた条件であった。しかしながら、このような強い邪魔板条件では、邪魔板なしの場合に比べて著しく攪拌所要動力が大きいことが知られている。さらに、邪魔板条件を強化するに従って、動力が上昇する割には吐出流量は増えず、混合時間を基準にとると、このように強い邪魔板条件はエネルギー効率が低いことも指摘されている(佐野-薄井¹⁰⁾)。

また、用いられる邪魔板形状は、一般に研究が行われている平板

以外に、加熱冷却性能を兼ねた横型あるいは縦型コイルが用いられ
たり、汎用装置として攪拌槽一体型で購入する場合にはフィンガー
バッフルやフィンバッフルのような特種形状のものが用いられる。
このように工業的に、特に汎用型の攪拌槽を設置する場合には、平
板の邪魔板が用いられることは意外に少なく、また、比較的緩い邪
魔板条件が選ばれていると言える。

しかしながら、これまでの邪魔板条件に関する研究は、特殊形状
のものはもちろんのこと、基本的な平板を用いた場合についても意
外に少なく、古く Bates ら¹⁾、竹田ら¹³⁾、永田⁷⁾、西川ら⁸⁾ の研究が
みられる程度である。このなかで、永田⁷⁾や西川ら⁸⁾によって邪魔板
条件に関する動力数の実験式が報告されてはいるが、それぞれ1種
類の翼を用いたデータに基づいており、翼条件と邪魔板条件の相互
関係については評価されていない。一方で、翼の形状が変わると動
力数と邪魔板条件の関係が変化することも示されており(岡本⁹⁾)、
翼条件と邪魔板条件は互いに密接な関係を持っているものと推察さ
れる。従って、広範な翼条件、邪魔板条件に関して適用し得る所要
動力の相関式が望まれる。

本章では、無次元翼高さ b/d 、翼径と槽径の比 d/D 、羽根枚数
 n_p の異なる種々のパドル翼を用いて邪魔板条件を種々に変えたとき
の動力数 N_p の変化を測定した。そして、翼条件と邪魔板条件の相
互作用に関する理論的考察を加えながら、邪魔板条件下での N_p に
関する相関式の導出を試みた。ここでは、工業的用途として重要な
緩い邪魔板条件に焦点を当てて議論を進める。次に、邪魔板条件を
強化した場合に動力数が飽和する、いわゆる完全邪魔板条件にも言
及する。永田⁷⁾はこの完全邪魔板条件を定義しているが、先に述べ
たように一種類の翼しか用いていない。そこで、本章では完全邪魔
板条件と翼条件との関わりについても考察する。また、永田⁷⁾は完
全邪魔板条件を超えると再び動力数が低下すると報告しているが、

一方で佐野－薄井¹⁰⁾はこの完全邪魔板条件を超えた場合でも一定の動力数となるデータを示している。こうした報告値の食い違いにも言及する。

5.2 実験装置および実験方法

使用した攪拌槽の詳細寸法は表 5.1 に、パドル翼については表 5.2 に、邪魔板の寸法は表 5.3 にそれぞれ示した。攪拌槽は主にパイレックスガラス製のものを用いたが、内径 $D = 565\text{cm}$ の槽にはステンレス製のドラム缶を使用した。パドル翼および邪魔板はステンレス (SUS 304) 製のものを用いた。ここで、パドル翼のエッジが丸みを帯びていると 1～2 割低い動力数を与えることが判ったので、エッジ部分の仕上げに注意して製作した。邪魔板は上下の支持リングへボルトで固定したものを攪拌槽へ挿入して取付けた。その邪魔板ユニットの製作図の一例 (槽径 $D = 17\text{cm}$ 用のもの) を図 5.1 に示す。このうち上部支持リングは水面上に出すと共に、下部リングは槽底に密着させ下部リングが動力へ及ぼす影響は無視し得ることをあらかじめ確認した。邪魔板は等間隔に配置し、壁面とのクリアランスは $0.01D$ 程度になるよう調整した。なお、このクリアランスが $0.02D$ に至るまで動力数へ殆ど影響しないことはあらかじめ確認した。本実験では、主に液高さ $H/D = 1$ とし、翼はその中央に配置した。

実験方法については前章と同様であるが、各邪魔板条件下での動力測定を行う場合、一定の攪拌回転数で行い、同一のレイノルズ数条件での動力数を直接比較出来るよう配慮した。邪魔板なしや、極めて緩い邪魔板条件下での動力数は攪拌回転数 (レイノルズ数) の影響を受けるが、例えば翼径 $D = 10\text{cm}$ の翼では $2.00, 2.33, 2.67\text{s}^{-1}$ というように 3 点で測定し、その平均値を代表値として用いた。なお、

表 5.1 使用した槽の寸法

D [mm]	H [mm]	材質
170	200	pyrex glass
170	400	pyrex glass
240	300	pyrex glass
240	550	pyrex glass
360	400	pyrex glass
565	800	stainless steel

翼径 $D = 15\text{cm}$ 以下のものは佐竹化学機械工業 (株) 製トルクメーター MIXING TORQUE METER ST-1000 を用い、それ以上の翼径のものについては同社製サタケ D 形トップミキサー 570-DOS-0.4SI を用いた。これらの機種の使用範囲を考慮し、前者のトルクメーターを用いた場合、攪拌レイノルズ数 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 3.0 \times 10^4$ の範囲で、そして後者を用いた場合、 $Re = 5.0 \times 10^4 \sim 1.5 \times 10^5$ の範囲で測定を行った。

5.3 動力数と翼条件の関係

5.3.1 標準邪魔板条件での翼条件パラメータによる動力相関

前章では、測定した実験値や過去の報告データを整理し、 $n_p^{0.7}(b/d)$ のパラメータを用いて相関した。本章では、まずこの翼条件パラメータの適用範囲を調査するために、翼高さや羽根枚数を広範囲に変化させて動力数 N_p を測定した。その結果を図 5.2 に示す。ここで、攪拌槽径 $D = 17\text{cm}$ 、翼径 $d = 7\text{cm}$ とし、羽根枚数 $n_p = 2, 4, 6, 8$ に対して種々の翼高さの翼を使用し、邪魔板幅 $B_w/D = 0.10$ 、邪魔板枚数 $n_b = 4$ の標準邪魔板条件下で測定した。ここで用いられた邪魔板条件は永田⁷⁾が報告している完全邪魔板条件 ($n_b(B_w/D)^{1.2} = 0.35$)

表 5.2 使用した翼の寸法

d [mm]	n_p	b/d
7.0	2	0.13 ~ 1.00
7.0	3	0.20 ~ 0.60
7.0	4	0.13 ~ 1.00
7.0	6	0.07 ~ 0.80
7.0	8	0.13 ~ 0.70
8.5	6	0.20
10.0	2	0.10 ~ 1.00
10.0	4	0.10 ~ 1.00
10.0	6	0.10 ~ 1.00
10.0	8	0.10 ~ 0.60
12.0	6	0.20
15.0	2	0.20
15.0	3	0.20
15.0	4	0.20
15.0	6	0.07 ~ 0.60
15.0	8	0.20
18.0	6	0.10 ~ 0.60
22.5	6	0.07 ~ 0.60
28.0	6	0.20
34.0	6	0.20

表 5.3 使用した邪魔板の寸法

B_w [mm]	高さ [mm]	n_b	B_w/D			
			($D = 170$)	($D = 240$)	($D = 360$)	($D = 565$)
11.0	400	8	0.065	0.046	0.031	—
14.0	400	8	0.082	—	—	—
15.0	500	4	—	0.063	0.042	—
16.0	400	8	0.094	—	—	—
17.0	400	4	0.100	0.071	—	—
19.0	500	4	—	0.079	0.053	—
20.0	360	4	0.118	0.083	—	—
22.0	400	4	—	0.092	—	—
24.0	500	4	—	0.100	0.067	—
25.0	360	4	—	—	—	—
27.0	260	4	—	0.113	—	—
28.0	500	4	—	0.117	0.078	—
29.0	400	4	—	0.121	—	—
32.0	500	4	—	0.133	0.089	—
36.0	500	4	—	0.150	0.100	—
40.0	500	4	—	—	0.111	—
42.5	500	4	—	—	0.118	—
45.0	850	4	—	—	—	0.080
50.0	850	4	—	—	—	0.089
56.0	850	4	—	—	—	0.099
67.0	850	4	—	—	—	0.119
74.0	850	4	—	—	—	0.131
80.0	850	4	—	—	—	0.142

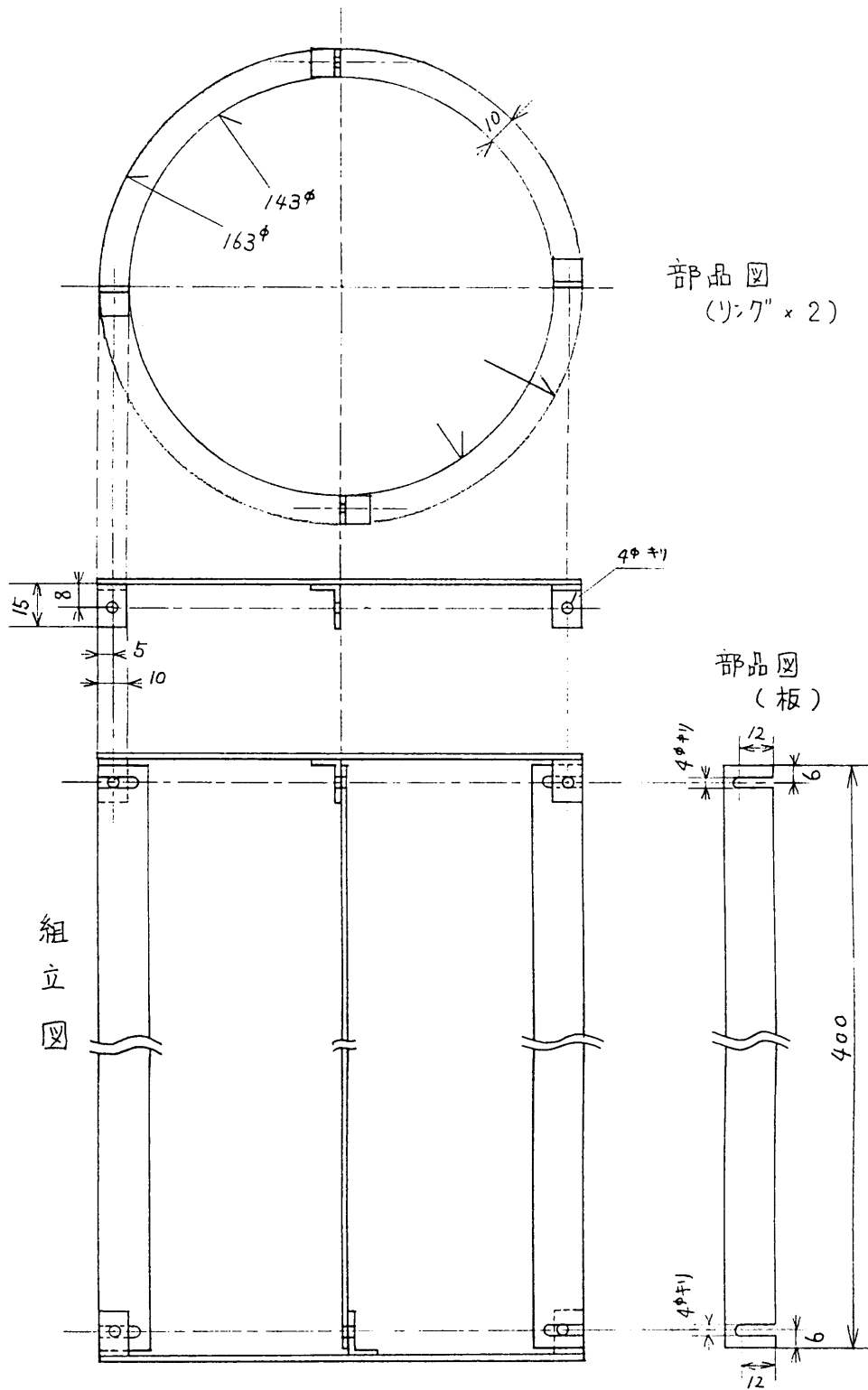


図 5.1 邪魔板ユニット詳細図 ($D = 17\text{cm}$ 用)

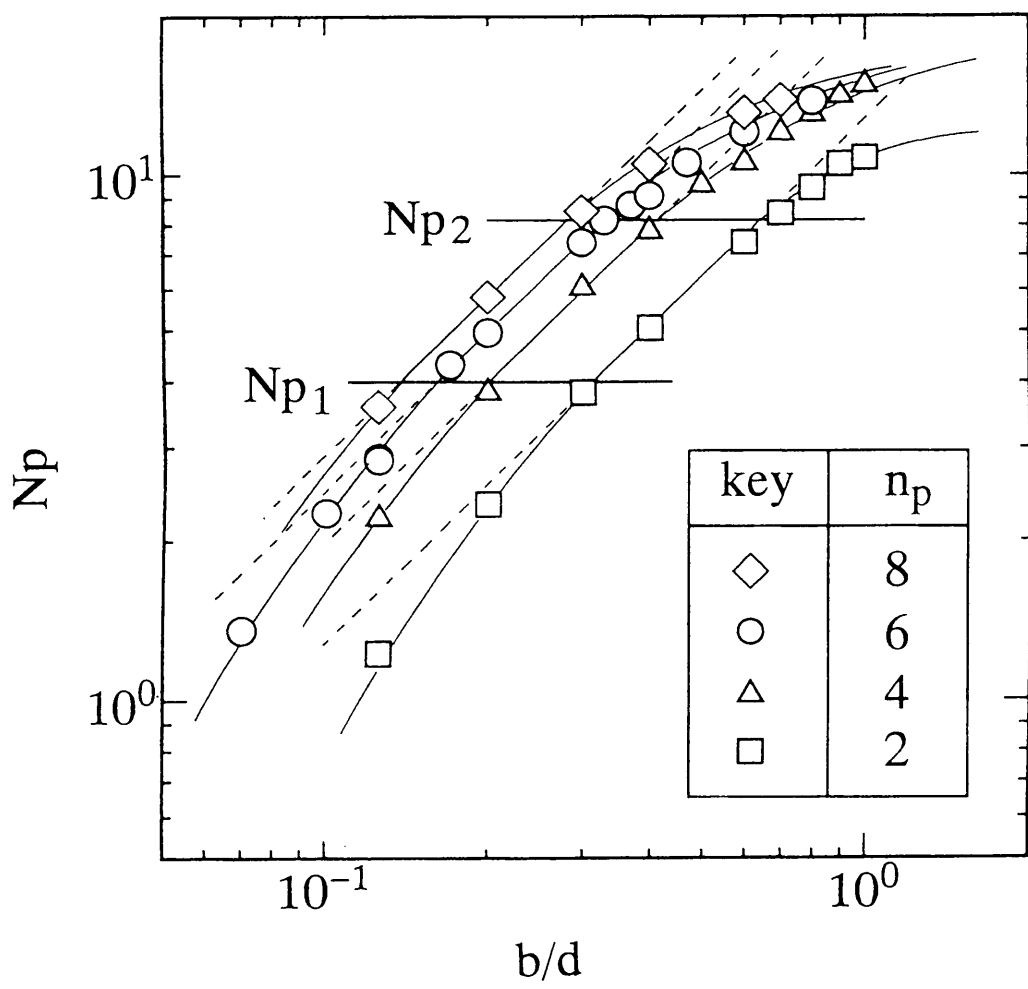


図 5.2 標準邪魔板条件下での動力数へ及ぼす翼高さの影響
 ($D = 170\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.41$, $B_w/D = 0.1$, $n_b = 4$)

と報告。 $n_b = 4$ の下では $B_w/D = 0.13$ の邪魔板幅が、この条件に相当する)には達していないが、過去多くの研究がこの条件を採用しているため本研究でもこれを標準邪魔板条件とした。

図 5.2 より、まず N_p と b/d は単純な指数関係でないことが判る。即ち、勾配が1である b/d の中間領域が存在すると共に、それより b/d の大きい領域と小さい領域では、 N_p が小さい値にシフトしている。この関係は n_p の異なる翼についても同じであり、かつ両屈曲点における動力数 (N_{p1} 、 N_{p2}) もほぼ一致している。一方、 N_p を羽根枚数 n_p に対してプロットすると、図 5.3 のように見かけの指数が b/d と共に変化する。なお、この図には同じ邪魔板条件下でタービン翼を用いた望月-佐藤⁵⁾のデータもあわせてプロットした。このように b/d 毎に勾配が変化するのとは、図 5.2 で示されたように、 N_p と b/d が単純な指数関係でないためであることは明らかである。

また、図 5.2 において、各 n_p に対し N_p と b/d の関係はほぼ相似形状であると見做せること、即ち、各 n_p の結果を左右に平行移動すると各線が一致することから、 N_p は b/d とは独立に n_p の項で補正されることが判る。そこで、勾配が1となる b/d の領域に着目して n_p による補正項を求めると $n_p^{0.7}(b/d)$ という相関パラメータを得る。かくして、前章の図 4.9 に示されるように測定した羽根枚数 n_p と翼高さ b/d の全範囲に亘って本パラメーターが有効であることが判った。

5.3.2 邪魔板条件を変えた場合の動力数と翼条件の関係

次に、邪魔板条件を変えた場合の N_p と翼条件の関係を比較する。 $D = 24\text{cm}$ の槽、 $d = 10\text{cm}$ 、 $n_p = 6$ の翼を用い、邪魔板条件を変えた場合の N_p と b/d の関係を図 5.4 に示す。ここで、邪魔板条件は邪魔板なしから永田⁷⁾の完全邪魔板条件を超えたところまで幅広

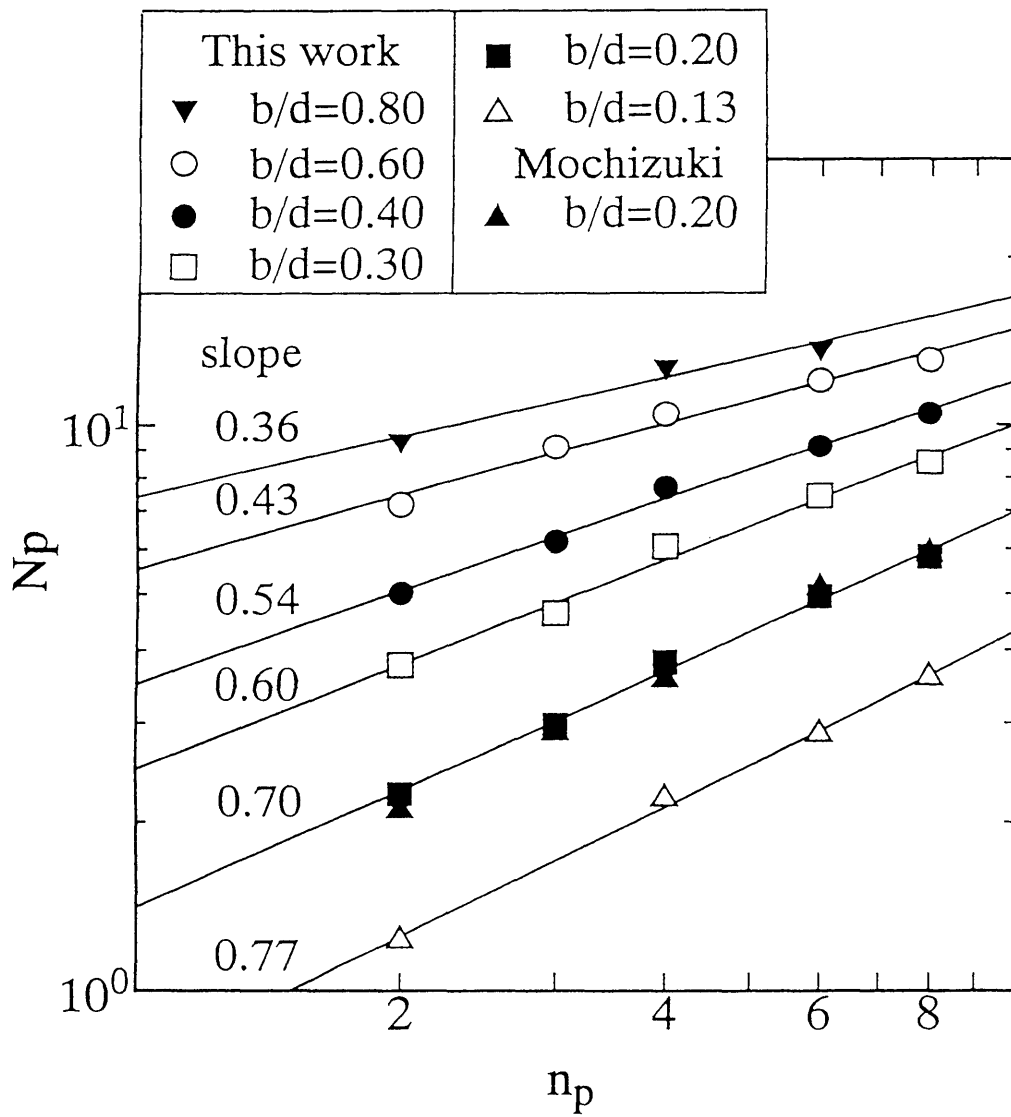


図 5.3 標準邪魔板条件下での動力数へ及ぼす羽根枚数の影響
 ($D = 170\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.41$, $B_w/D = 0.1$, $n_b = 4$)

key	B _w /D	n _b	key	B _w /D	n _b
◇	0.15	4	◆	0.10	2
□	0.13	4	■	0.063	2
△	0.10	4	▲	0.063	1
○	0.083	4	●	—	0

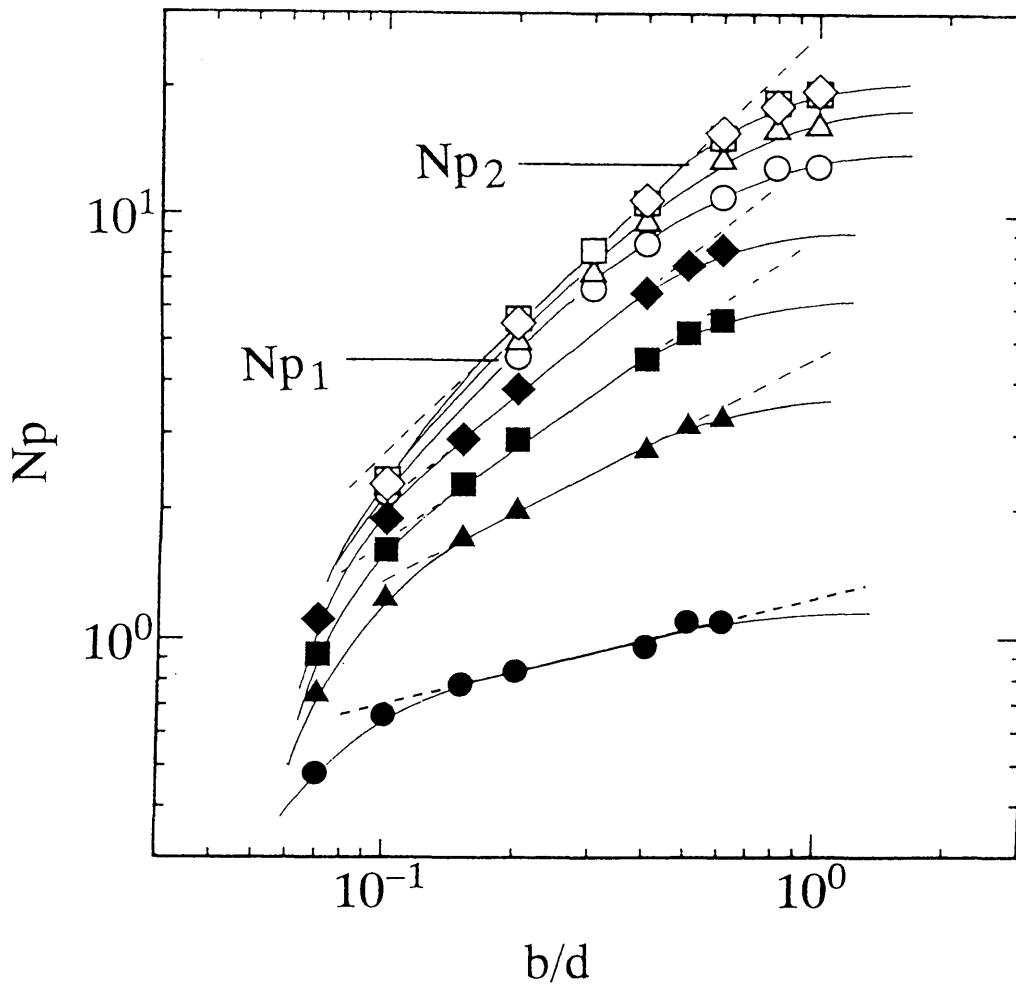


図 5.4 種々の邪魔板条件下での動力数へ及ぼす翼高さの影響
 ($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.42$, $n_p = 6$,
 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 2.7 \times 10^4$)

く変え、各 b/d 領域で N_p が一定値 (即ち $N_{p_{max}}$) に達するまで邪魔板条件を順次強化させた。なお、本研究では邪魔板の枚数は最大 $n_b = 4$ とし、強い邪魔板条件は、邪魔板幅 B_w を大きくすることで対応した。この結果、 $B_w/D =$ が 0.12 を超えると動力が周期的に低下する現象が認められたが、本実験では低下する部分は無視し高動力側を測定値とした。

図 5.4 より、まず、 N_p と b/d の関係は邪魔板条件によって変化していることが判る。即ち、図 5.2 のような完全邪魔板条件に近いときの N_p では b/d の中間領域でその勾配はほぼ 1 であったのに対し、図 5.4 の邪魔板なしの動力数 N_{p_0} ではその勾配は約 1/4 程度であり、緩い邪魔板条件下ではその条件ごとに勾配が順々に変化している。また、図 5.5 には同じ $D = 24\text{cm}$ の槽、そして $d = 10\text{cm}$ 、 $b/d = 0.2$ の大きさの翼を用い、邪魔板条件を変えた場合の N_p と羽根枚数 n_p の関係をプロットした。 b/d に対してプロットした図 5.4 と同様、邪魔板条件によって勾配が変化していることが判る。

次に、図 5.4 と同じ槽と翼を用い、完全邪魔板条件付近での N_p と b/d の関係を詳細に測定した結果を図 5.6 に示す。図より、 b/d の小さい領域では比較的緩い邪魔板条件で動力数は最大値 $N_{p_{max}}$ に達するが、 b/d の大きい領域ではより強い邪魔板条件が必要となることが判る。そして、永田⁷⁾の完全邪魔板条件に相当する、 $B_w/D = 0.13$ 、 $n_b = 4$ に達すると、測定を行なった全 b/d 領域で $N_{p_{max}}$ に達していることが判る。これは、傾きが 1 の直線関係を示す上限界の動力数 N_{p_2} 値が標準邪魔板条件での図 5.2 と図 5.4 で異なっている理由とも言える。即ち、 b/d の (あるいは n_p の) 小さい領域では、図 5.2 の標準邪魔板条件で既に $N_{p_{max}}$ 値を示しているため、 N_{p_1} の値は図 5.4 と一致しているが、 b/d が大きくなるにつれて邪魔板条件の不足が顕著となり、図 5.2 の見かけの N_{p_2} は図 5.4 よりも低い値になっていると理解される。このように、完全邪魔板条件も

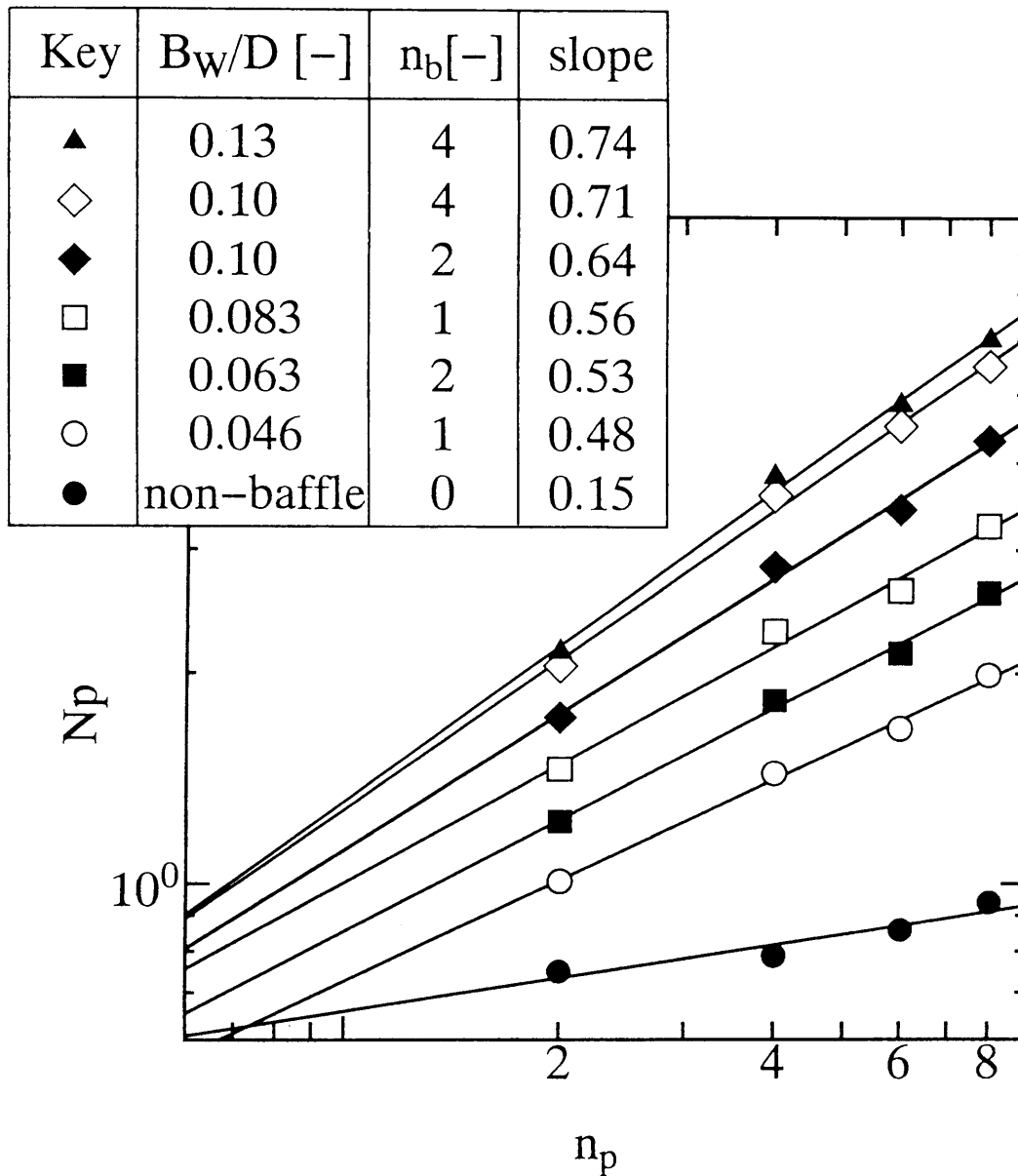


図 5.5 種々の邪魔板条件下での動力数へ及ぼす羽根枚数の影響
 ($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.42$, $b/d = 0.2$,
 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 2.7 \times 10^4$)

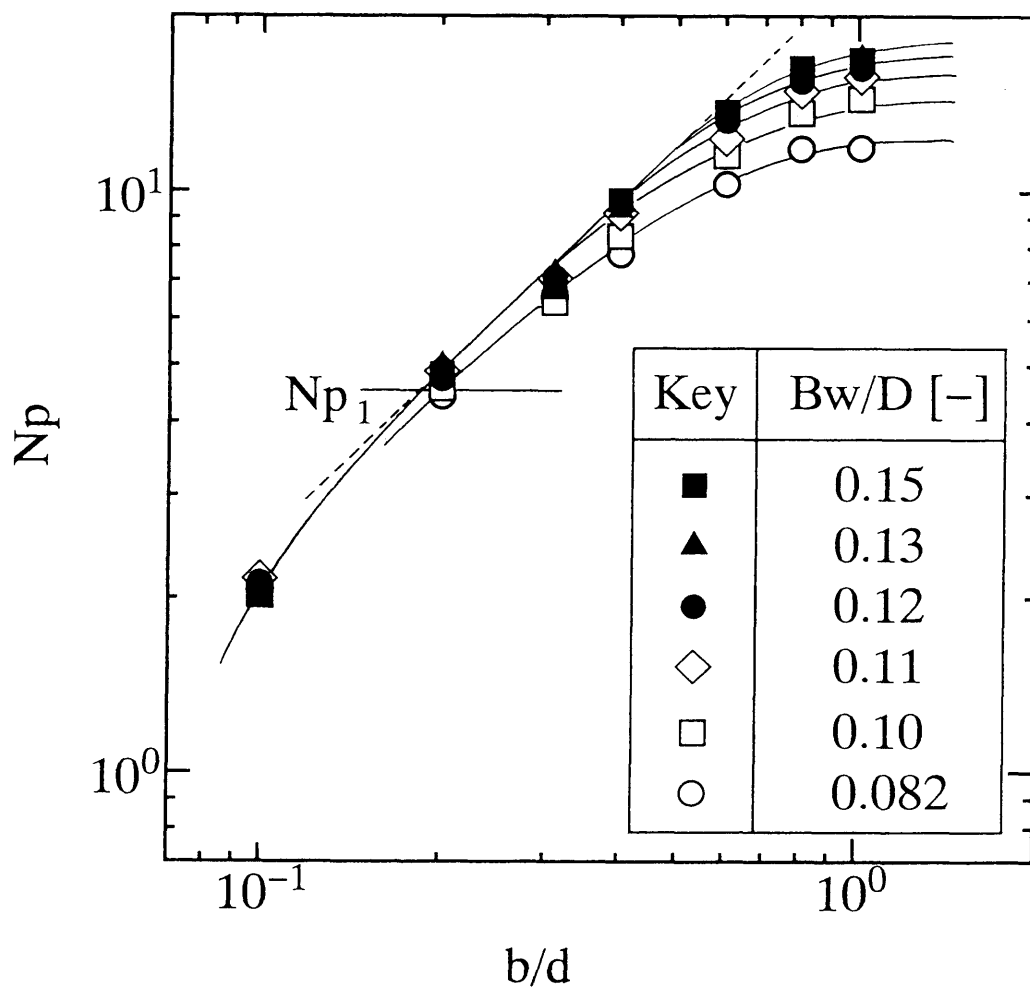


図 5.6 強い邪魔板条件下での動力数へ及ぼす翼高さの影響
 ($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.42$, $n_p = 6$,
 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 2.7 \times 10^4$)

b/d のような翼条件の影響を受けていることが判る。

5.4 完全邪魔板条件における動力数と翼条件の関係

5.4.1 完全邪魔板条件における動力数の相関

邪魔板条件を変化させたとき最大値に収束した N_p 値を $N_{p_{max}}$ とし、その $N_{p_{max}}$ を図 5.2 と同様、 $n_p = 2, 4, 6, 8$ 、そして種々の b/d に対して測定した。具体的には、図 5.6 で $N_{p_{max}}$ が得られた $Bw/D = 0.13, n_b = 4$ の条件下で行なった。その結果を図 5.7 に示す。図より各 n_p に対し、 N_p と b/d の関係はほぼ相似形状と見做すことが出来、図 5.2 の標準邪魔板の場合と同様 n_p と b/d の影響はそれぞれ独立な関係にあることが判る。

そこで、この $N_{p_{max}}$ を前節で求めた相関パラメータ $n_p^{0.7}(b/d)$ に対してプロットした結果を図 5.8 に示す。なお、この図には $D = 24\text{cm}$ の槽、 $d = 10\text{cm}$ の翼で行ったデータの他に、同じ槽で $d = 7, 12, 15\text{cm}$ の翼を用いた場合、 $D = 36\text{cm}$ の槽で $d = 15\text{cm}$ の翼を用いた場合、そして、 $D = 24\text{cm}$ の槽を用い $H/D = 2$ の液高さで行った時のデータも併せてプロットした。このように、実施した実験範囲内に於いて、 $N_{p_{max}}$ は $n_p^{0.7}(b/d)$ のパラメータでよく相関されていることが判る。

また、図 5.8 の結果を 3 つの領域に分けて相関式を求めると次のようになる。

$$N_{p_{max}} = \begin{cases} 10\{n_p^{0.7}(b/d)\}^{1.3} & (n_p^{0.7}(b/d) \leq 0.54) \\ 8.3n_p^{0.7}(b/d) & (0.54 < n_p^{0.7}(b/d) \leq 1.6) \\ 10\{n_p^{0.7}(b/d)\}^{0.6} & (1.6 < n_p^{0.7}(b/d)) \end{cases} \quad (5.1)$$

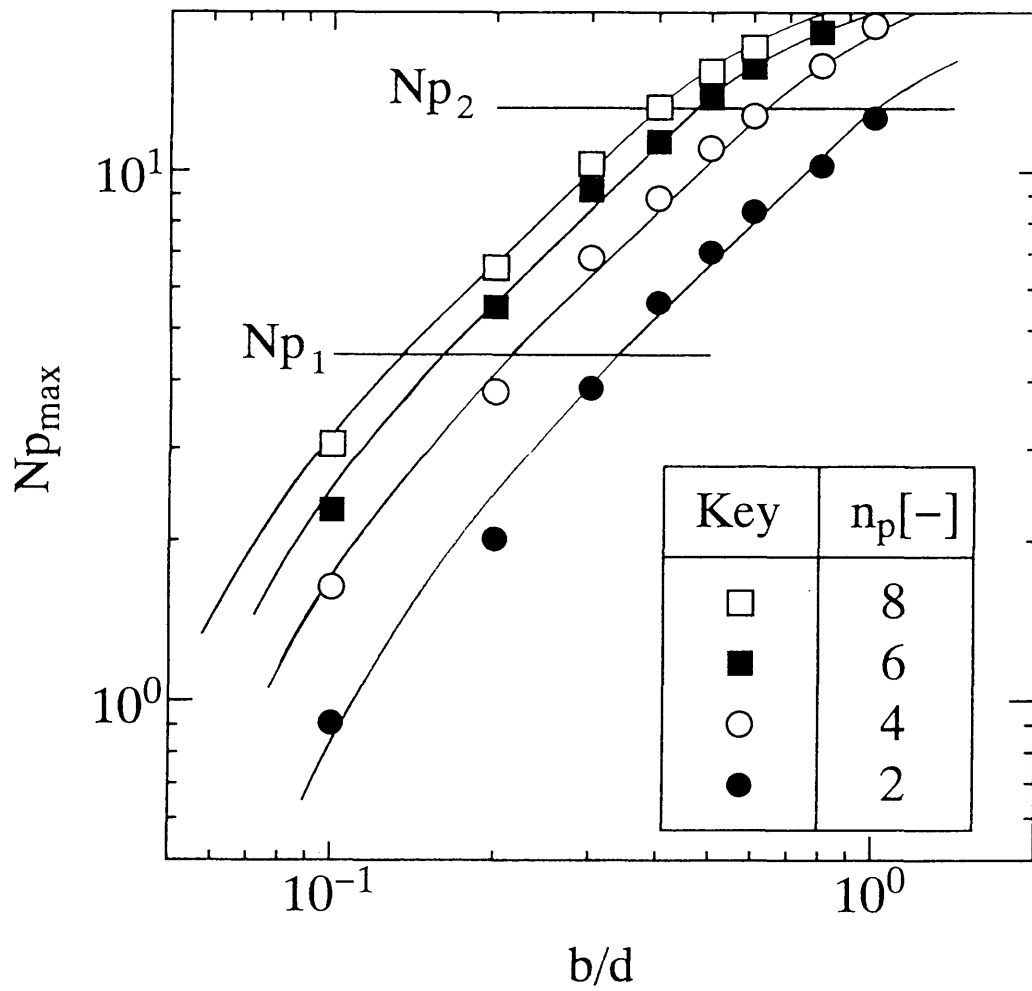


図 5.7 完全邪魔板条件下での動力数へ及ぼす翼高さの影響
 ($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.41$, $B_w/D = 0.13$, $n_b = 4$)

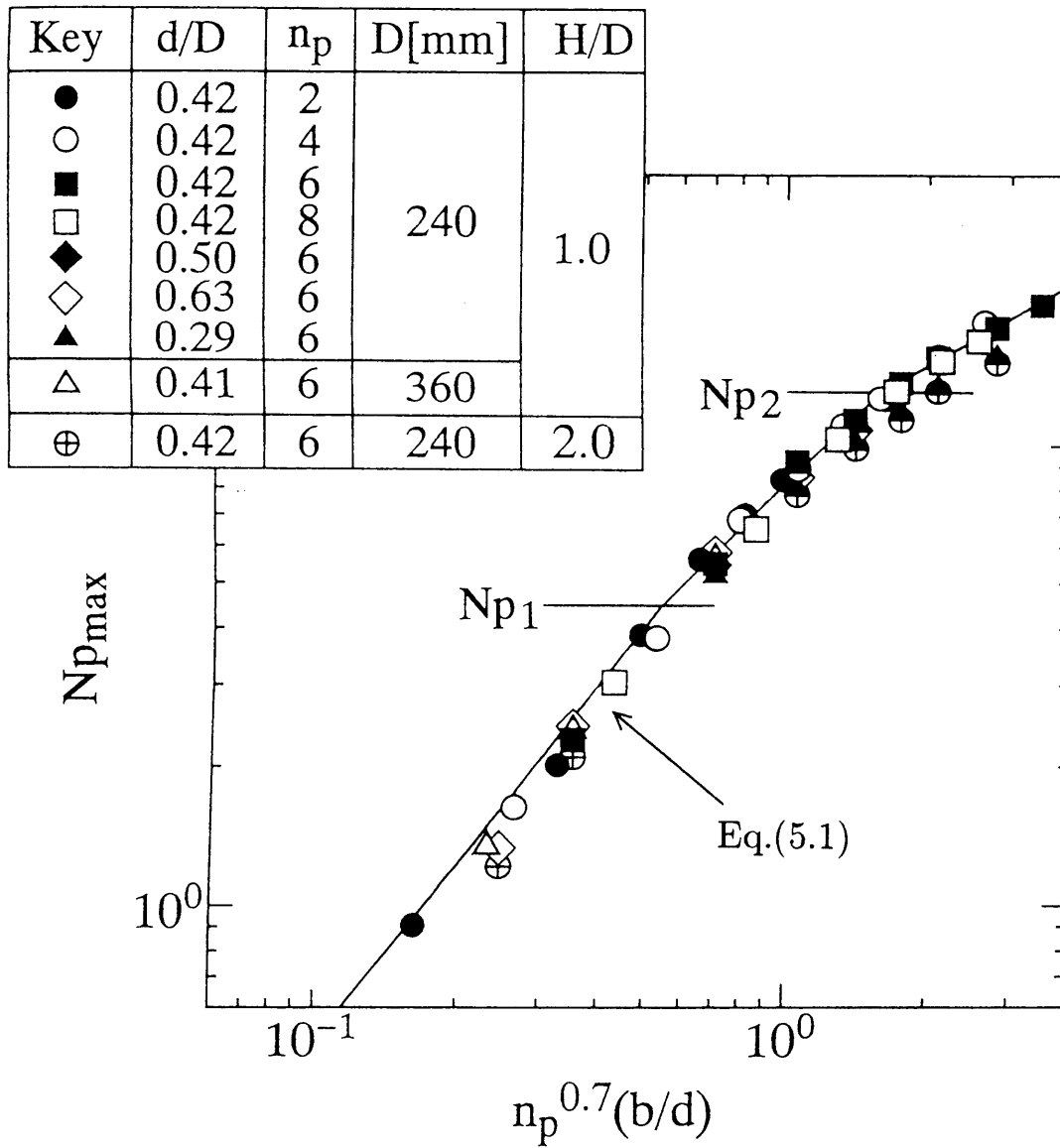


図 5.8 完全邪魔板条件下での動力数と翼パラメータの相関
 ($B_w/D = 0.13$, $n_b = 4$)

ここで、液高さが低い場合は十分な吐出流が得られず動力数が低くなるため、本相関式の使用範囲は、 H/D が 1 以上の液高さに限られる。また、翼は槽中央に配置したパドル翼、あるいはタービン翼（タービン翼は多少の取付位置が変わっても影響されない）に限定される。これらの要因については第 4 章で述べた通りである。

5.4.2 翼を基準とした動力数に関する考察

ここでは、まず Np_{max} が b/d に対して 1 次の関係となったことについて考察する。

1 枚の翼板に着目すると、その微小攪拌所要動力 dP は、翼と周囲の液に対する抵抗との関係から、翼の微小部分に働く抗力 df との間に次の関係が成立する。

$$dP = 2\pi N r df \quad (5.2)$$

さらにパドル翼の場合、この微小抗力 df は次式で表わされる。

$$df = k_1 \rho (\Delta u)^2 b dr \quad (5.3)$$

ここで、 Δu は翼と周囲の液との平均速度差であるが、槽内各所の平均流速が翼回転速度に比例するとの報告 (Cutter³⁾) から、 Δu も翼回転速度 $\pi N r$ に比例すると置けるとして (5.3) 式を (5.2) 式へ代入して積分すると、所要動力 P は (5.4) 式のように与えられ、無次元化すると Np は (5.5) 式のように b/d の 1 次の関数として与えられる (平岡-伊藤⁴⁾, 永田⁷⁾, Tatterson¹⁴⁾)。

$$P = \frac{1}{32} \pi^3 k_2 \rho N^3 b d^4 \quad (5.4)$$

$$Np = \frac{P}{\rho n^3 d^5} = \frac{1}{32} \pi^3 k_2 (b/d) = k_3 (b/d) \quad (5.5)$$

また、(5.5) 式は Np_{max} に対してのみ成立し、邪魔板なしや緩い邪魔板条件下では成立しないことが図 5.4 に示されているが、この

理由は次のように考えられる。例えば邪魔板なしの条件下では、翼領域に固体的回転部が生成することはよく知られている。これは、翼高さ方向に一様な回転流れが生成していることを意味しており、 b/d が大きくなっても有効な速度差が生じないためと理解出来る。一方、完全邪魔板条件下では、こうした一様な回転流れが完全に乱されるため、 b/d に関して1次の関係が現れたものと考えられる。

なお、(5.5)式は翼1枚当たりの動力数を表しており、羽根枚数 n_p の影響を考えなければならない。 b/d は大きくなるに従って3次元的に(即ち翼高さ方向に)速度場が広がってゆくのに対し、 n_p は2次元場での問題である。従って、図5.8のように $n_p^{0.7}$ で実験データが相関されたことは、 b/d に関して1次の関係が得られたことと矛盾するものではない(例えば第2章の層流数値解析に於いては $n_p^{0.85}$ を与えている)。そして、この N_p と $n_p^{0.7}$ の関係は今回測定した b/d 全域に亘って成り立っており、 n_p と b/d の相互の干渉は認められなかったと言える。

5.4.3 有効羽根面積の概念による考察

図5.2や図5.7で N_p が b/d に対して1次の関係が成立する上方と下方の限界動力数 N_{p1} と N_{p2} について考察する。邪魔板なしの場合に対してではあるが、永田⁷⁾は翼の高さ方向と翼径方向において吐出流を生成する(即ち攪拌動力に寄与する)のに有効な領域が存在すると報告している。(5.5)式は、翼面の有効領域が翼全面に(均一に)及んでいると仮定し得られたものであるが、翼高さが大きい時その有効領域として永田⁷⁾が示した有効翼高さ l_c を考慮し、(5.5)式へ l_c/d の項を付加すると b/d に関する1次の関係が成立しなくなる。よって、図5.7に於いて b/d の大きい領域で N_p が低い値を示し始めるのはこの有効翼高さ l_c の存在によるものと思われる。このことは、翼高さの大きい場合には翼板両端の吐出渦流(trailing

vorties) の間に弱い吐出流れが観測されるという、Chang ら²⁾による翼吐出流の調査結果にも対応する。

ここで興味深いことは、羽根枚数が異なる場合、1次の関係が成立しなくなる大きいほうの翼高さ b/d (これが $2l_c/d$ に相当する) が一定ではなく、その時の限界動力数 N_{p2} が一定値を示していることである。逆に言うと、羽根枚数が変われば有効翼高さも変化することになる。

次に、図 5.2 あるいは図 5.7 によると b/d の小さい領域では下部屈曲点の N_{p1} を境に N_p の値は急に低下し始めるが、これは翼高さが小さすぎるために十分な吐出流が得られないためと推定される。事実、望月⁶⁾は $b/d = 1/8$ の翼では翼高さが小さすぎるため、翼上の局所動力数分布が十分成長していないと報告している。さらに、この下部屈曲点に関しても n_p の異なる翼に対して、その限界動力数 N_{p1} がほぼ一定であることは興味深い。

5.5 動力数と邪魔板条件の関係

5.5.1 動力数と邪魔板条件パラメータ

永田⁷⁾は邪魔板の幅 B_w/D とその枚数 n_b を関係づけたパラメータとして $(B_w/D)^{1.2}n_b$ を報告しているが、Bates ら¹⁾や佐野-薄井¹⁰⁾は $(B_w/D)n_b$ をパラメータにとって整理している。本研究でも、邪魔板枚数の影響を調べるため n_b の指数を変えて比較プロットした結果、図 5.9 および図 5.10 に示した $(B_w/D)n_b^{0.8}$ のパラメータが邪魔板枚数の異なる各実験結果を最も良好に相関することが判った。ここで、図 5.9 は翼条件として b/d を変えた場合、図 5.10 は n_p を変えた場合の各データを示しているが、全ての翼条件に対し各々良く相関されている。このパラメータは永田のパラメータを $1/1.2$ 乗したものにほぼ対応しており、本研究に於いて永田のパラメータ

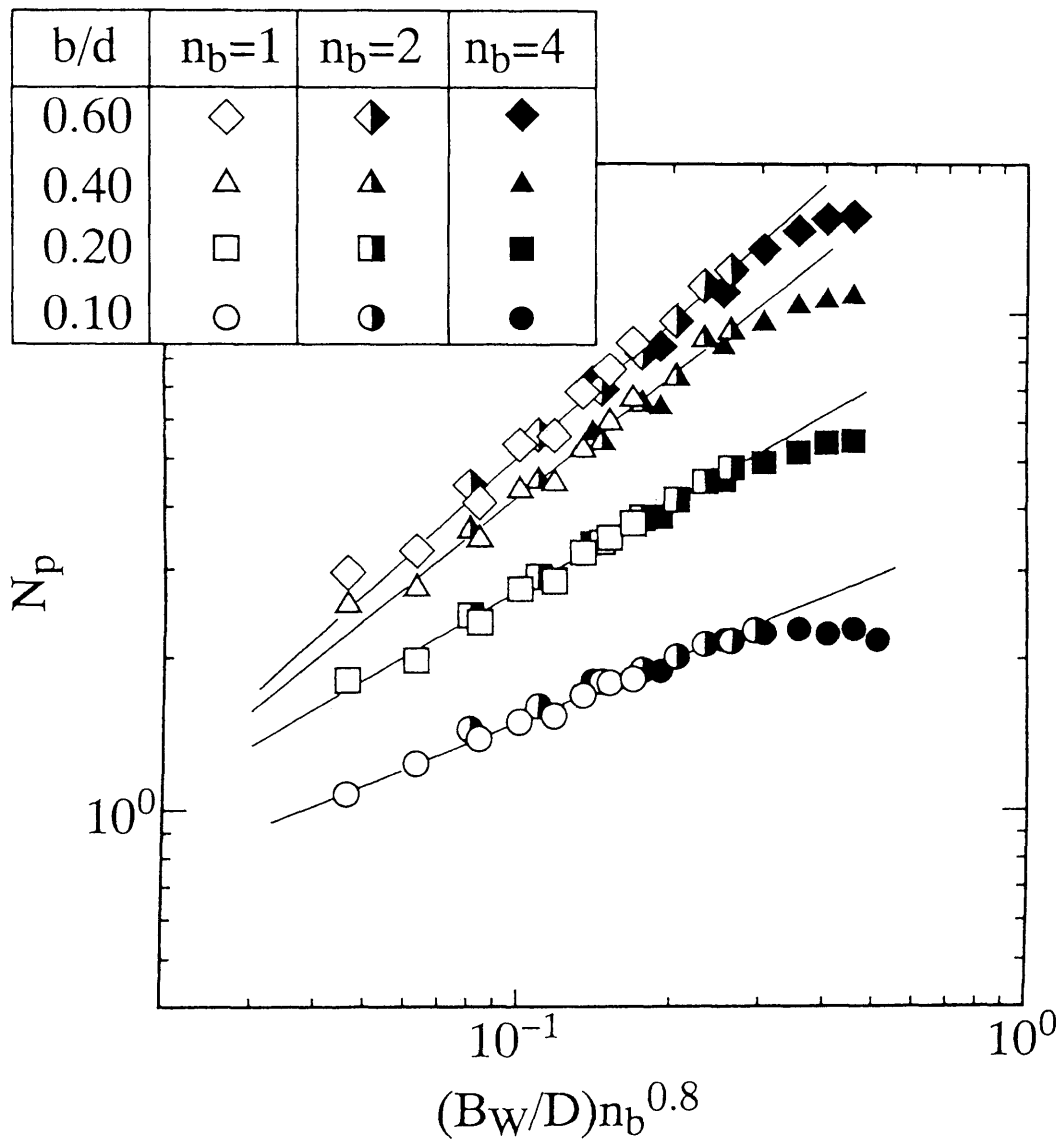


図 5.9 b/d を変えた場合の邪魔板条件の動力数への影響
 ($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.42$, $n_p = 6$,
 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 2.7 \times 10^4$)

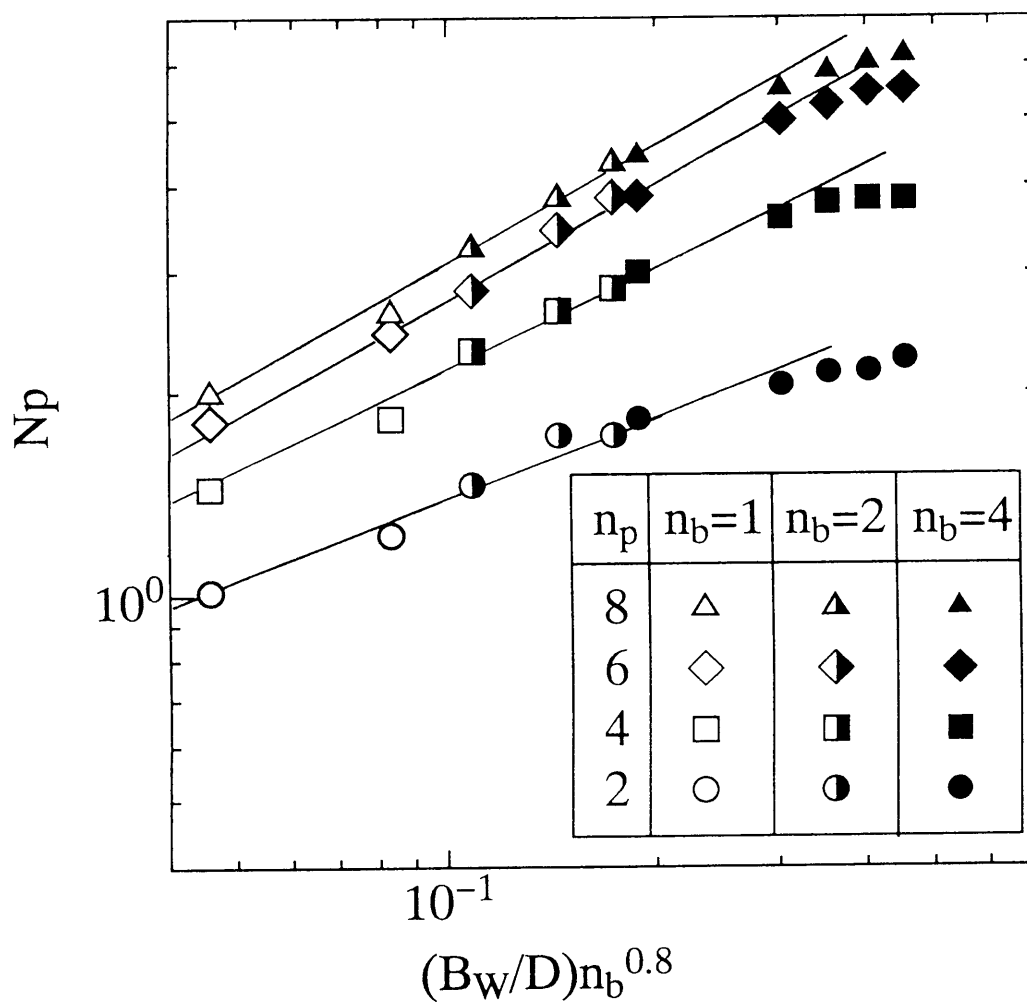


図 5.10 n_p を変えた場合の邪魔板条件の動力数への影響

($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.42$, $b/d = 0.2$,
 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 2.7 \times 10^4$)

の有効性が、行った全ての翼条件に対して確認されたことになる。

また、図 5.9 および図 5.10 において、緩い邪魔板条件では N_p と邪魔板パラメータ $(B_w/D)n_b^{0.8}$ は直線関係を示しているが、各 b/d あるいは n_p に対する直線は、その切片だけでなく勾配そのものも変化していることが判る。これに対して、図 5.11 および図 5.12 のように N_p と邪魔板なしの動力数 N_{p0} の差を縦軸にとってプロットし直すと、緩い邪魔板条件下では各翼条件に対して勾配が 1 の直線関係が得られることが判った。さらに、図 5.13 のように、攪拌翼を $b/d = 0.2$, $n_p = 6$ に固定し、攪拌翼径比 d/D を変えた測定結果をプロットするとほぼ 1 本の線図にまとまっている。これらの点について次に考察を加える。

5.5.2 邪魔板を基準とした動力数に関する考察

邪魔板なしの場合の流れは、槽壁や底部の摩擦に起因する 2 次循環流が一部生成するものの、旋回流が支配的であることはよく知られている。ここへ邪魔板を挿入すると、この旋回流が邪魔板に衝突して 2 次循環流を生成する。この観点から、ある邪魔板条件における動力数 N_p から邪魔板なしの動力数 N_{p0} を差引いた $N_p - N_{p0}$ は、翼によって与えられたエネルギーのうち旋回流が邪魔板に衝突することにより消費されるエネルギーと見做すことが出来る。

さて、邪魔板に旋回流が衝突する場合を平板に流れが垂直に衝突した場合に相似と考えると、1 枚の邪魔板にかかる抵抗 f^* は次の関係を満足する。

$$f^* = k_4 \rho u_\theta^2 B_w h_w \quad (5.6)$$

ここで、 u_θ は壁面境界層を無視した場合の壁面近くでの旋回流の速度であり、ランキン渦モデルに従うと近似的に翼先端付近の速度 u_t と次の関係が成立する。

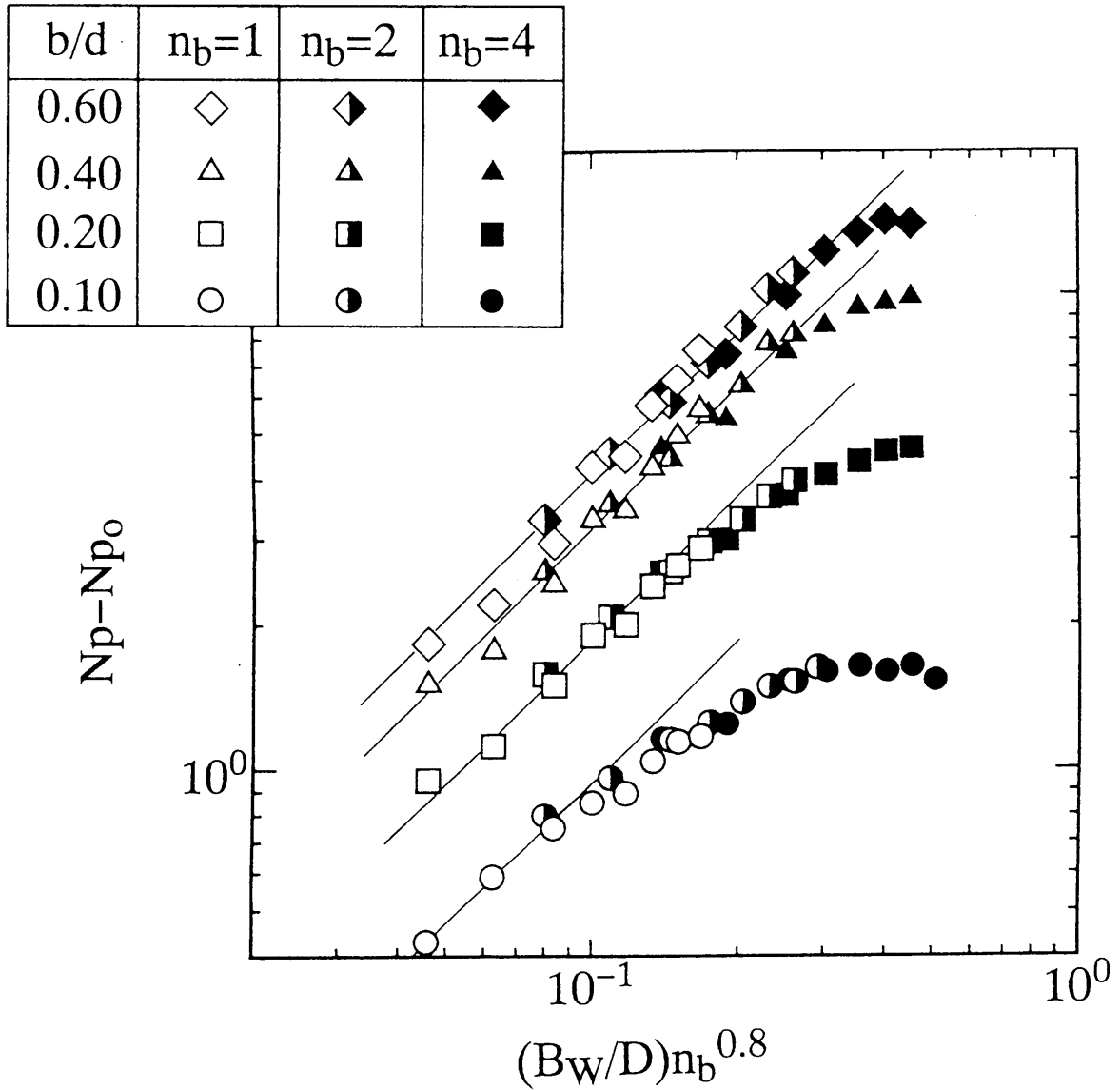


図 5.11 b/d を変えた場合の $Np - Np_0$ に対する邪魔板条件の影響
 ($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.42$, $n_p = 6$,
 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 2.7 \times 10^4$)

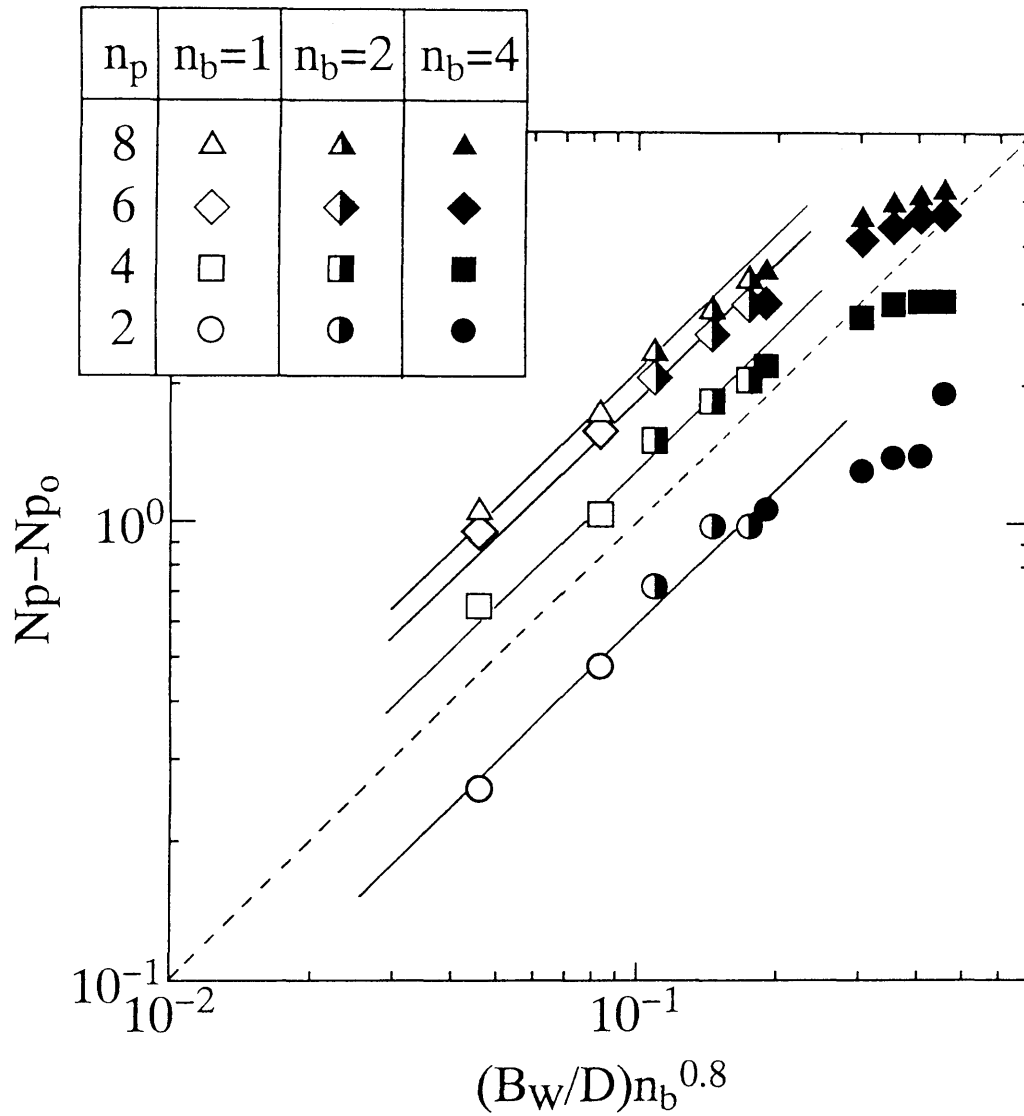


図 5.12 n_p を変えた場合の $Np - Np_0$ に対する邪魔板条件の影響
 ($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.42$, $b/d = 0.2$,
 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 2.7 \times 10^4$)

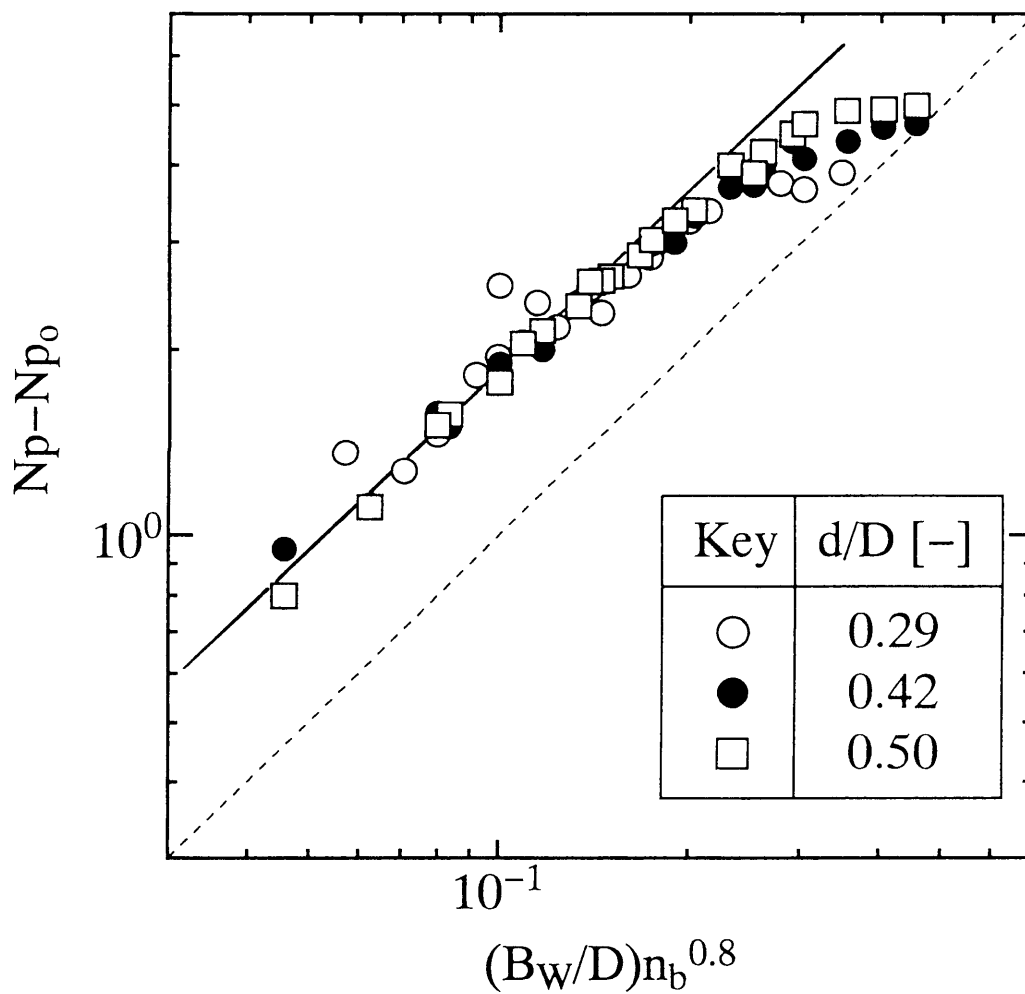


図 5.13 d/D を変えた場合の $N_p - N_{p0}$ に対する邪魔板条件の影響
 ($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $n_p = 6$, $b/d = 0.2$,
 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 3.0 \times 10^4$)

$$u_\theta/u_t \simeq d/D \quad (5.7)$$

さらに、 $u_t \propto Nd$ の関係があるとすると、1枚の邪魔板の挿入によって過剰に消費される動力 P^* は次のような関係を満足する。なお、ここでは邪魔板の有効高さを h_w とした。

$$P^* \simeq 2\pi N (D/2) f^* = k_5 \rho B_w N^3 d^4 h_w / D \quad (5.8)$$

これを無次元化して、1枚の邪魔板挿入による動力数の増加を表す Np^* に関し次の関係が導かれる。

$$Np - Np_0 \simeq Np^* = k_5 (B_w/D) (h_w/d) \quad (5.9)$$

このように、 $Np - Np_0$ は B_w/D に対し1次の関係が導かれたが、これは、邪魔板条件が緩やかで旋回流成分が多い時にのみ成立するということが容易に推測される。そして、邪魔板条件を強化していくと、旋回流支配条件から2次循環流支配条件に移行、即ち、翼支配条件から邪魔板支配条件に移行し、邪魔板条件をそれ以上増加させても動力数は飽和する。これが完全邪魔板条件での動力数 Np_{max} と説明される。

ここで、(5.9) 式の右辺の h_w/d に着目する。この邪魔板有効高さ h_w は翼高さ b が大きくなるにつれて増加すると考えられるため、図 5.4 の縦軸を $Np - Np_0$ にとり直し、 $Np - Np_0$ と翼条件パラメータ (即ち b/d) の関係を調べた結果を図 5.14 に示す。これより、各邪魔板条件に於いて、 $Np - Np_0$ が b/d の1次に比例する領域が存在することが判る。そして、その領域は邪魔板条件によって変化していることも併せて観察される。一方、図 5.15 には n_p を変えた場合の実験結果を $Np - Np_0$ と翼条件パラメータの関係としてプロットした。この図では、羽根枚数が小さい場合の測定精度を上げるため、槽径 $D = 360\text{mm}$, 翼径 $d = 150\text{mm}$ とした。 b/d を変えた図 5.14 と同様、各邪魔板条件に於いて $Np - Np_0$ が翼条件パラ

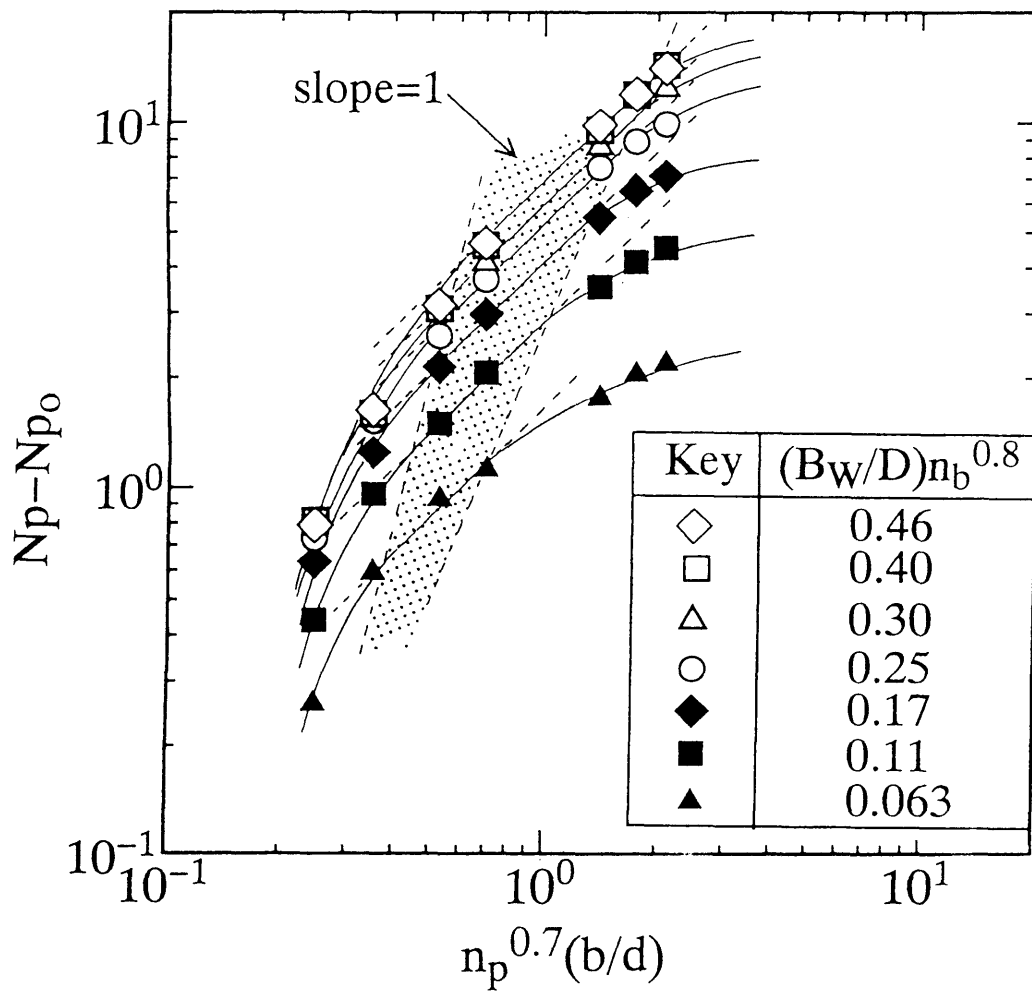


図 5.14 種々の邪魔板条件下の $N_p - N_{p0}$ に対する翼高さの影響
 ($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.42$, $n_p = 6$,
 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 2.7 \times 10^4$)

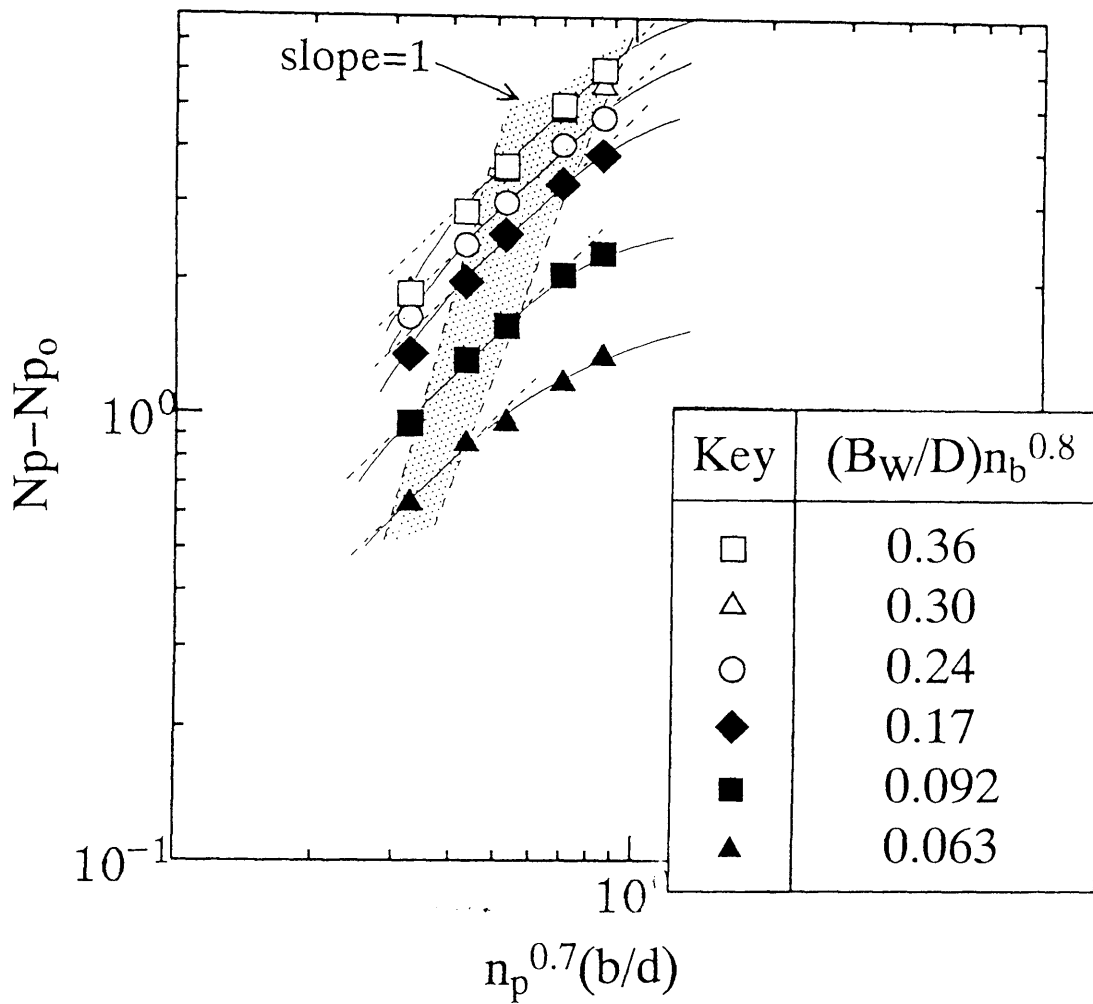


図 5.15 種々の邪魔板条件下の $Np - Np_0$ に対する羽根枚数の影響
 ($D = 240\text{mm}$, $H/D = 1$, $d/D = 0.42$, $b/d = 0.2$,
 $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 2.7 \times 10^4$)

メータの1次に比例する(即ち $n_p^{0.7}$ に比例する)領域が存在することが判る。

また、邪魔板枚数 n_b と $Np - Np_0$ の関係から、図 5.4 と同様に、実験的に $n_b^{0.8}$ が与えられる。これは、 B_w/D に対する1次の関係と異なった結果と言えるが、 B_w/D は半径方向への乱流の拡がりを表すのに対し、 n_b は回転方向の乱流分布に関係するものである。従って、 $Np - Np_0$ が n_b の1次関数にならないことは、 Np_{max} に対する羽根枚数 n_p の場合と同様に推測し得る。

5.6 緩い邪魔板条件下の動力相関式

ここでは、緩い邪魔板条件における $Np - Np_0$ と翼条件との関係を明らかにする。まず、図 5.14 をよく見ると、各邪魔板条件での結果は縦軸にそって平行移動しても完全に一致する形はとっておらず、 b/d と邪魔板条件パラメータ $(B_w/D)n_b^{0.8}$ が完全に独立な関係にあるとは言えない。しかしながら、図 5.14 と図 5.15 を併せ見ると、各邪魔板条件下での $Np - Np_0$ の値は翼パラメータに対し相似な関数関係に支配されていると考えられる(さらに図 5.13 から d/D の影響は受けていない)ことから、翼パラメータの影響を包含する Np_{max} ((5.1) 式) を用いて $Np - Np_0$ は次のような関係式で表すことが出来ると仮定する。

$$Np - Np_0 = k_6(B_w/D)n_b^{0.8} f(Np_{max} - Np_0) \quad (5.10)$$

ここで、図 5.4 と図 5.14 を比べたとき、 Np_{max} と $Np_{max} - Np_0$ の翼パラメータに対する関係は相似性を示している。これは、 Np_{max} に対し Np_0 の値は極めて小さいことから完全邪魔板条件では槽壁の摩擦によるエネルギー損失は無視し得るためであるといえる。従って、 $f(Np_{max} - Np_0)$ を Np_{max} の指数関数としてその最適の指数を求めると 0.8 の値が得られた。即ち、

$$Np - Np_0 = k_7(B_w/D)n_b^{0.8}Np_{max}^{0.8} \quad (5.11)$$

図 5.16 には、このパラメータを用いて今回行った全実験データをプロットした結果を示す。この図には、 $D = 24\text{cm}$ の槽を用いたデータその他、 $D = 36\text{cm}$, 56.5cm へとスケールアップした場合のデータも同時にプロットしてある。これより、すべての実験結果は、翼や槽スケールに関わりなく、統一的によく相関されていることが判る。そして、次式が緩い邪魔板条件下での動力数を表す相関式として与えられる。

$$Np - Np_0 = 4.5(B_w/D)n_b^{0.8}Np_{max}^{0.8} \quad (5.12)$$

5.7 完全邪魔板条件と過剰邪魔板条件

5.7.1 過剰邪魔板条件での動力変動

竹田ら¹³⁾や永田⁷⁾は、 B_w/D を大きくして完全邪魔板条件を超えると再び動力が低下すると報告している。一方、図 5.6 等では完全邪魔板条件を超えた場合でも一定値 (Np_{max}) を与えているが、これは実験方法の項で述べたように周期的に動力が低下する成分を無視したことによる。そして、こうした変動成分を加味して平均値をとると本データも彼らと同様の結果となる。動力(トルク)が邪魔板条件を強化するに従って周期的な変動が起きる一例を図 5.17 に示した。邪魔板条件が強くなるに従ってマイクロな変動幅が大きくなり(A→D)、完全邪魔板条件を超えると周期的な(マクロな)動力低下が見られ(E)、ついには変動の低動力側に安定する(F)。竹田ら¹³⁾や永田⁸⁾の報告は当時のトルク計の検出精度を考えると、マクロな変動成分に対しても平均値を与えていると考えられる。しかし、今日ではトルク計自体が高精度化しているため、変動成分を分離して測定されたと言える。またこの現象は、竹田-星野¹²⁾が強い邪魔板

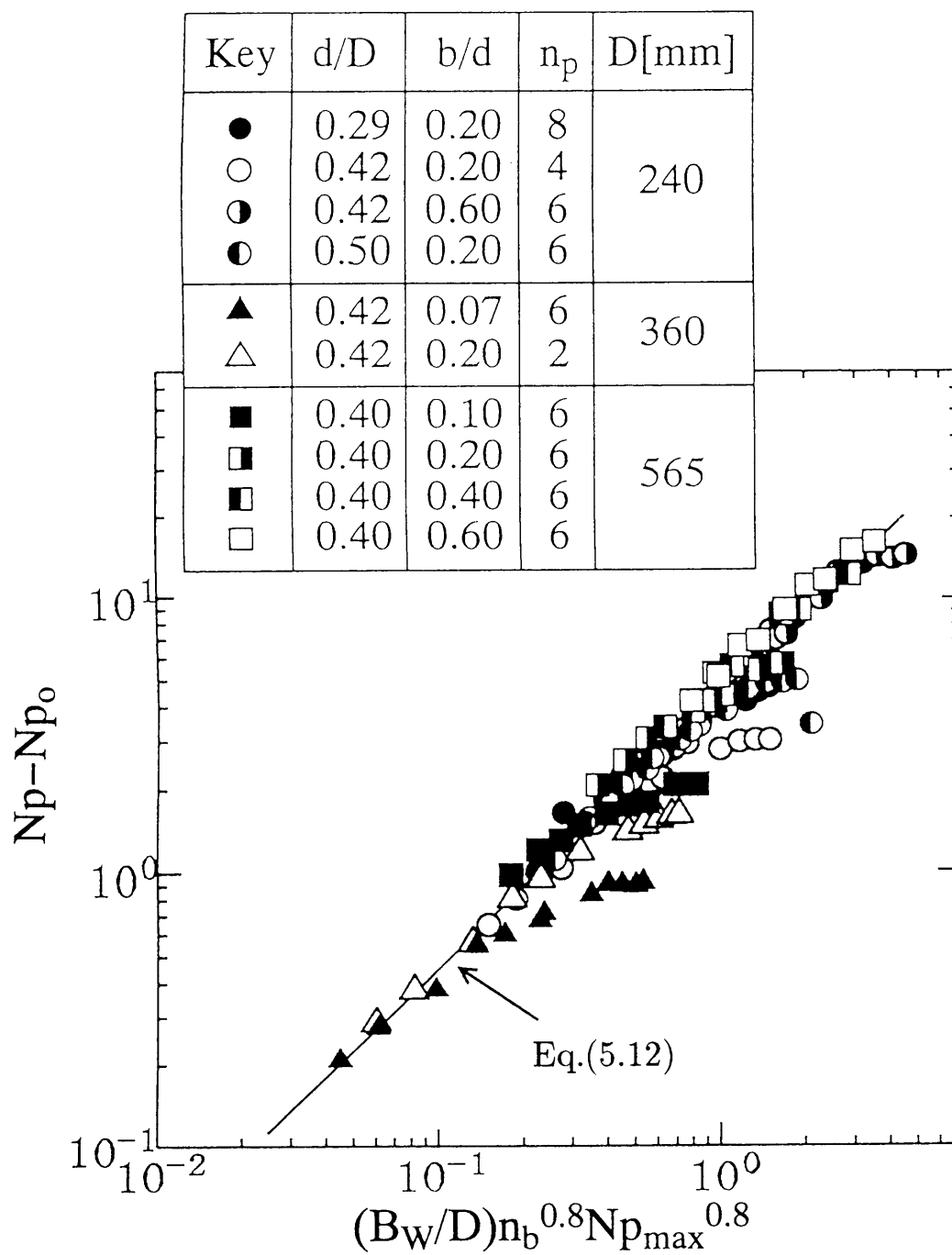


図 5.16 $N_p - N_{p0}$ に対する邪魔板条件と翼条件を含む
 パラメータによる相関
 ($H/D = 1$, $Re = 2.0 \times 10^4 \sim 1.5 \times 10^5$)

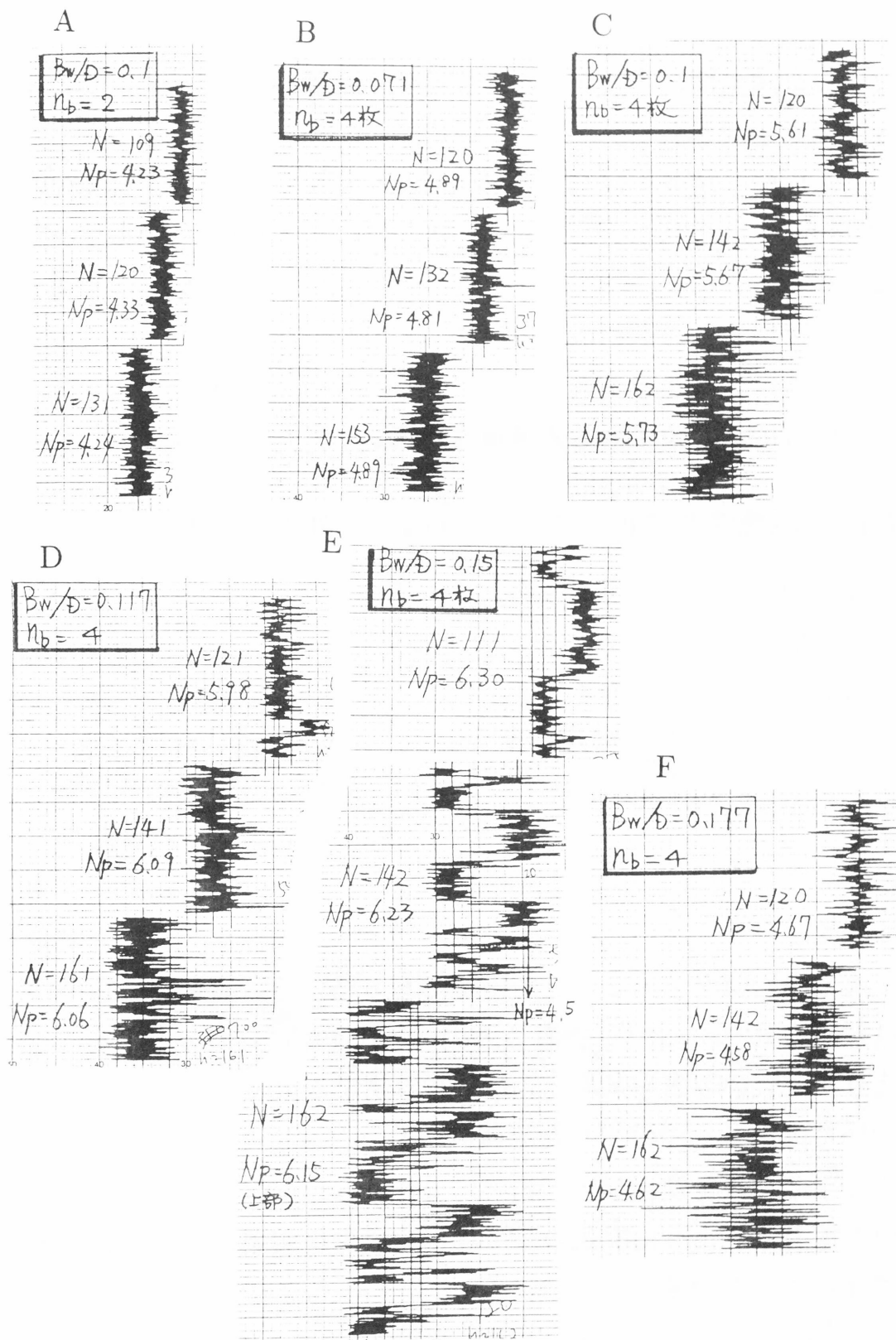


図 5.17 各邪魔板条件下でのトルク測定値の変動

条件では邪魔板間に不安定な渦が発生すると報告していることに対応するものと思われる。

一方、佐野－薄井¹⁰⁾は邪魔板幅 $B_w/D = 0.1$ として邪魔板枚数 n_b を増加させて測定したところ、動力数は低下しないと報告している。本実験でも $n_b = 8$ として実験を行ったところ、 B_w/D が 0.1 迄は動力の低下や周期的変動は認められなかった。以上より、完全邪魔板条件を超えた時に動力が低下する現象は、邪魔板幅の大きい場合に特徴的な現象であると推測される。

5.7.2 過剰邪魔板条件相関と完全邪魔板条件の定義式

Bates ら¹⁾、竹田ら¹³⁾、永田⁷⁾によれば過剰な邪魔板条件での Np 値 (平均値) は最大の動力数 Np_{max} 値より低下する。そこで、(5.12) 式を次式のように再整理する。

$$\frac{Np}{Np_{max}} = 4.5 \left\{ \left(\frac{(B_w/D)n_b^{0.8}}{Np_{max}^{0.2}} \right) + \frac{1}{4.5} \left(\frac{Np_0}{Np_{max}} \right) \right\} \quad (5.13)$$

ここで、右辺の中カッコ内を新しい邪魔板条件パラメータとして Np/Np_{max} との間に相関関係を求めたのが図 5.18 である。本実験では大過剰の邪魔板条件下での実験は行っておらず、また、変動データの平均値を求めることも困難であったので、過剰邪魔板条件の結果は竹田¹³⁾、永田⁷⁾、笹倉ら¹¹⁾のデータを図にプロットすることにより相関式の導出を試みた。なお、不足するデータのうち、 Np_0 については第 3 章で導出した相関式より、 Np_{max} については (5.1) 式より求めた値を使用した。結果は少々ばらつきはあるものの、図中の実線で示すように次式のような相関式で全領域の結果をほぼ相関できることが判る。

$$\frac{Np}{Np_{max}} = \{(4.5x)^{-5} + (0.50x^{-0.6})^{-5}\}^{-1/5} \quad (5.14)$$

$$x = \frac{(B_w/D)n_b^{0.8}}{Np_{max}^{0.2}} + \frac{1}{4.5} \left(\frac{Np_0}{Np_{max}} \right)$$

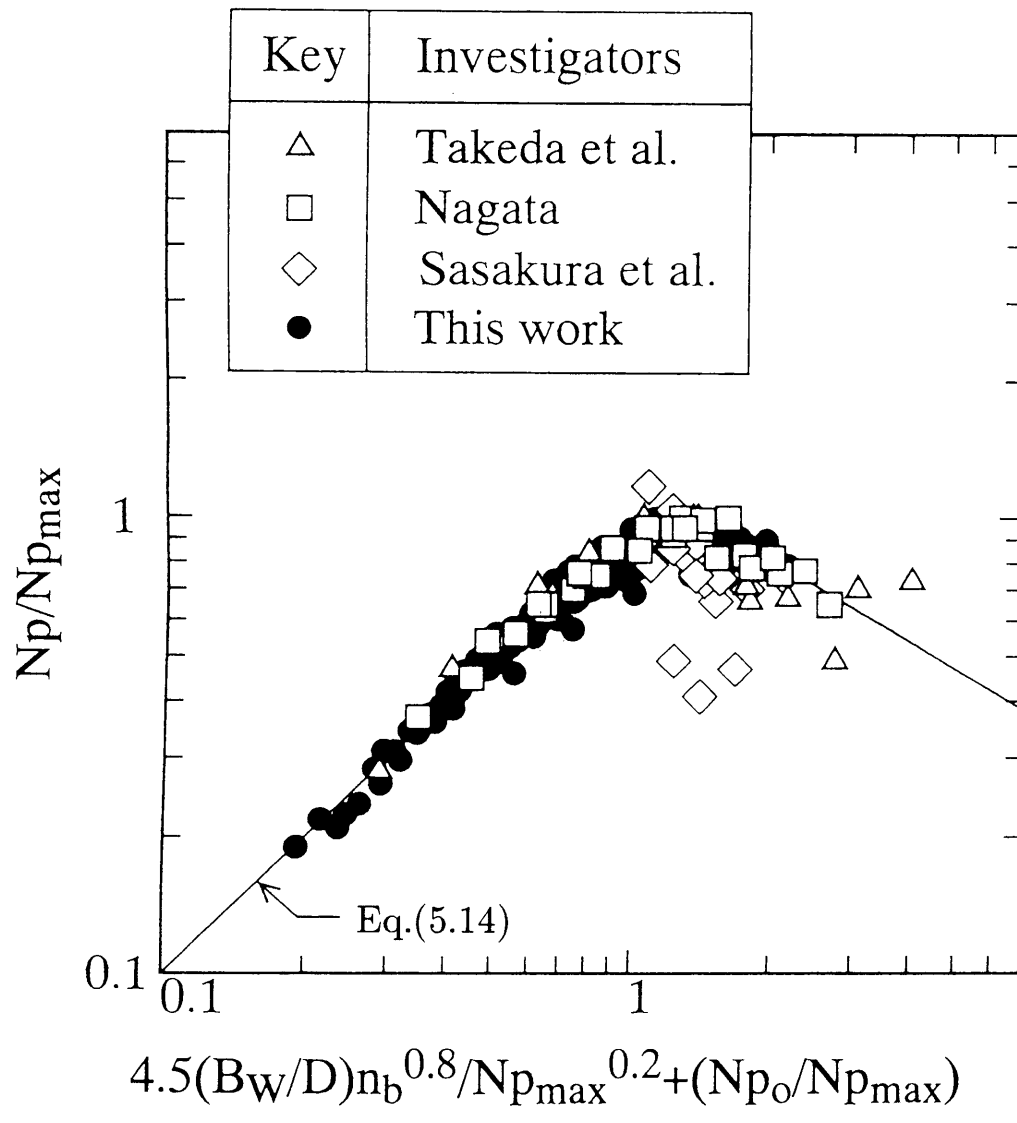


図 5.18 (5.14) 式で定義されるパラメータによる動力数の相関

そして、 $Np/Np_{max} = 1$ の最大値を示す x の値は上式より 0.27 となる。いま、 Np_0/Np_{max} は十分小さいとして無視し、永田⁷⁾の提示した攪拌翼 ($d/D = 0.5$ 、 $b/d = 0.4$ 、 $n_p = 2$) に対する $Np_{max} = 5.5$ の値を用いて完全邪魔板条件を求めると $(B_w/D)^{1.2}n_b \simeq 0.31$ を得る。これは永田の与えた $(B_w/D)^{1.2}n_b \simeq 0.35$ に近い値となる。これより、幅広い翼条件に対する完全邪魔板条件は、攪拌翼の条件を包含する Np_{max} を用いて次式のように表すことができることが解った。斯くして、完全邪魔板条件に与える翼条件の影響が導入されたことになる。

$$(B_w/D)n_b^{0.8} = 0.27Np_{max}^{0.2} \quad (5.15)$$

なお、図 5.11 をみると、(5.12) 式によって表される翼支配領域から (5.14) 式による邪魔板支配領域への遷移パターンも翼条件の影響を受けていることも判る。この現象に対しては今後の検討が必要と言える。しかし、この傾向 (b/d の小さい翼程ブロードに変化する) は本実験の範囲では槽スケールに関わらず同様であったので、本図よりある程度推定することは可能であろう。

5.8 結言

邪魔板付乱流攪拌槽における種々の寸法のパドル翼の攪拌所要動力を測定し、動力数に及ぼす翼寸法の影響について検討を行った。その結果、羽根枚数と翼高さの寸法比の関数である $n_p^{0.7}(b/d)$ を翼条件に関するパラメータとすると動力数は良好に相関出来ることを明らかにした。また、このパラメータの大きさによって動力数の挙動が3つの領域に分けられることを示し、完全邪魔板条件における最大動力数 Np_{max} に対する相関式 ((5.1) 式) を導出した。

次に、翼回転によって生じる旋回流が邪魔板に衝突した場合の抗力に対するモデル解析から、緩い邪魔板条件下での攪拌所要動力の

相関には永田の邪魔板条件パラメータ $(B_w/D)^{1.2}n_b$ が有効であることを示した。そして、翼条件と邪魔板条件の両者を含む緩い邪魔板条件下での動力数の相関式 ((5.12) 式) を提出した。

さらに、種々の邪魔板条件および翼条件における実験結果から、完全邪魔板条件も翼条件に影響されることを明らかにし、過剰邪魔板条件に関する過去の報告データも含めた実験結果の整理から、幅広い条件での動力数の相関式を導出し ((5.14) 式)、翼条件も含んだ新しい完全邪魔板条件式を提出した ((5.15) 式)。

使用記号

B_w	= 邪魔板幅	[m]
b	= 攪拌翼高さ	[m]
d	= 攪拌翼径	[m]
D	= 攪拌槽内径	[m]
f	= 攪拌翼にかかる抗力	[N]
f^*	= 邪魔板にかかる抗力	[N]
H	= 攪拌槽内液高さ	[m]
h_w	= 邪魔板の有効高さ	[m]
k_i	= 比例定数 ($i=1\sim7$)	[-]
l_c	= 有効翼高さ	[m]
N	= 翼回転数	[s ⁻¹]
N_p	= 動力数 (= $P/\rho N_3 d_5$)	[-]
N_{p0}	= 邪魔板なし条件下での動力数	[-]
$N_{p_{max}}$	= 完全邪魔板条件下での動力数	[-]
N_{p1}	= 低限界点での動力数	[-]
N_{p2}	= 高限界点での動力数	[-]
n_b	= 邪魔板枚数	[-]
n_p	= 羽根枚数	[-]
P	= 攪拌所要動力	[W]
P^*	= 邪魔板設置により増加する攪拌所要動力	[W]
r	= 半径方向	[m]

R	= 攪拌翼半径	[m]
Re_d	= 攪拌レイノルズ数 (= $Nd^2\rho/\mu$)	[-]
x	= (5.14) 式のパラメータ	[-]
u_t	= 翼先端部分における円周方向速度	[m/s]
u_θ	= 壁における円周方向速度	[m/s]
ρ	= 密度	[kg/m ³]
μ	= 粘度	[Pa·s]

引用文献

- 1) Bates,R.L.,P.L.Fondy and R.R.Corpstein : *Ind.Eng.Chem. Process Design and Develop.*, 2,310-314(1963)
- 2) Chang,T.P.K.,Y.H.E. Sheu and G.B. Tatterson : *Chem.Eng. Commun*, 10,215-222(1981)
- 3) Cutter,L.A. : *AIChE J*, 12,35-45(1966)
- 4) Hiraoka,S. and R.Ito : *J.Chem.Eng.Japan*, 6,464-467(1973)
- 5) 望月雅文, 佐藤一雄 : 化学工学論文集, 10,49-55(1984)
- 6) 望月雅文 : ”攪拌混合技術”, 第 3 章 <小川浩平, 斎藤文良, 佐藤一省, 平田雄志>編 IPC Publishing Co. 116-118(1988)
- 7) Nagata,S. : ”*Mixing, Principles and Applications*”, Kodansha - A Halsted Press Book(1975)
- 8) 西川正史, 岡本幸道, 鮫島睦, 藤枝繁雄, 橋本健治 : 化学工学論文集, 5,535-537(1979)
- 9) 岡本幸道 : 平成 3 年度攪拌・混合・混練先端技術講習会及び見学会テキスト 15-23(1991)
- 10) Sano,Y., and H.Usui : *J.Chem.Eng.Japan*, 20,399-404(1987)
- 11) 笹倉寿介, 加藤悦昌, 山室涉一, 大井信一 : 化学工学論文集, 4, 595-601(1978)

- 12) 竹田邦彦, 星野照彦 : 化学工学, 30,445-449(1966)
- 13) 竹田邦彦, 星野照彦, 清水克夫, 西畑隆男 : 化学工学, 32, 369-375(1968)
- 14) Tatterson,G.B. : "*Fluid Mixing and Gas Dispersion in Agitated Tanks*", Chapter 2,pp.21-22, McGraw-Hill,Inc.(1991)

第6章

総括

本研究は、攪拌装置に関する工業化技術の基本とも言うべき攪拌所要動力について、多様化する攪拌槽の様々な装置形状が所要動力に及ぼす影響を、詳細に調査することを目的として行われた。

近年の日本の化学業界は、アジア地区等の新しいマーケット開拓あるいはコスト競争力を強化する目的として、大型素材事業の海外移転が1つの大きなトレンドとなってきた。しかし、一方で国内企業の空洞化を避けるため、基幹事業やファイン化路線上の商品は国内に留め、高機能化戦略に則った新商品開発が活発に進められている。斯くして大型の汎用(素材)商品の製造は海外に、そして機能性の高い末端商品は国内でという大きな流れに今後向かって行くように思われる。

こうしたファイン化指向に伴って、その中核となる反応(即ち攪拌)操作は極めて重要でかつ精密さが要求されてきている。これは、従来均一系が主体であったのに対して不均一系が増加してきており、複雑な反応系を扱っていることも相俟って攪拌操作の目的が多様化していると共に、高精度化が求められているためである。さらに、商品寿命の長い大型の汎用商品に対しては専用設備としての反応器の設計が可能であるが、商品寿命が短く多品種の設備では、攪拌反応槽も汎用性を持たざるを得ない。こうして、より操作範囲の広

い新型攪拌槽への期待と共に、従来型の(既存の)攪拌槽の特性を詳細に把握する必要性が再認識されてきている。

まず第1章では、化学業界の多品種そして汎用化指向の実状を述べると共に、攪拌技術との関わりと、これに期待される私見をまとめた。そして攪拌操作の中で動力特性を把握することを本研究の目的とした意義と背景について述べた。

次に第2章では、まずパドル翼の層流域での攪拌所要動力相関式を数値解析結果と実験結果から求めた。そして、得られた相関式をアンカー翼、ヘリカルリボン翼に拡張した。

$$Np \cdot Re_d = 8n_p + \frac{75.9z(n_p/\sin\alpha)^{0.85}(h/d)}{0.157 + \{(n_p/\sin\alpha)\ln(D/d)\}^{0.611}}$$

ここで、

・パドル翼 : $z = 1, \sin\alpha = 1, h = b$

・アンカー翼 :

$$z = \left(\frac{b'}{h}\right) + 0.684 \left\{ n_p \ln\left(\frac{d}{d-2w}\right) \right\}^{0.139}$$

$$\sin\alpha = 1$$

・ヘリカルリボン翼 :

$$z = 0.759 \left\{ \frac{n_p}{\sin\alpha} \ln\left(\frac{d}{d-2w}\right) \right\}^{0.139} \left\{ n_p \ln\left(\frac{D}{d}\right) \right\}^{0.182} \cdot n_p^{0.170}$$

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

また、本相関式を用いて非ニュートン流体攪拌における Metzner-Otto 定数の簡便な推算式を提出した。

$$k_s = \frac{7.59z(n_p/\sin\alpha)^{0.85}}{0.157 + \{(n_p/\sin\alpha)\ln(D/d)\}^{0.611}}$$

さらに第3章では、パドル翼における相関結果を平岡らが行ってきた輸送現象論に基づく結果と統合し、より一般的で広(レイノルズ数)範囲に適用出来る相関式を導いた。

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

ここで、

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

$$C_t = [\{1.96(\gamma n_p^{0.7} b/H)^{1.19}\}^{-7.8} + (0.25)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

$$m = [\{0.710(\gamma n_p^{0.7} b/H)^{0.373}\}^{-7.8} + (0.333)^{-7.8}]^{-1/7.8}$$

$$C_{tr} = 23.8(d/D)^{-3.24}(b/D)^{-1.18}(\gamma n_p^{0.7} b/H)^{-0.74}$$

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

また、

$$\beta = 2 \ln(D/d) / \{(D/d) - (d/D)\}$$

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

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

なお、 f および Re_G は Np および Re_d と次の式で関係づけられる。

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

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

この2つの章では邪魔板のない攪拌槽を扱っているが、特に乱流条件下では邪魔板の設置は必要不可欠な装置条件となる。そこで第4章では、まず邪魔板条件での過去の報告を整理し、その報告内容の相違点を指摘すると共にその原因を究明した。このような報告の不一致は、邪魔板条件での動力を議論する上での大きな障害となっていたためである。

そして第5章では、まず完全邪魔板条件における最大動力数 Np_{max} に関する相関式を以下のように導出した。

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

次に、翼条件と邪魔板条件の相互作用を明らかにし、過剰邪魔板条件に関する過去の報告データも含めた実験結果の整理から、各邪魔板及び翼条件での相関式を以下のように導出した。

$$\frac{Np}{Np_{max}} = \{(4.5x)^{-5} + (0.50x^{-0.6})^{-5}\}^{-1/5}$$

$$x = \frac{(B_w/D)n_b^{0.8}}{Np_{max}^{0.2}} + \frac{1}{4.5} \left(\frac{Np_0}{Np_{max}} \right)$$

そして最後に、完全邪魔板条件も翼条件に影響されることを明らかにし、新しい完全邪魔板条件式を提出した。

$$(B_w/D)n_b^{0.8} = 0.27Np_{max}^{0.2}$$

このように、可能な限り広い設計あるいは操作範囲での相関式の導出という目的で本研究を進めてきたが、多様化している攪拌装置のあらゆる形状への拡張を試みた訳ではない。未だ明らかにされていない形状因子の補正に関する理論的根拠を明確にし、広範囲な条件で用いることの出来る相関方法を提出することを主目的とした。従って、第3章で述べた球形槽の他にも、皿型攪拌槽に関する補正、棒状の翼あるいは邪魔板についての定量的処理、そして、ピッチドパドルや後退翼のほか、最近開発されている特殊新型翼への相関式の適用等、本研究結果を工業的に用いられているあらゆる装置形状へと拡張するにはまだ課題は多い。しかしながら、相関式導出に当たっての基本概念を重視すると共に、相関式をより一般的な(ある

いは単純な)形で導出してあるので、補正パラメータ導入等の若干の修正で、こうした特殊形状にも拡張が可能になろう。

さて、多様化あるいは高精度化する攪拌技術のニーズに応えるかのように、最近の研究内容も多様化高精度化してきている。これは1つに、シミュレーション技術あるいは計測技術の向上と共に、攪拌槽内の流動状態を詳細に解析出来るようになったことがその重要な要因といえる。それと、企業と大学の研究の共同化が進行そして浸透してきていることも見逃すことは出来ない。例えば、新しい翼あるいは攪拌装置の開発・最適化や新しい計測方法の提案、そして、反応事例を取り込んだ攪拌操作の解析等が挙げられる。

しかし、攪拌槽に関する基礎的な事項は、ややもすると置き去りにされ易いが、その点で本研究はこの部分に言及したものといえる。ファインケミカル事業に携わる技術者の多くは、様々な反応操作に(場合によっては非常に短期間で)対応するため、攪拌操作のこうした基礎的な部分に大きな関心があるのではなかろうか。この意味から、地味であるが有用な基礎的研究が、今後より活発に進められることを期待してやまない。

Appendix A

(2.1) 式および (2.2) 式の誘導

$\xi = \ln(r/r_0)$, $f = r\omega^2$ と定義し、まず $\partial\xi/\partial r = r^{-1}$ の関係より

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(\psi, \omega)}{\partial(r, \theta)} = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial\xi}{\partial r} \right) \frac{\partial(\psi, \omega)}{\partial(\xi, \theta)} \quad (\text{A.1})$$

$\partial r/\partial\xi = r$ より $\partial/\partial\xi = r\partial/\partial r$ の関係が得られるので

$$\begin{aligned} \nabla^2 &= \frac{1}{r^2} \left\{ r \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2}{\partial\theta^2} \right\} \\ &= \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2}{\partial\xi^2} + \frac{\partial^2}{\partial\theta^2} \right) \equiv \frac{1}{r^2} \nabla_\xi^2 \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

そして (A.1), (A.2) 式の関係から (T-2.1) 式は次のように変換される。

$$\frac{\partial(\psi, \omega)}{\partial(\xi, \theta)} = \nu \nabla_\xi^2 \omega \quad (\text{A.3})$$

次に $f = r^2\omega = r_0^2 e^{2\xi}\omega$ より次の関係式を得る。

$$\frac{\partial f}{\partial\xi} = r_0^2 e^{2\xi} \frac{\partial\omega}{\partial\xi} + 2f \quad (\text{A.4})$$

また、 $\partial^2 f/\partial\xi^2$ を展開して整理すると

$$r_0^2 e^{2\xi} \frac{\partial^2\omega}{\partial\xi^2} = \frac{\partial^2 f}{\partial\xi^2} - 4 \frac{\partial f}{\partial\xi} + 4f \quad (\text{A.5})$$

さらに $r^2\partial^2\omega/\partial\theta^2 = \partial^2 f/\partial\theta^2$ より

$$\frac{\partial^2\omega}{\partial\theta^2} = \frac{1}{r_0^2 e^{2\xi}} \frac{\partial^2 f}{\partial\theta^2} \quad (\text{A.6})$$

(A.3) 式を展開し、(A.4) ~ (A.6) 式を代入して再整理すると、次式を得る。

$$\frac{\partial(\psi, f)}{\partial(\xi, \theta)} + 2f \frac{\partial\psi}{\partial\theta} = \nu \left(\nabla_{\xi}^2 f - 4 \frac{\partial f}{\partial \xi} + 4f \right) \quad (\text{A.7})$$

また、(A.2) 式と (T-2.2) 式を用いて次式を得る。

$$\nabla_{\xi}^2 \psi = f \quad (\text{A.8})$$

(A.7),(A.8) 式に (2.3),(2.4) 式の無次元化に関する定義式を代入して整理すると最終的に (2.1) 式および (2.2) 式を得る。

Appendix B

ヘリカルリボン翼の所要動力の単発データに対する相関

単発的に報告されているヘリカルリボン翼の攪拌所要動力のデータは Shamlou-Edwards の文献に報告されている。また、最近では Carreau らの文献がある。これらのデータを本研究で求めた相関式 (2.26) 式の推算値と比較したのが図 B.1 である。一部のデータを除いてほぼ良好に相関されることがわかる。

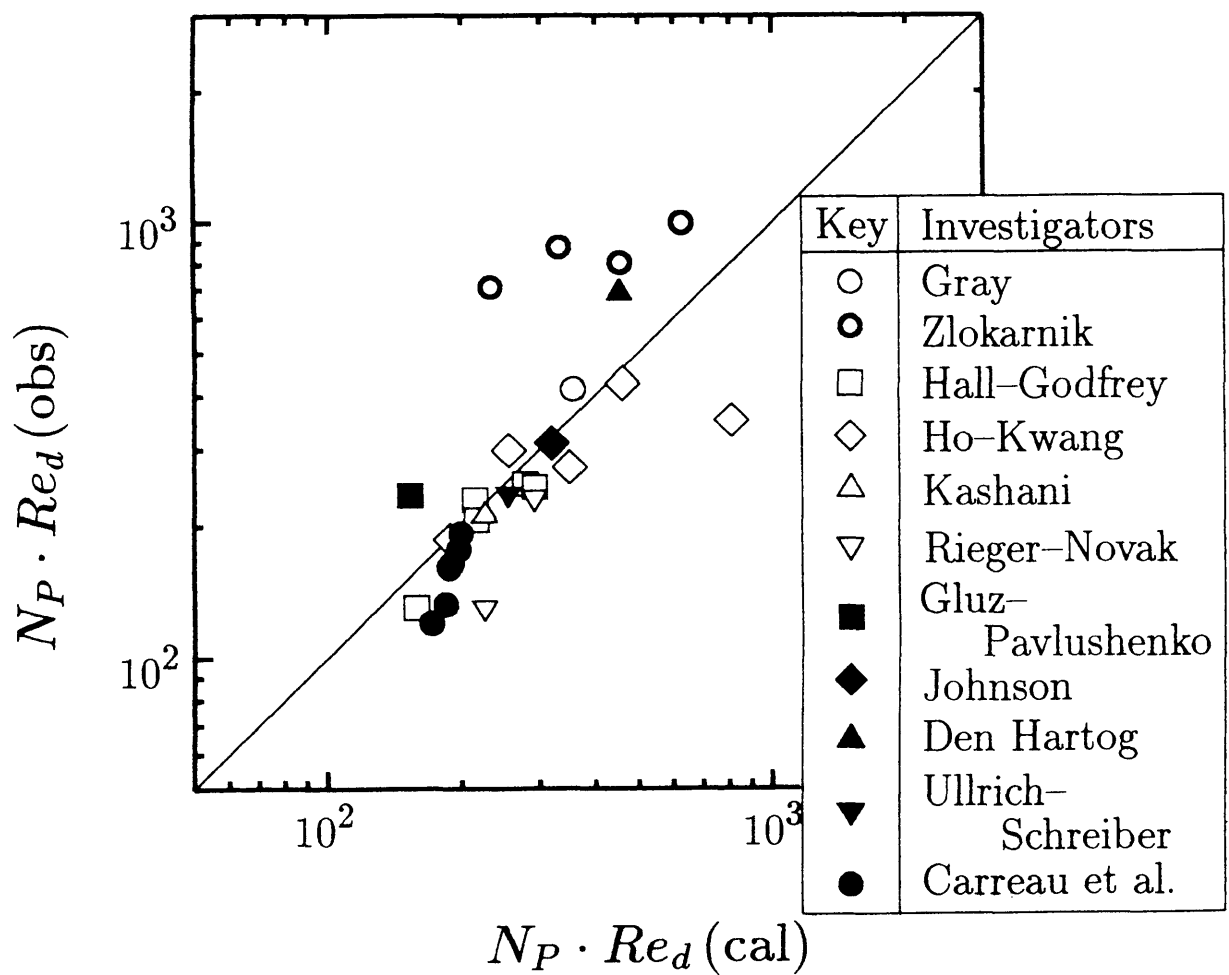


図 B.1 ヘリカルリボン翼の所要動力の単発データに対する相関

Appendix C

球形槽の見かけ円筒槽直径の有効性

本文中の層流域での攪拌所要動力の相関式 (3.8) 式に、球の直径 D_s と次式で求められる見かけ円筒槽直径 D_a を用いた場合の $Np \cdot Re_d(cal)$ と $Np \cdot Re_d(obs)$ の相関精度を図 C.1 に示す。

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

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

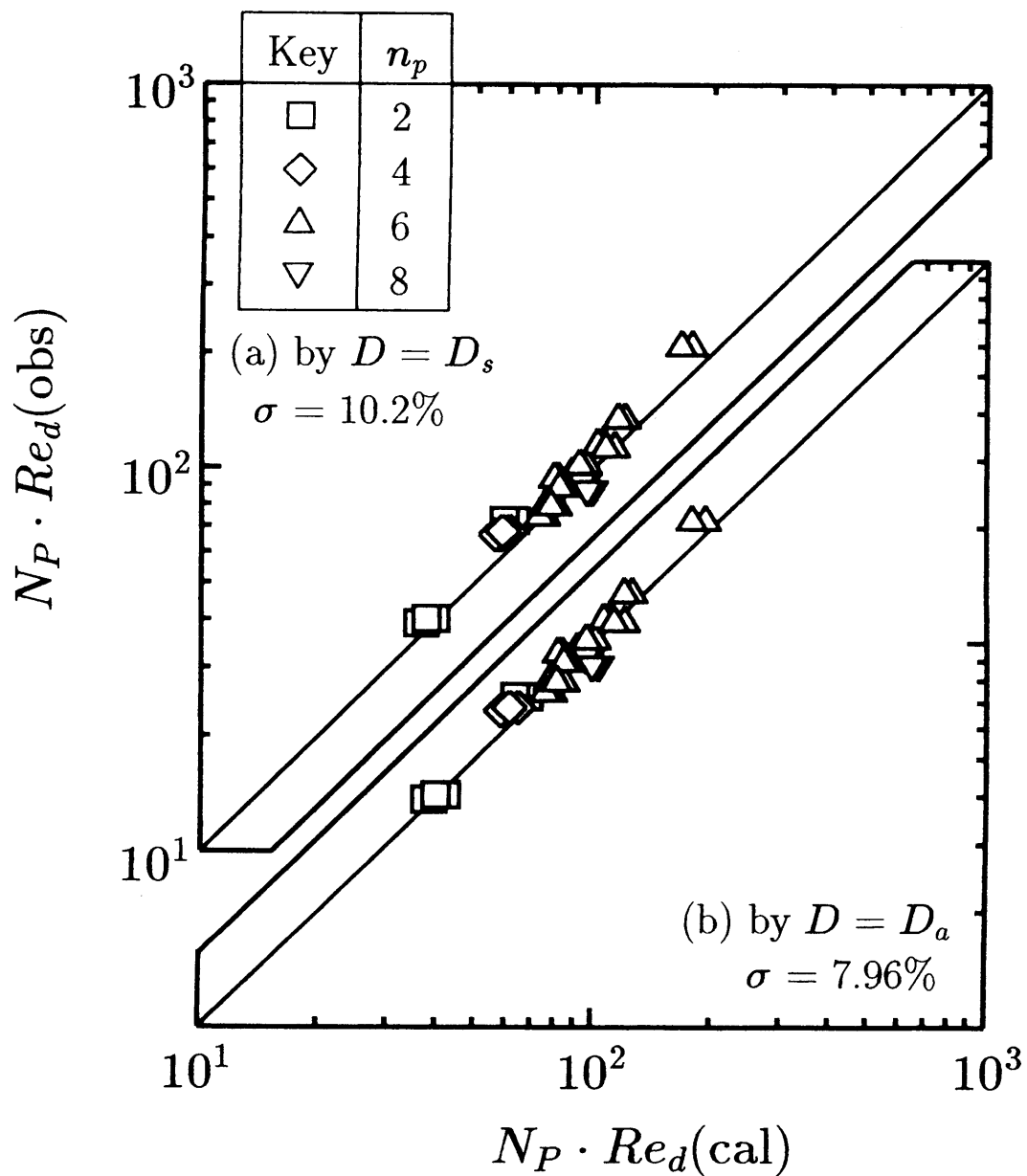


図 C.1 球形槽における実測値と (3.8) 式による計算値の比較

(a) 球の直径 D_s を用いた場合

(b) (C.1) のみかけ直径 D_a を用いた場合

Appendix D

相似パラメータの誘導

槽壁を無視した攪拌所要動力の相関式は次式で表すことができるものとする。

$$\frac{P}{P_{max}} = C_p \left(\frac{Nd^2\rho}{\mu} \right)^{-m'} \quad (D.1)$$

一方、槽壁での輸送現象より攪拌所要動力は次式で表すこともできる。

$$f = C_t \left(\frac{Lv_\theta\rho}{\mu} \right)^{-m} \quad (D.2)$$

ここで、攪拌所要動力 P と摩擦係数 f の間には次の力学関係が成立する。

$$\frac{P}{2\pi N} = \left(\frac{D}{2} \right) (\pi DH) \left(\frac{f}{2} \rho v_\theta^2 \right) (1 + \alpha) \quad (D.3)$$

(D.3) 式と本文中の (3.2) ~ (3.5) 式を用いて (D.2) 式を変形すると次式となる。

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

ここで、槽壁に輸送されてきた運動量は、本来、翼より放出された運動量に一致しなければならないことから、(D.1) 式と (D.4) 式は

同一の式でなければならない。従って、(D.1) 式と (D.4) 式を比較することにより、両式の係数 C_p と C_t が関係づけられることが解る。一方、著者らの実測データの回帰分析より $N_{p_{max}} = C(n_p^{0.7}b/d)$ が満足されると仮定し、また、 $m = m' = 1/3$ の値で代表して、(D.4) 式より (D.1) 式の係数 C_p は次式の関係満足する。

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

さらに、 $H = D$ とし、 $C_p = \text{一定}$ および $C_t = \text{一定}$ の条件を満たす攪拌翼の寸法条件を (D.5) 式より求めると、次の関係式を得る。

$$\left\{ \frac{\eta \ln(D/d)}{(\beta D/d)^5} \right\}^{1/3} \left(\frac{n_p^{0.7}b}{D} \right) = \text{const.} \quad (D.6)$$

これが相似パラメータであり、上式左辺の前半部分を γ と記すと、本文中の (3.15) 式となる ((註) 平岡-伊藤の文献では、 n_p の指数は 1, $\beta = 1$, $\eta = 1$ として導いている)。

1. 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
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： 化学工学論文集, 20, 5, 595~603(1994)

第 2 章

2. 球形槽および円筒槽におけるパドル翼の攪拌所要動力の相関
亀井 登、平岡節郎、加藤禎人、多田 豊、仕田裕貴、李 泳世、
山口隆生、高 承台： 化学工学論文集, 21, 1, 41~48(1995)

第 3 章

3. 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
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： 化学工学論文集, 21, 4,
696~702(1995)

第 4 章

4. パドル翼を備えた乱流攪拌槽の所要動力に及ぼす翼及び邪魔板
寸法の影響
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： 化学工学論文集に掲載決定

第 5 章

5. 邪魔板なし攪拌槽の所要動力に及ぼす液高さの影響の一考察
亀井 登、平岡節郎、加藤禎人、多田 豊、全 炯圭、李 泳世、山
口隆生、高 承台： 化学工学論文集に投稿中

第 3 章

謝 辞

まず、私の入学に関して様々なご尽力を賜り、本研究を進めるに当たりご指導を戴きました応用化学科の平岡節郎教授、そして、本研究をまとめ本論文を作成するに当たり副査として貴重な意見を戴きました応用化学科の新垣勉教授、材料工学科の日比貞雄教授に心より感謝し、お礼を申し上げます。そして、論文作成や実験の遂行に当たって多大なご助言、ご協力を賜りました、多田豊助教授、森秀樹助教授、加藤禎人助手、小田昭昌助手、大同工業大学機械工学科の松浦章裕講師、尾花匡美事務官に深く感謝します。

また、本研究を遂行する上でご協力下さった桑原正治郎君、石塚弘司君、岩田克己君、吉実章良君、村井和彦君、全炯圭君他、応用化学科化学工学研究室の皆様及び卒業生の方々にお礼申し上げます。

そして、本研究を遂行する上で、暖かいご支援・ご配慮を戴きましたダイセル化学工業(株)大竹工場の有路泰久工場長、福家一昭リーダーをはじめ多くの方々、また、資金面でのご協力を戴きました広瀬紀明工場長以下新井工場の方々にも心より感謝申し上げます。

最後に、化学会社の一社員であった私が、このような研究を行うに当たり機会創出にご尽力下さいました山田幾穂名誉教授に深く感謝致します。