
化学プラント特集

大形化学装置の設計上の問題点.....	55
最近の空気分離装置およびガス分離装置の動向.....	63
シーラス反応炉について.....	69
管状炉による軽油の熱分解と反応モデル.....	78
化学プラントの計算機制御についての考察.....	85

大形化学装置の設計上の問題点

Some Design Problems on Large-scale Chemical Equipment

齋田 信幸* 蜂谷 昌彦* 橋本 尚人*
Nobuyuki Saida Masahiko Hachiya Naoto Hashimoto

要 旨

最近の化学プラントの大形化に伴い、装置も増々大形になってきているが、それらの設計には従来の小形装置では考慮する必要のなかった種々の問題点がある。本論文ではこれを下記のように整理した。

- (1) 強度設計上の問題点
圧力容器の軽量化、脆性破壊、応力解析、攪拌機の振動。
- (2) 機構設計上の問題点
攪拌機の駆動装置、軸封装置。
- (3) 性能設計上の問題点
攪拌効果のスケールアップ、蒸留塔用トレイのスケールアップ。

これ等を大形圧力容器、大形攪拌機、棚段式気液接触装置に分けて論じたが、未だ完全に解決されていない問題が多く、単に問題の提起に止った部分も少なくない。ただ今後の進歩の道標としてはじゅうぶん意義があるものと考ええる。

1. 緒 言

最近の化学プラントの大形化は、予想をはるかに上まわった速度で進行しており、50万tのエチレンプラントや、2,000tのアンモニアプラントの出現も間近いものと思われる。これらに使用される化学装置もきわめて大形なものとなり、製作設備や輸送能力に大きく制約されるのはもちろんであるが、設計方針についても従来の考え方をそのまま延長したのでは、性能的、強度的、経済的にも満足できない状況に立ち至っている。本論文は大形化における設計上の問題点を次のような観点から論じたものである。

(1) 構造設計

これもさらに機器の形態より「圧力容器」と「攪拌(かくはん)機」にわけて考える。前者には蒸留塔、熱交換器、高圧貯槽(そう)が含まれ、大形化に際してはまず軽量化設計が強く要求される。そのためには安全率の問題、局部応力の解析、風圧や地震による動的荷重の解析などが必要となり、また厚肉の材料を使用する場合生ずる脆(ぜい)性破壊についての考慮が要求される。攪拌機にはいわゆるオートクレーブ、反応槽、混合槽、培養槽などが含まれ、主要な部分である駆動装置、攪拌装置、軸封装置にわけて問題点を論ずる。

(2) 性能設計

蒸留塔、吸収塔、洗浄塔などの気～液接触用棚(たな)段塔では、大形化に際してトレイ上の流動、安定性、段効率などが重大な問題となるので、各種のトレイ形式についてその特性を論じてみた。攪拌装置では攪拌効果のスケールアップがいちばん問題となるが、以下で述べるように現在のところまだ満足すべき方法は見いだされていない。熱交換器については全く言及していないが、性能上の問題については特に論ずべき点はないと考えられる。

2. 大形圧力容器

2.1 軽量化設計

最近化学プラントの大形化の傾向は著しく表1は最近の大形機器の実績の一例であるが、さらにこれを上まわる大形のものが検討の対象になっている現状である。0.6乗則による大形化のための建設費低減のメリットも機器に関する絶対の安全性と確実性とを前提と

* 日立製作所笠戸工場

表1 最近の大形機器の一例

塔								
No.	トレイ形式	本体径 (mm)	高さ (mm)	圧力 (kg/ cm ²)	温度 (℃)	材 質	製品重量 (t)	備考
1	VALVE TRAY	4,000	83,000	23	−46	調質アルミ キルド鋼	350	
2	SIEVE TRAY	4,500	68,000	真 空	200		S B42	220
3	PACKED TOWER	3,960	46,000	30	125	S B42	230	
4	PACKED TOWER	4,950	61,230	25	149	S B42	310	
5	SIEVE TRAY	7,150	55,000	真 空	150	S S41	300	
6	VALVE TRAY	4,300	75,000	21	120	S M50B	410	
熱交								
No.	伝 熱 面 積 (m ²)	本体径 (mm)	長 さ (mm)	圧 力 (kg/ cm ²)	温度 (℃)	材 質	製品重量 (t)	備考
1	2,818	1,750	14,500	18.5	120	S M50	66	
2	496	940	11,300	85	600	A387GrD	43	
3	2,000	3,800	8,000	真 空	100	S U S32	130	
4	625	1,320	9,200	360	173	S S41 S F50	70	
5	1,753	1,400	14,850	27.5	−20	S T B42	46	
6	1,134	1,950	8,630	12.5	220	S M50C S M50B	50	
槽(そう), リアクター								
No.	本 体 径 (mm)	長 さ (mm)	圧 力 (kg/ cm ²)	温 度 (℃)	材 質	製品重量 (t)	備 考	
1	1,330	8,900	360	65	A S T M A302BMD	60	板厚 148 mm	
2	5,900	25,000	1.8	520	S B46	150		
3	5,334	11,500	36	485	A204GrB	150	板厚 116 mm	

してこそであり、大形機器における万一の事故発生は膨大な危害を招き、プラント操業率の低下は大形化なるがゆえにかえってユーザー側のデメリットになることをメーカーとしては銘記せねばならない。また機器寸法の大形化と重量の増大は製作、検査、輸送などの面で多大の手間と経費を必要とし、場合によってはその変革をさえ要求されることになるので、設計段階での軽量化に対する計画の良否が安全性と経済性とを大きく支配することになる。

このような情勢において発行された ASME Section III は原子炉プラント用容器を対象に制定された規格ではあるが、軽量安全設計を目標に新しい技術が広く折り込まれているので、化学プラント機器の設計に大きな刺激となった。この規格は最大せん断応力説に基づいて作られており、応力を図1のように分類しそれぞれに合理的な許容限度を設定し、容器のすべての部分に対して疲れ解析を含む詳細な応力解析を要求している。この規格に基づく設計では各部が均等な安全率を保ち、全体として軽量かつ信頼度の高いものが得られると考えられる。

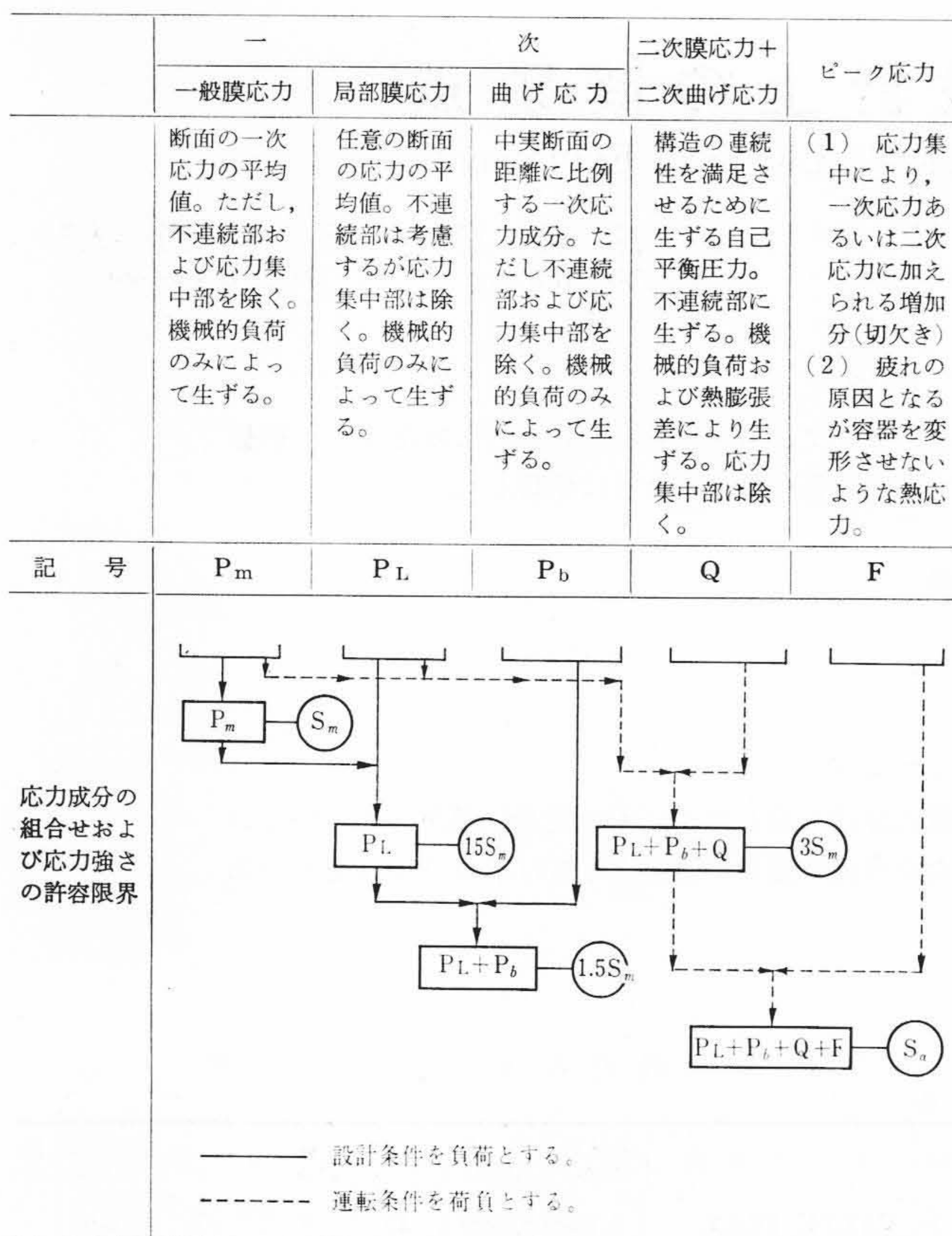


図1 ASME Section III における応力の種類
および応力強さの限界

化学プラント関係の ASME Section VIII においても最近この思想を折り込んだ Division II が発行された。国内法規関係はまだこの線にまで前進していないが、大形機器設計での需要を背景としていずれこの思想は取り入れられてくるものと思われる。

一方軽量化設計に最も直接的な手段として有効な材料面での研究もいろいろ進められており、法規における降伏点ベースの設計の採用とあいまっていわゆる高張力鋼が大幅に実用化されつつある現状である。また新材料の開発に伴って機器メーカーとしての溶接などの工作面の検討が必要になってくるがこの面でも最近急速な進歩をとげている。

2.2 脆 性 破 壊

機器が大形化した場合に設計面で検討しておかねばならぬもう一つの問題に脆性破壊がある。脆性破壊は通常の設計応力以下の低い応力で瞬時にして壊滅的な破壊を起こすもので、一般の靱(じん)性破壊を前提とした応力解析と設計法では防止することができない。

大形機器における脆性破壊の事例は少なくないが、図2は1965年にイギリスで水圧試験時に脆性破壊を起こした Cr:Mo:V 系の高張力鋼製の大型圧力容器で、図示の箇所が破損し4個の大きな破片中の1個は重量が約2tありこれが46m離れた地点に落下したという。事故後各種の調査と検討が行なわれその結果が報告されているが⁽⁴⁾その中で設計上の誤りはなくまた過度の応力が発生した事実はないと述べられている。

脆性破壊については低温脆性という概念で古くから知られ経験的に Vノッチシャルピー吸収エネルギーとの対応の形で対策もされてきたが、最近機器大形化の問題とともにクローズアップされてきている。すなわち大形化し厚肉材になると材料の遷移温度が可成高くなり、また高張力鋼などが用いられて工作面での困難性が増している。低温のみならず常温またはそれ以上の温度で溶接部などを始点とする脆性破壊の危険性が出てくるのである。

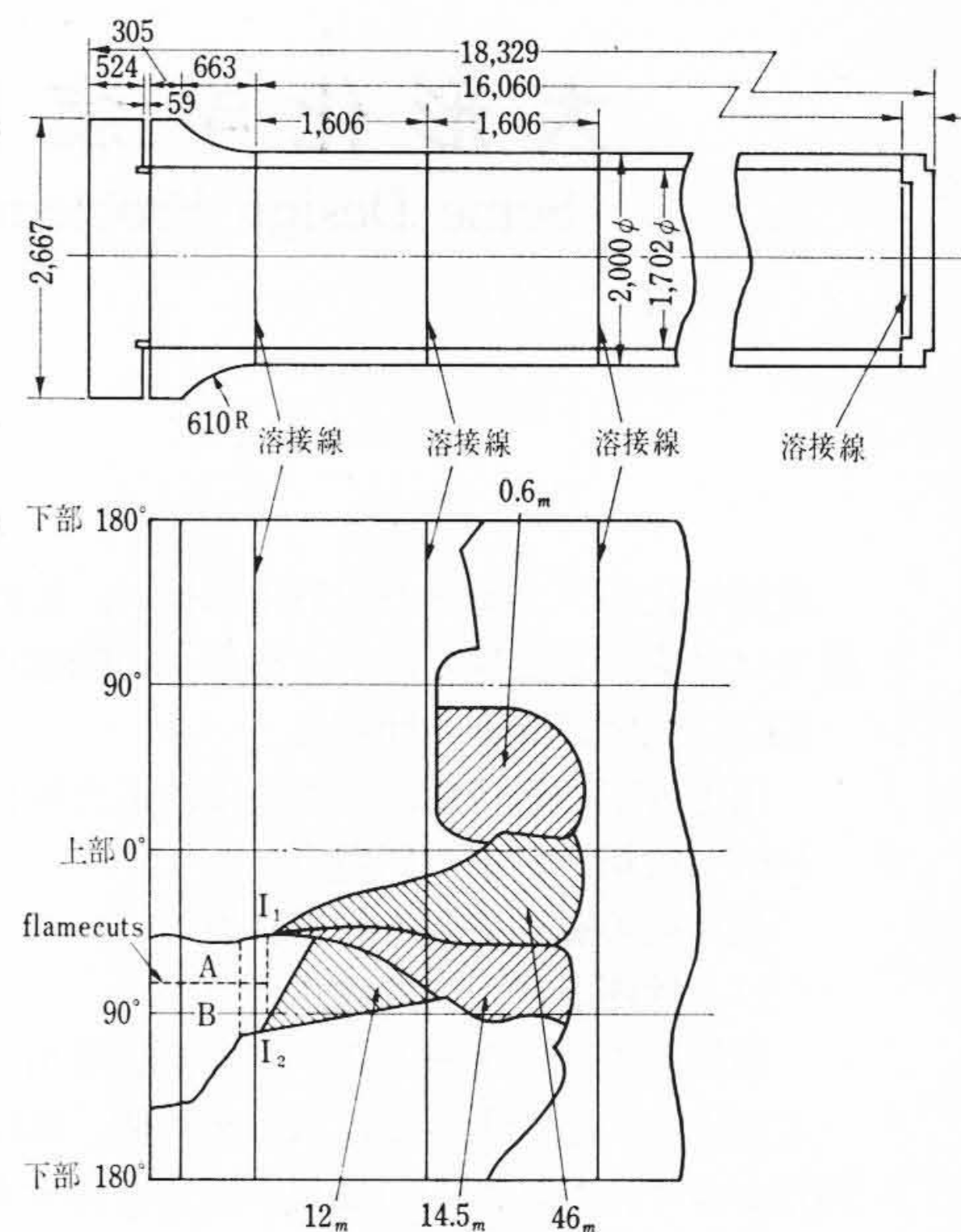


図2 大形圧力容器の損傷状況

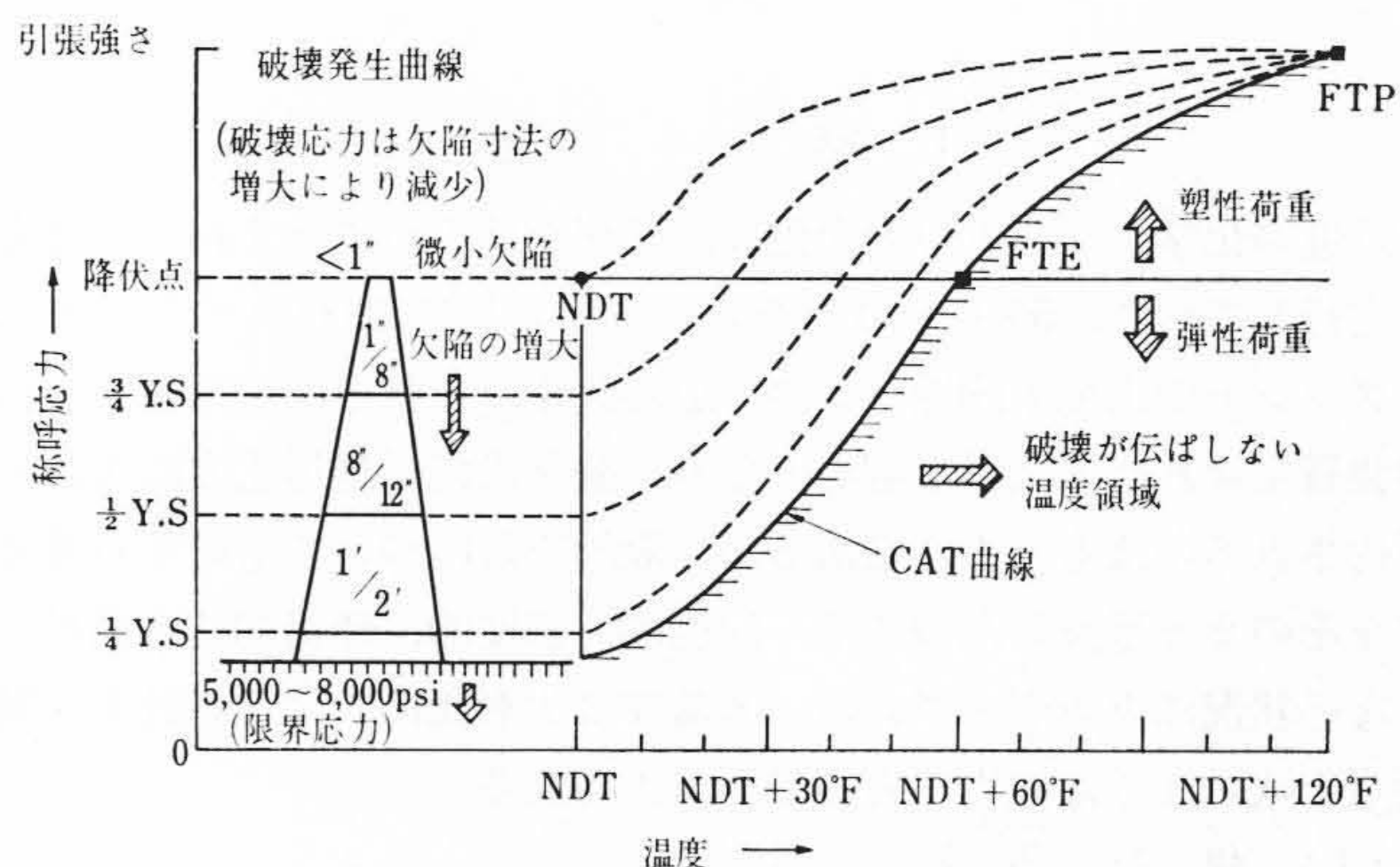


図3 NDT 温度と関連させて一般化した破壊解析線図

脆性破壊の解明はまだ学問的に完成されていない段階なので多くの評価法があるが、大きく分類して遷移温度を中心にしたアプローチと破壊力学面からのアプローチとがある。図3は「NDT 温度」の概念で一般に知られている破壊解析線図であり NRL 落重試験が判定の基本になる。脆性破壊の理論としては Griffith の完全脆性破壊理論、Griffith—Orowan の理論、Griffith—Irwin の理論、Wells の COD 理論などがある。また国内において二重引張試験によるき裂伝播(でんぱ)、停止特性およびプレスシャルピー 50% 破面遷移温度との関連を基礎に組み立てられた日本溶接協会の「低温用鋼板材質判定基準」がある。

これら各種の脆性破壊評価法からしていえる脆性破壊防止の基本概念は塑性変形が部分的にでも発生しないような荷重状態にし、じゅうぶん高い靱性を有する鋼材を使用し、ノッチや欠陥を防止するというに尽きると思うが、設計にあたっては経済性を考慮しながら定量的な評価をそれぞれの場合に応じて行なわねばならない。

2.3 荷重条件の把握(はあく)

上述のように極限設計が要求されると荷重条件の把握と局部応力の解析が重要になってくる。荷重条件把握問題の一例として大形塔の地震荷重に着目してみると、現在国内には日本石油学会制定の「スカート有する塔槽類の強度」なる規定があり、この中では static な構造物のほかに dynamic な構造物の要素が折り込まれて取り扱われている。

しかしながら最近の研究では地震による構造物の破壊には加速

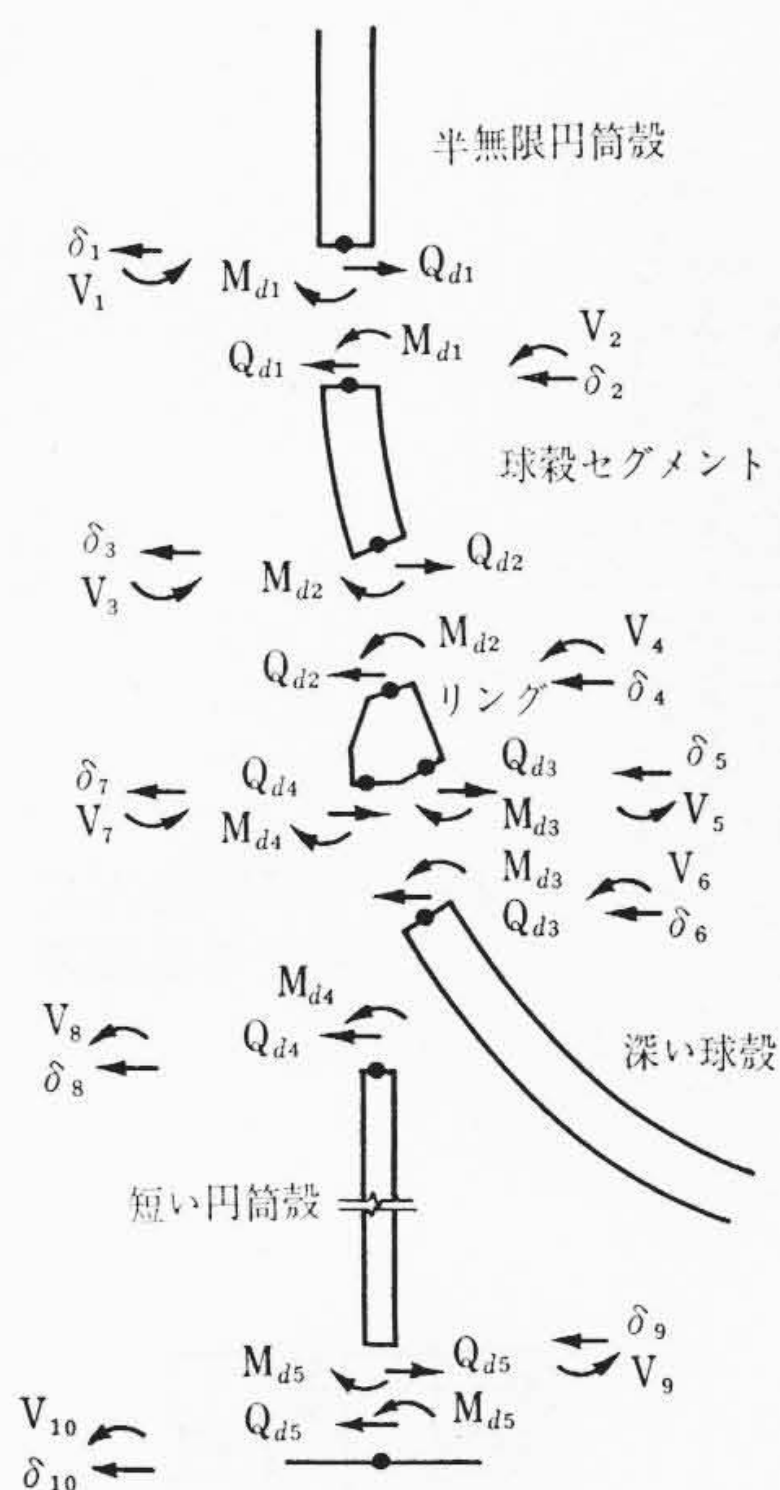


図4 スカート取付部における殻構造物の形状

度、周期のほかに、振幅、継続時間と変化、地盤の卓越振動などが影響し、また共振のほかに地震波のうちの破壊的な一波が大きな関係を持つともいわれており、極限設計を行なうにはこれらの問題との対応を考慮してゆかねばならない。

建築関係では最近耐震設計技術が著しく進歩し、電子計算機を活用して入力地震波に対する構造物各部の地震応答を、減衰係数やエネルギーの地下への逸散などを考慮して、振動方程式によって解明することが試みられている。

化学プラントの場合も塔高 100 m に及ぼうとする大形化の趨勢(すうせい)と連立塔などによる合理化軽量設計が問題にされている現状においては、これらの解析技術の導入により安全性と経済性を追求することが必要である。

このほかに風圧荷重、大径塔内におけるガス偏流などの問題に伴う強度上の検討項目があるが紙面の都合で省略する。

2.4 応力解析

前述の極限設計にすぐれた応力解析法が必要なことはいうまでもないが、化学プラント用压力容器においても最近では電子計算機の発達により複雑な計算が可能になったので、殻理論と結びついた詳細応力計算法が大幅に進歩してきている。

図4は塔槽類のスカート部の局部応力解析のための計算モデルであるが、図示のように容器とスカートの複雑な結合を半無限円筒殻、球殻セグメント、リング、深い球殻、短い円筒殻とに分割している。分割されたそれぞれの殻部材については切断面において置換した端部荷重、モーメントの影響を含めた変位量を殻理論によって計算し構造物の連続性を条件として連立方程式をたてこれを解くという手順で進められるが、この方法によると相当精度の高い局部応力が求められる。

応力解析法としてはさらにメッシュ法、有限要素法などが開発され、よりいっそうの計算精度が期待できるようになっており具体的に応用されている。

2.5 製作、検査、輸送面との関連

以上大形機器設計の強度上の問題点を中心に述べたが機器が大形化すると製作、検査、輸送との関連をあらかじめ設計段階において考慮しておかねばならない。たとえば使用鋼材の板幅の大きなものを購入する方が溶接線が少なくなり好都合であるが、大形機器の場合にはプレス、ロール曲げなどの製造能力との関連を考えなければ

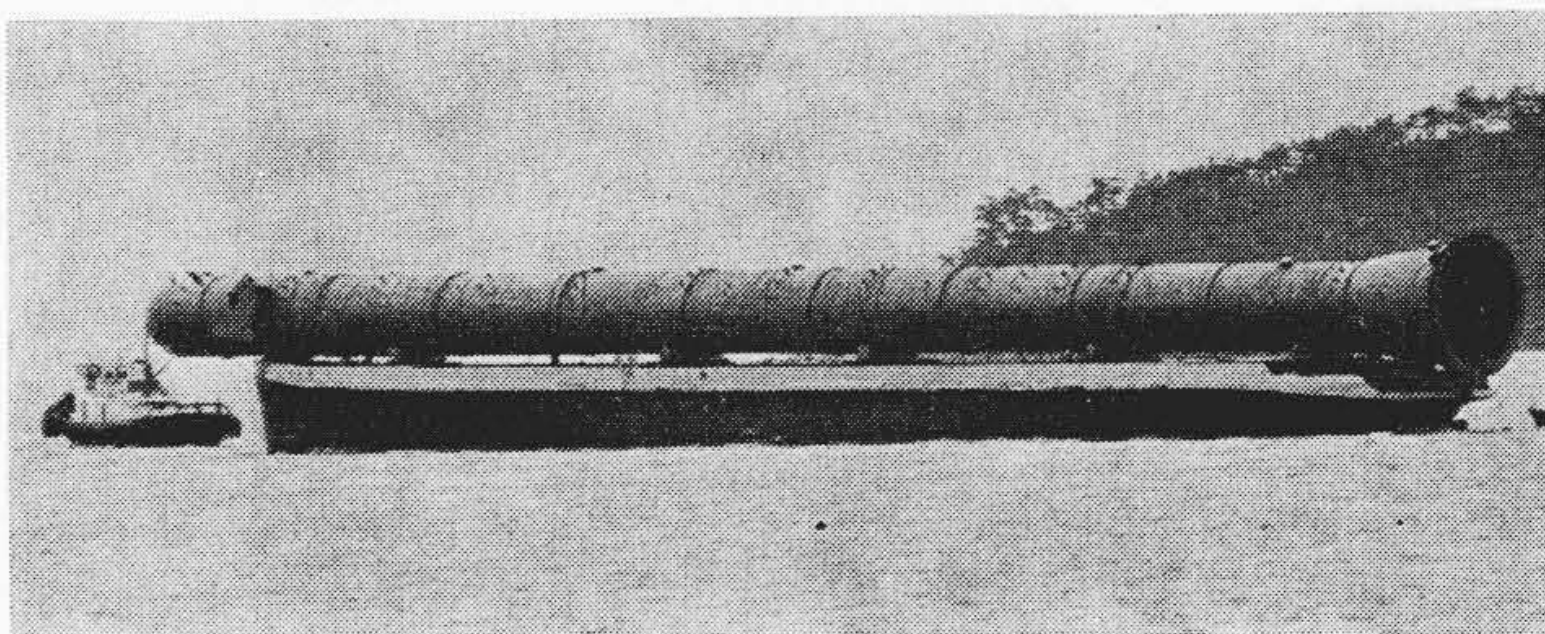


図5 大形塔の専用船による海上輸送

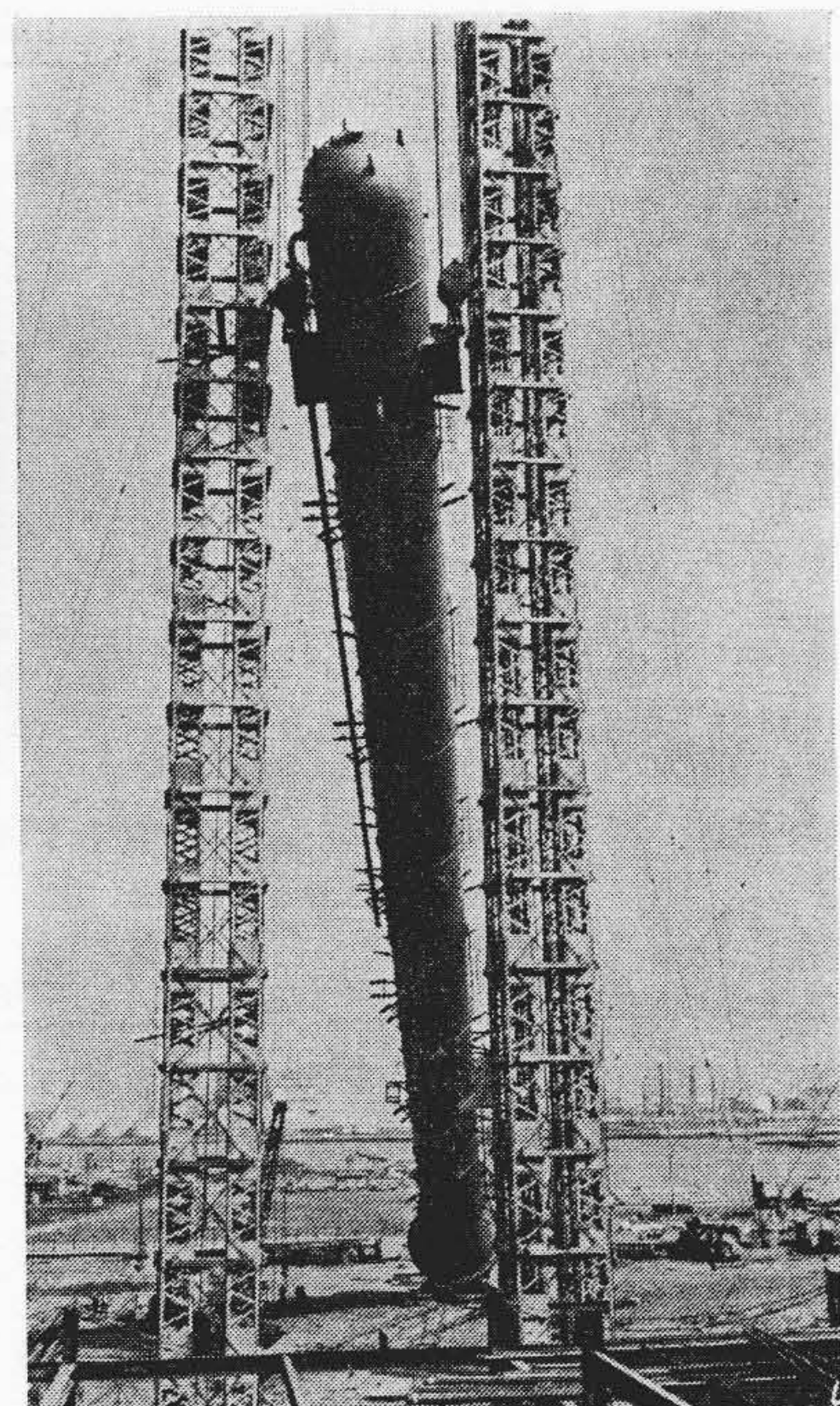


図6 大形塔の現地据付状態

その目的は果たせない。また前述の水圧試験時における脆性破壊事故を防止するためには機器使用温度と使用材料の NDT 温度を考慮した温水テストをすることが有効であるが、この温度の決定はあらかじめ設計時点で配慮されていなければならない。さらに大形機器の輸送経費は膨大なものになるので輸送法、積み込み、積み降ろし、現地での設置などを考慮して最少経費に収める検討と計画が必要であるが、これも設計段階における重要問題である。したがって今後ますます大形化する機器の実現はこれら関連部門のすぐれた技術と協力があってはじめて可能になることを忘れてはならない。

図5、図6に最近完成した大形塔の専用船による海上輸送、現地据付状態の写真を参考に示したが、日立製作所笠戸工場においては塔槽類の場合、直径 12 m、長さ 100 m、重量 800 t までのものが工場内で一体品として完成しそのまま積み出し、輸送できる設備を整え、大形機器の設計製作に鋭意努力している。

3. 大形攪拌機

3.1 スケールアップ

攪拌槽は培養、重合反応、抽出、均一混合などの目的に応じて攪拌機を選定し、小形より大形へとスケールアップされているが、最近では大容量、大馬力、大形高圧の需要が急激に増しつつある。

攪拌槽のスケールアップは、現在運転中のものを基準にして大形化していくので、攪拌効果は等しくなければならない。これは技術的に困難な問題であるが、実用上スケールアップの基本的な方法として次の手法がとられている。

(1) 幾何学的に相似な形にする。

(2) 単位容積あたりの動力を等しくし、攪拌効果(反応、溶解、伝熱、混合など)が同一になるよう試行しながら選定する。

したがって幾何学的相似に大形化し、攪拌強度を等しくする回転数は、最初の回転数: N_1 、および翼径: D_1 、大形化した回転数: N_2 、および翼径: D_2 、とすると

$$N_2 = N_1 \cdot (D_1/D_2)^{2/3}$$

となる。しかし幾何学的相似を細部まで完全に保つことは、不可能であり、スケールアップして大形化するときは、できるだけ幾何学的相似を守り、試行により最適攪拌条件を見つけるため、最初は攪拌回転数を変速式にするのが普通である。したがってスケールアップ

表2 大形攪拌機の主要実績例 (S42~S43)

年度	動力 (kW)	回転数 (rpm)	翼型式	駆動方式	軸封型式
42	250	34~54	タービン	トルコン+減速機	グランド
42	210	116	タービン	Vレベルト×2段	グランド
42	110/73	64~96	平羽根	直交軸減速	メカニカルシール
42	75	122	平羽根	直交軸減速	メカニカルシール
43	100	122	平羽根	直交軸減速	メカニカルシール
43	75	73	かい形	直交軸減速	メカニカルシール
43	310	91~110	かい形	トルコン+減速機	メカニカルシール
43	275	35~60	タービン	トルコン+減速機	グランド
43	55	125	タービン	直交軸減速機	グランド
43	55	36	かい形	直交軸減速機	メカニカルシール
43	150	115~121	タービン	トルコン+減速機	グランド
43	450	90~100	タービン	トルコン+減速機	グランド
43	100	200	かい形	直交軸減速機	メカニカルシール

表3 上部駆動方式と下部駆動方式の比較

方式	上部駆動方式	下部駆動方式
項目		
組立上	かくはん翼および軸をつり下げた状態で回転するので安定が良く、心出しが容易	かくはん系の自重でたわみが出やすく据え付けや心出しがむづかしい。
軸封装置	内容液のある状態で保守ができる	内容液の影響を受けやすく、保守の際は内容液を抜く必要あり。
槽本体強度	駆動架台として本体強度の増大が必要	駆動装置の支持は本体と無関係
保守点検	高所となり不便	便利

プする場合、変速の回転数に応じられる動力の選定がたいせつである。

流体を攪拌する正味攪拌動力は、幾何学的相似でスケールアップすると、最初の正味動力： H_1 、スケールアップした正味動力： H_2 、とおけば

$$\text{粘性流動域では } \frac{H_2}{H_1} = \frac{n_2^2 \cdot D_2^3}{n_1^2 \cdot D_1^3} \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{乱流域では } \frac{H_2}{H_1} = \frac{n_2^3 \cdot D_2^5}{n_1^3 \cdot D_1^5} \dots\dots\dots (2)$$

となる。

実際のモータ動力の決定は、正味攪拌動力のほかに変速機、減速機などの駆動装置部分の全機械効率： η_m 、攪拌装置、軸封装置、軸カップリングなどのメカニカルロス： H_e 、を考慮すれば次のようになる。

$$\text{実際のモータ動力 } H_a = \frac{H_2 + H_e}{\eta_m} \dots\dots\dots (3)$$

大形攪拌機械の攪拌動力は、数百kW以上必要とするものが多くなり、少しの誤差でも実際のモータ動力の決定に大きく影響するので慎重な検討が必要である。

最近の大形攪拌機の主要実績例を示すと表2のようになる。

3.2 駆動装置

攪拌機の駆動方式は(1)上部駆動、(2)下部駆動、(3)側面駆動に大別されるが、大形の立形攪拌機は、上部または下部駆動が使用されている。上部駆動方式と下部駆動方式の略図を、回転円板抽出塔の例で示すと図7のとおりである。両者の長所、短所を比較すると、表3のようになる。

大形攪拌機の駆動装置は、一定回転にする場合と、変速回転(無段変速または切換え変速)にする場合に分けられるが、それぞれの形式は、図8のようになる。いずれも大形で大馬力のものが必要となるため、一般に使用されている多種多様な変速機や減速機は使用できないので次のような形式と特長を持っている。

(1) プーリ2段減速：一定回転駆動で構造簡単でコストが安く故障や騒音が少ない。図9は組立中のプーリ2段減速機である。

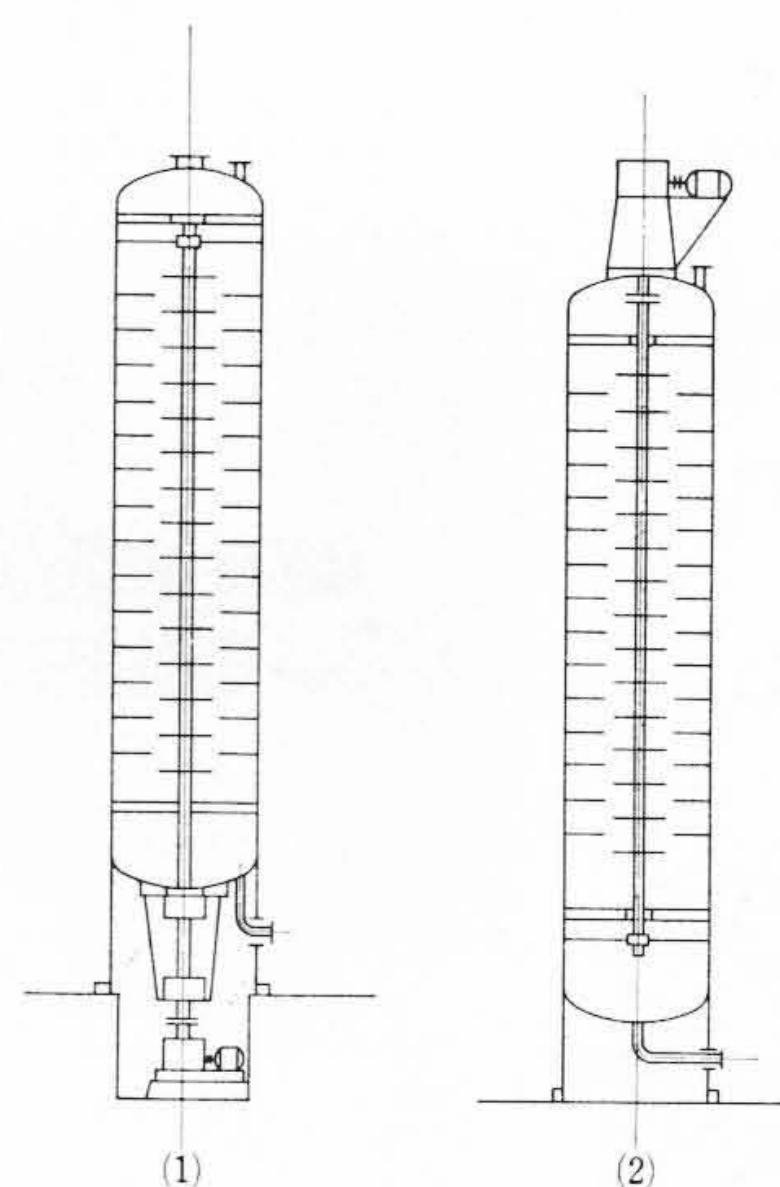


図7 下部駆動方式(1)と上部駆動方式(2)

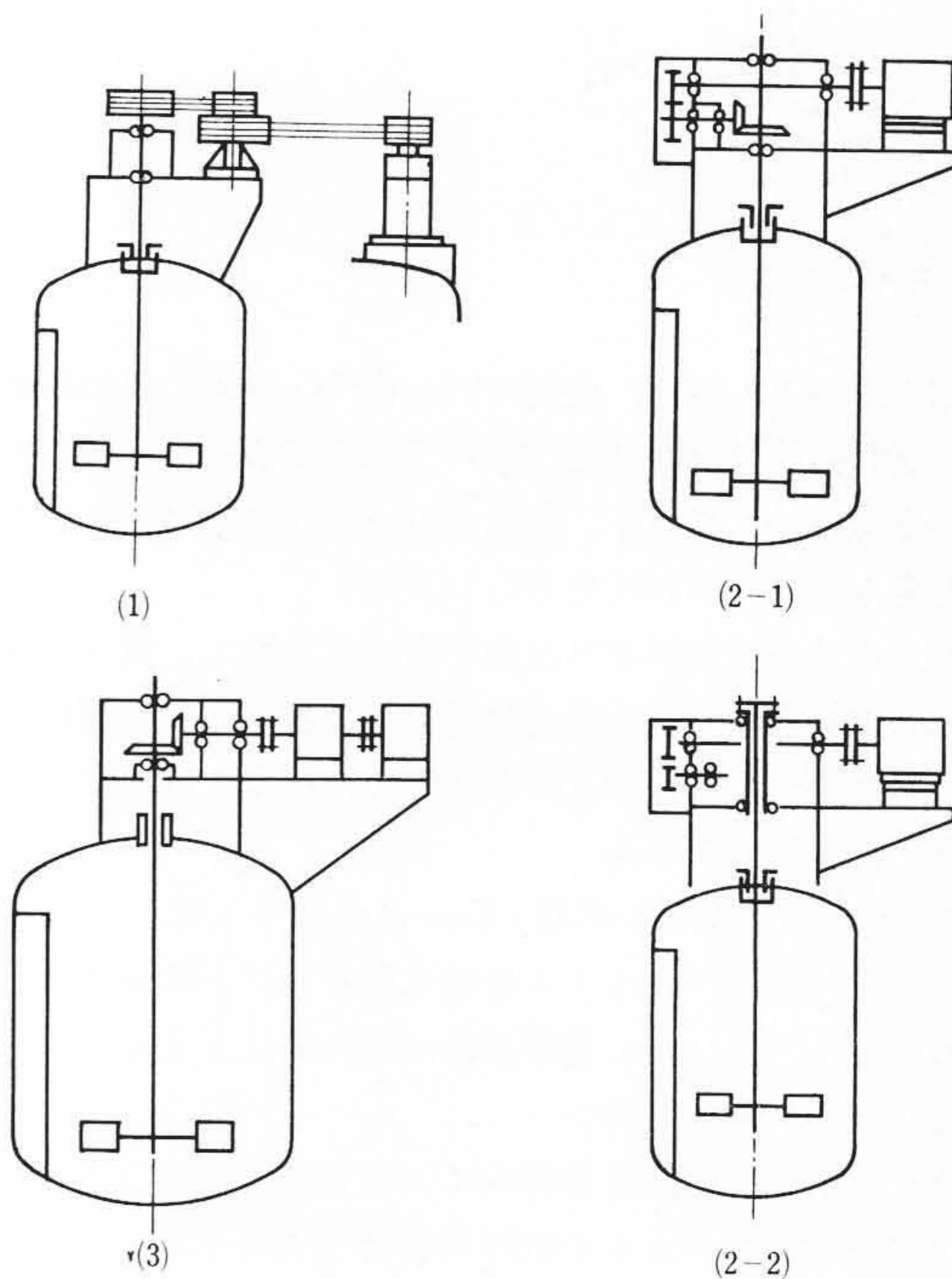


図8 (1) プーリ2段減速
(2-1) } 大形直交軸減速機
(2-2) }
(3) トルクコンバータ+減速機

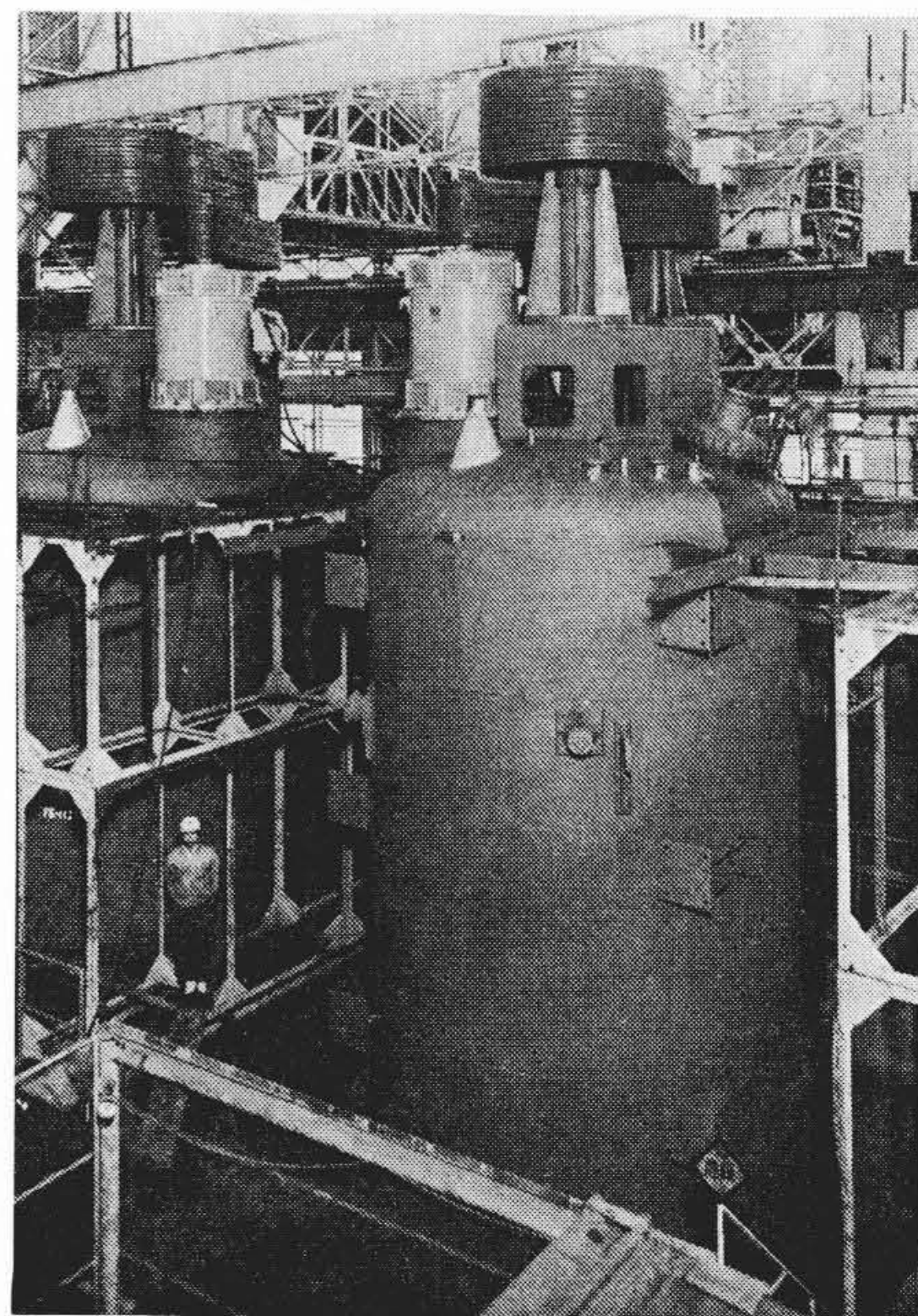


図9 プーリ2段減速機の駆動装置

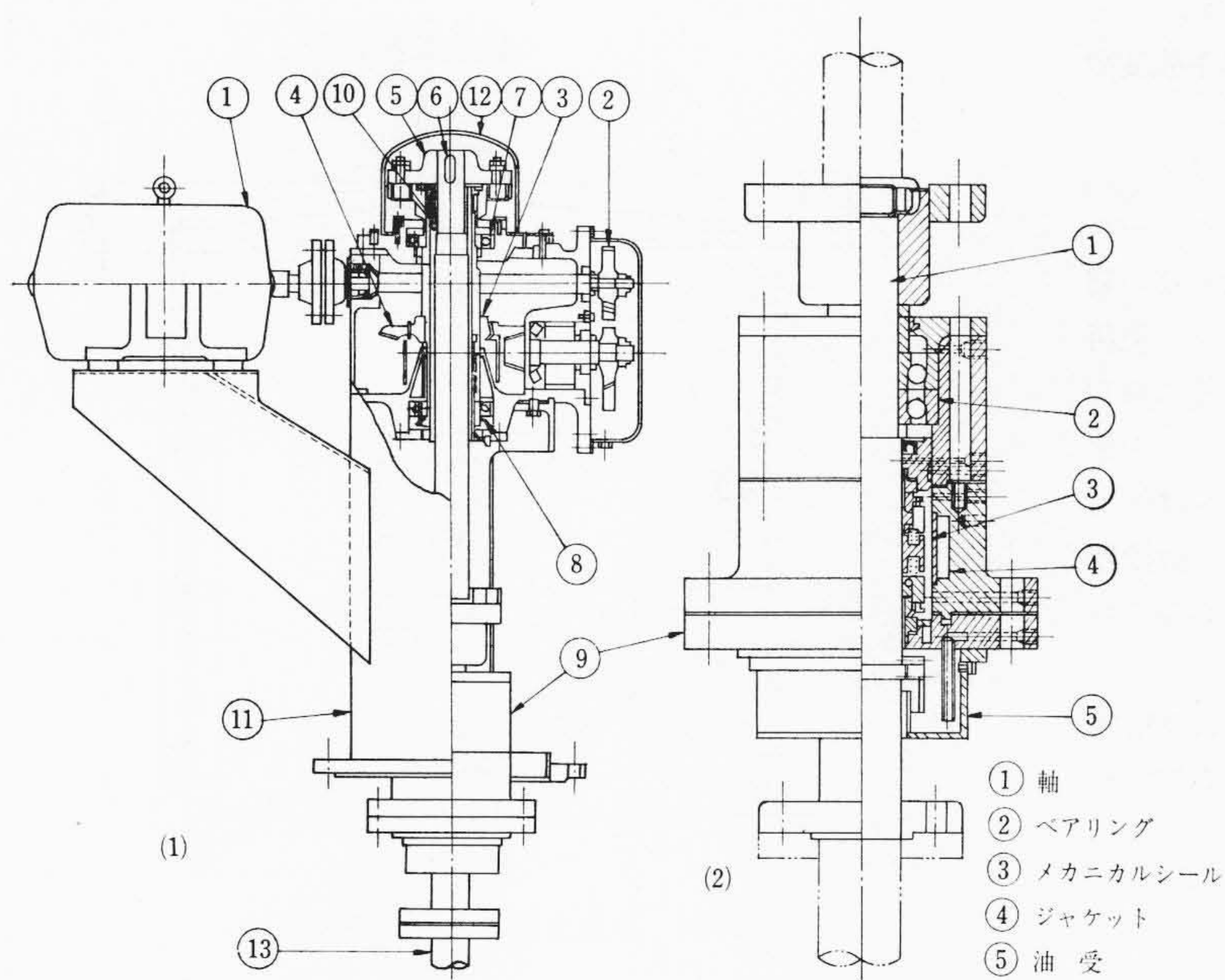


図 10-(1) 大形直交軸減速機 図 10-(2) メカニカルシール

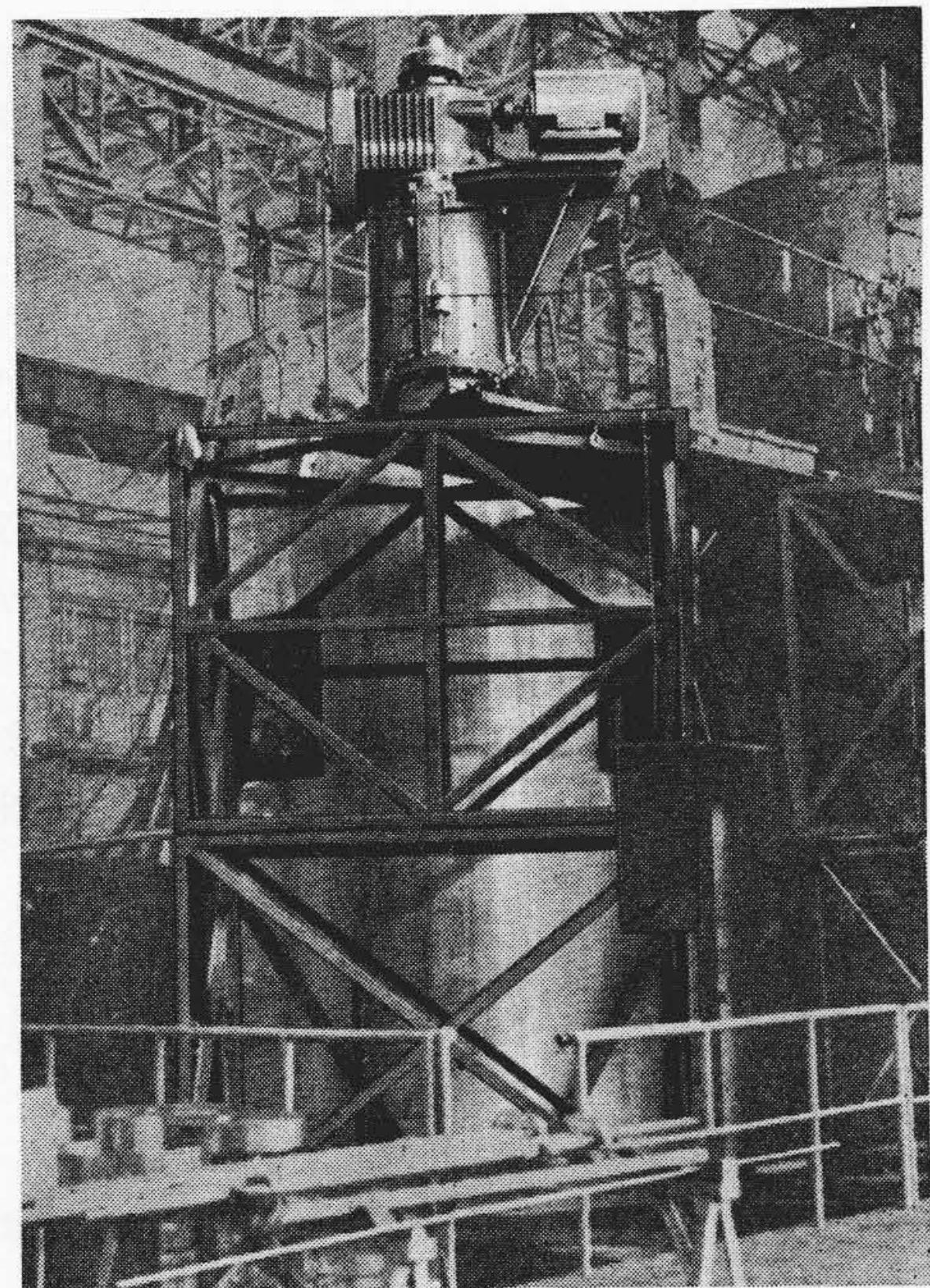


図 11 大形直交軸減速機

(2) 大形直交軸減速機：一定回転駆動であるがチェンジギヤの交換で変速できる。軸受間隔が大きく取れる割に高さは低くでき、横形汎用モータが使用できる。全体構造図は図 10-(1) に示すとおりである。図 11 は大形直交軸減速機の外観を示したものである。

(3) 可動翼トルクコンバータ付変速機+減速機：大形攪拌機の色度制御を行ない、良好な攪拌条件を生み出すために、変速が可能でこの形式の特長は

(a) 起動時、モータの無負荷起動ができ、モータ容量が節約される。

(b) 可動翼調整で速度を一定制御または無段階制御ができる。

(c) 緊急負荷がかかった場合、モータの保護作用を行なう。などである。図 12 は大形攪拌槽に取り付けられた駆動装置全体を、図 13 は駆動装置部の詳細を示したものである。

3.3 攪拌装置

攪拌装置は大形攪拌機の目的を果たす装置であり、これを支持し、大馬力を伝達する攪拌軸は

- (1) 伝達トルクに対するねじり強度。
- (2) 運転中に攪拌翼にかかる流体のアンバランス力による曲げ強度。
- (3) 攪拌翼と攪拌軸の自重、翼回転による液反力のスラストが働く場合のスラスト荷重、内圧により攪拌軸にかかる圧縮荷重などに起因する引張または圧縮、挫屈強度。
- (4) 攪拌装置全体系の振動計算。
- (5) 攪拌軸の組み込みおよび取りはずし時のつり上げに対する曲げ強度。

などの検討が必要である。また軸径が大きくなると中空軸にして、重量軽減を図るとか、耐食性上、高価な材料を必要とする場合は、軟鋼軸の表面にライニングし材料の節約を図ることが必要である。

攪拌翼の基本的構造は、かい形、タービン形、プロペラ形、いかり形などの特殊形の 4 種類が使用されるが、大形翼になると本体マンホールなどの開口部から出し入れできる大きさにする必要と、本体内で分解、組み立てができるよう分割式にするのが普通である。したがって、あらかじめ翼およびシャフトを組み立て、バラン

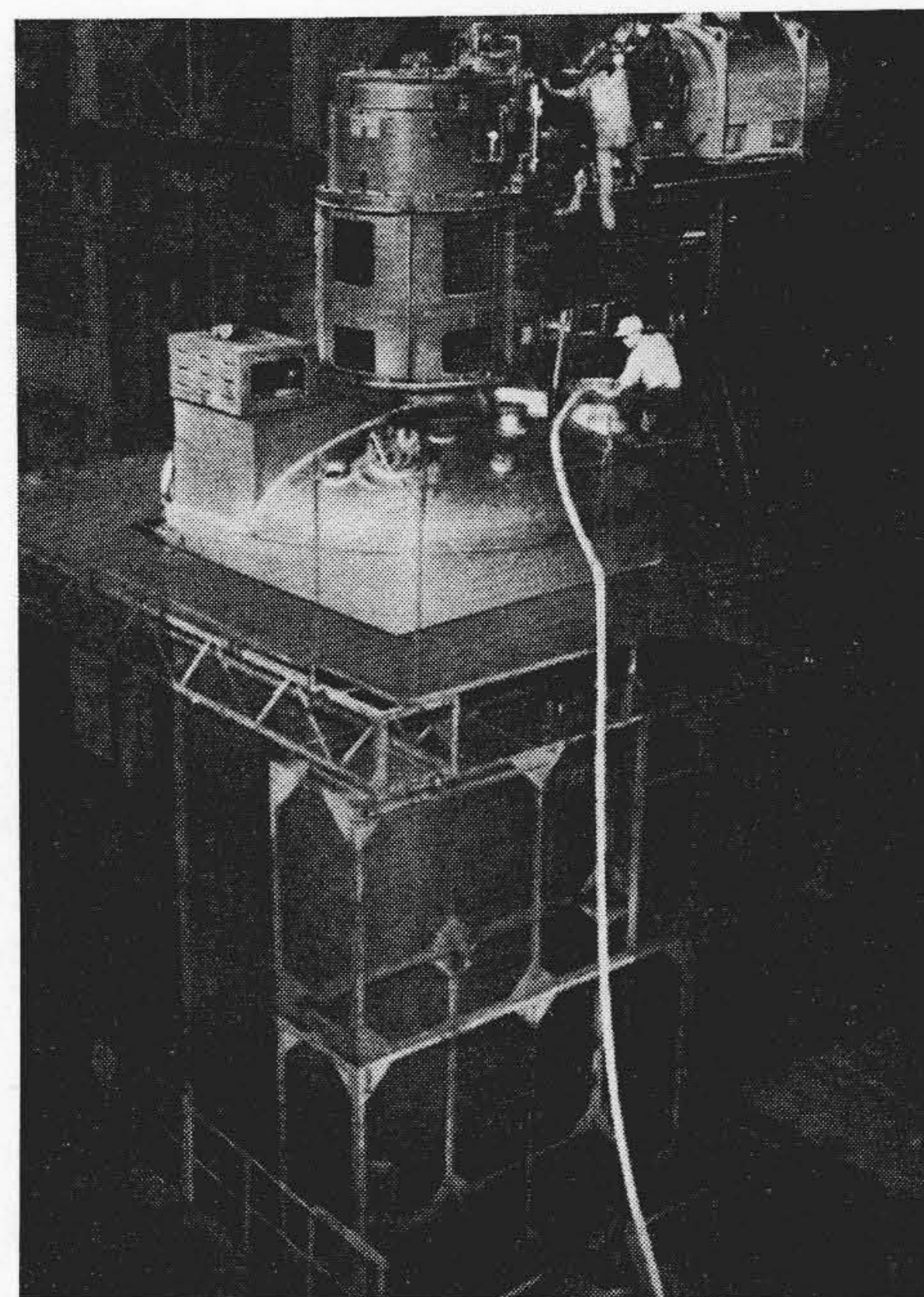


図 12 トルクコンバータ付減速機の駆動装置を組立中の大形攪拌槽

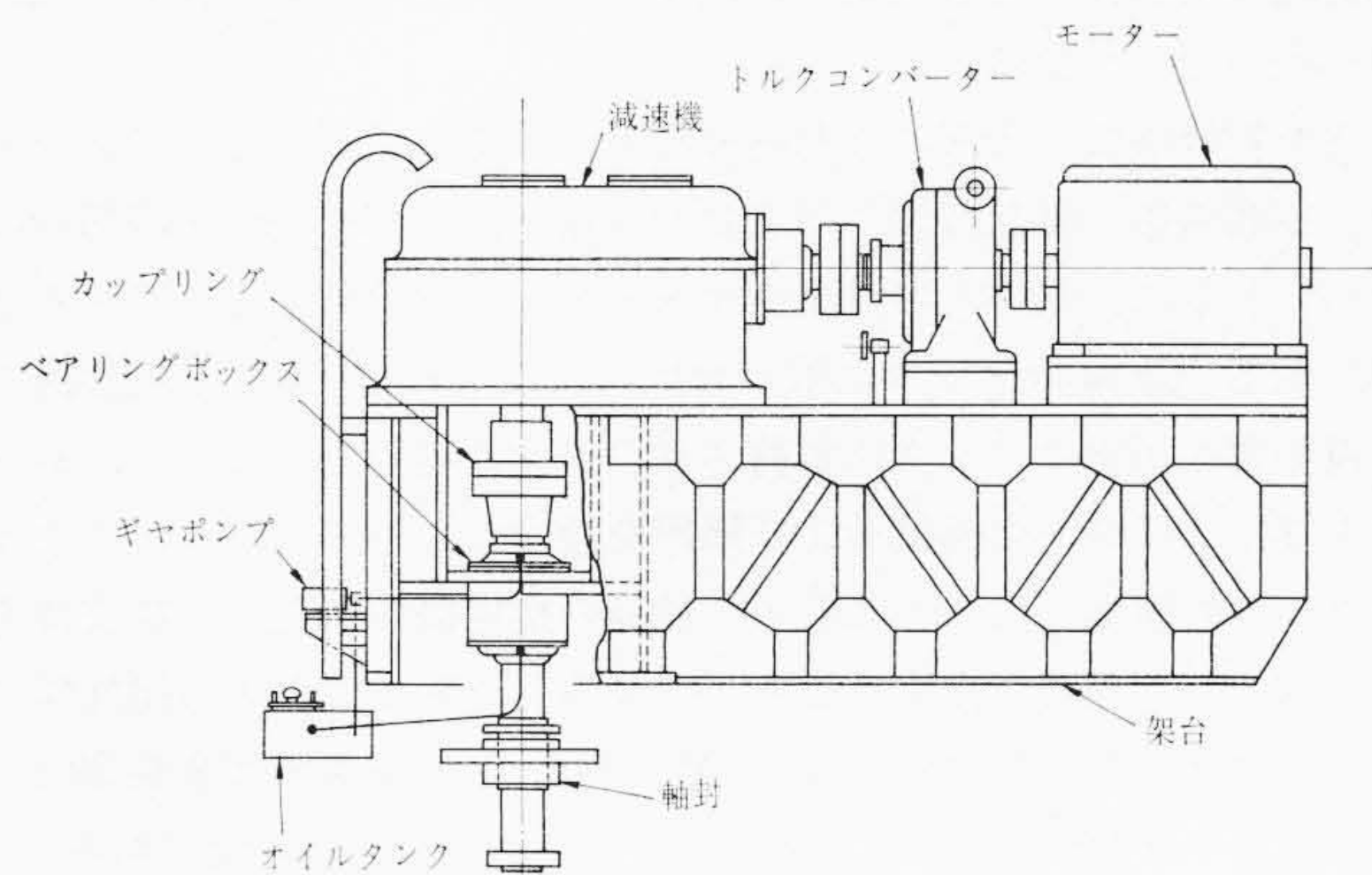


図 13 駆動装置詳細

スを完全にとり再び本体内で組み立てる必要がある。大形翼になると攪拌動力も大きくなり、翼自身の強度、組立取付部の継手強度や回り止め装置などの検討がたいせつである。

3.4 軸封装置

攪拌機の軸封装置は、一般にグランドシールとメカニカルシールが多く使用されているが、攪拌機が大形化してくると、軸封部の周速が増し、周速と面圧の積であるPV値が大きくなるので、使用する潤滑剤と合わせて、許容PV値の検討が重要である。特に長期間、内容物が漏れないようにするためには、メカニカルシールを使用する度合いが多くなってくる。攪拌機のメカニカルシールは使用条件がきびしく、漏れ量を最小に押える場合が多いので、一般機器のメカニカルシールより、高度の設計、製作、組立技術が必要である。さらに軸径が大きくなり、大形軸になると

- (1) しゅう動面の材質の選定とより高度の仕上技術および精度
- (2) しゅう動面および軸封装置全体の剛性と、変形に対する検討
- (3) しゅう動面の潤滑方法および冷却方法
- (4) 攪拌機全体とのバランスのとれた軸封構造
- (5) メインテナンス上の配慮

が、よりいっそうたいせつになる。

攪拌機のメカニカルシールの構造例を示したのが、図10-(2)である。このメカニカルシールは、上下にあるカップリングにより攪拌機の軸と取り付け、取りはずしができるユニット構造になっており、図10-(1)の直交軸減速機の側面から交換できるようにし、保守の便宜を図ったものである。

また、大形メカニカルシールの主要製作実績例は、前述の表2、の軸封形式欄に示されており、最近実績はいっそう増加する傾向である。

3.5 攪拌槽との関連

攪拌機は、取り付けられる攪拌槽の内部構造と関連した攪拌エンジニアリングの問題と、取付部を含めた槽全体の強度が完全でないとその性能が発揮できないので、攪拌槽全体として考えたバランスされた設計が最も重要である。したがって攪拌機は攪拌槽に取り付けて、攪拌テストを行ない性能をチェックするのが望ましいが、大形化が進み製作工場でテストができない場合には

- (1) 駆動装置の回転テスト
- (2) 攪拌装置の組立てテスト
- (3) 軸封装置の組立回転テスト

など、要部のチェックをじゅうぶんに行ない、現地で最終組立回転テストを行なう例が多くなりつつある。このためには、設計計画時点でじゅうぶん検討し、あらかじめチェックポイントを決めておく必要がある。同時に輸送上の問題として、大形攪拌機の駆動装置、攪拌軸の支持部、分解組立位置、現地据付け上の配慮を検討した設計がたいせつである。

また攪拌機は、大形になり屋外設置が多くなっているので、モータ、駆動装置、軸封装置、ベアリングなど、要部を完全防滴構造にするとともに、保守上の点検やオーバーホールが便利にする必要がある。図14はタンクに取り付けられた大形攪拌機で、攪拌機の自重や運転荷重はタンクに負荷されぬように支持されており、タンク上部には保守上の通路および階段を設けたものである。このようにタンクの強度、大きさに応じて最適の攪拌機の構造および支持方法を選定し、設計製作することができる。現在までの大形攪拌機の製作実績は、攪拌動力では450kW、攪拌機の長さでは全長30m、設計圧力では200kg/cm²、設計温度では500℃まで可能である。

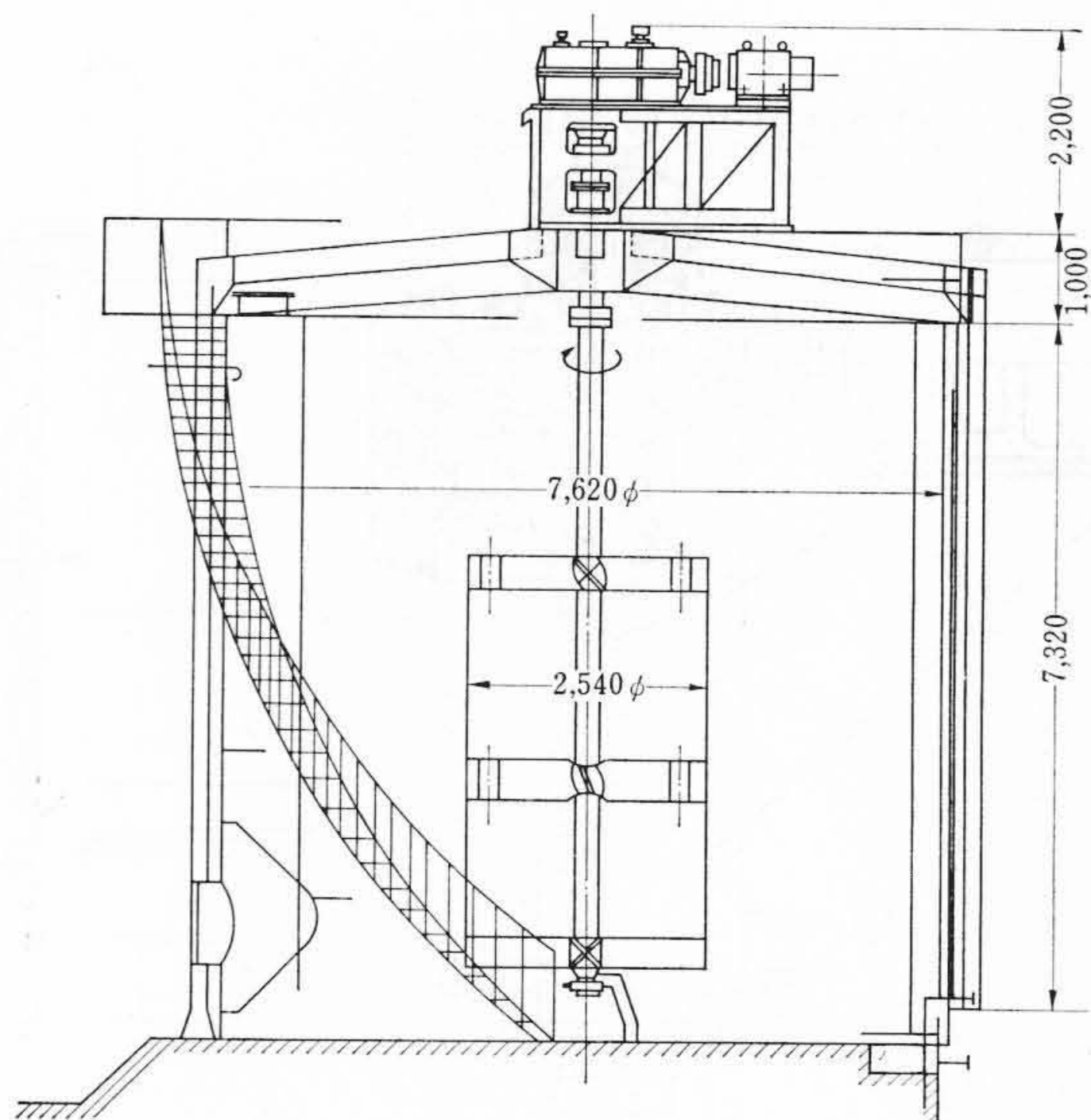


図14 独立支持された大形攪拌機

4. 棚段式気液接触装置

4.1 装置の種類および大きさ

棚段式気液接触装置はいわゆる「トレイ」を使用するもので、大略次のように分類される。

十字流形トレイ……液降下管とせきを有するもので、泡鐘（ほうしょう）塔、多孔板塔、バルブトレイなどがこれに属する。

向流形トレイ……液降下管がないもので、リップルトレイ、ターボグリッドトレイ、無せき多孔板などがある。

両者は気液の流動状態がかなり異なるので、ここでは十字流形について述べることにする。

またここで「大形」というのは塔径の大きいことを意味するが、これには特に定義のようなものはなく、現在の各種プラントにおける実例より考えて、大略直径が5～6m程度のものを想定しておく。

4.2 トレイ上の流動と安定性

トレイ上の流動は、一応液とガスにわけて考えられるが、液については通常入口側より出口側に向かって一様に流れると仮定しても大きな誤りはない。それに比べてガスの流動は一様ではなく、トレイの安定性に大きな影響を与える。

一般にトレイ1段あたりの圧力損失は次のように表わされる。

$$\Delta P_t = \Delta P_d + h_L$$

$$\Delta P_d = C_1 U_h^m \rho_G / \rho_L$$

$$h_L = C_2 (h_w + h_{ow}) + \Delta$$

ただし、 ΔP_t : トレイ1段あたりの圧力損失

ΔP_d : トレイ1段あたりの乾き圧力損失

h_L : トレイ上の液の滞留量

C_1 : 定数

U_h : 孔通過ガス速度

ρ_G : ガスの密度

ρ_L : 液の密度

m : 指数

C_2 : 定数

h_w : せきの高さ

h_{ow} : せき上の液高

Δ : 液こう配

今トレイ上の任意の2点においては、トレイの高低差、液こう配に

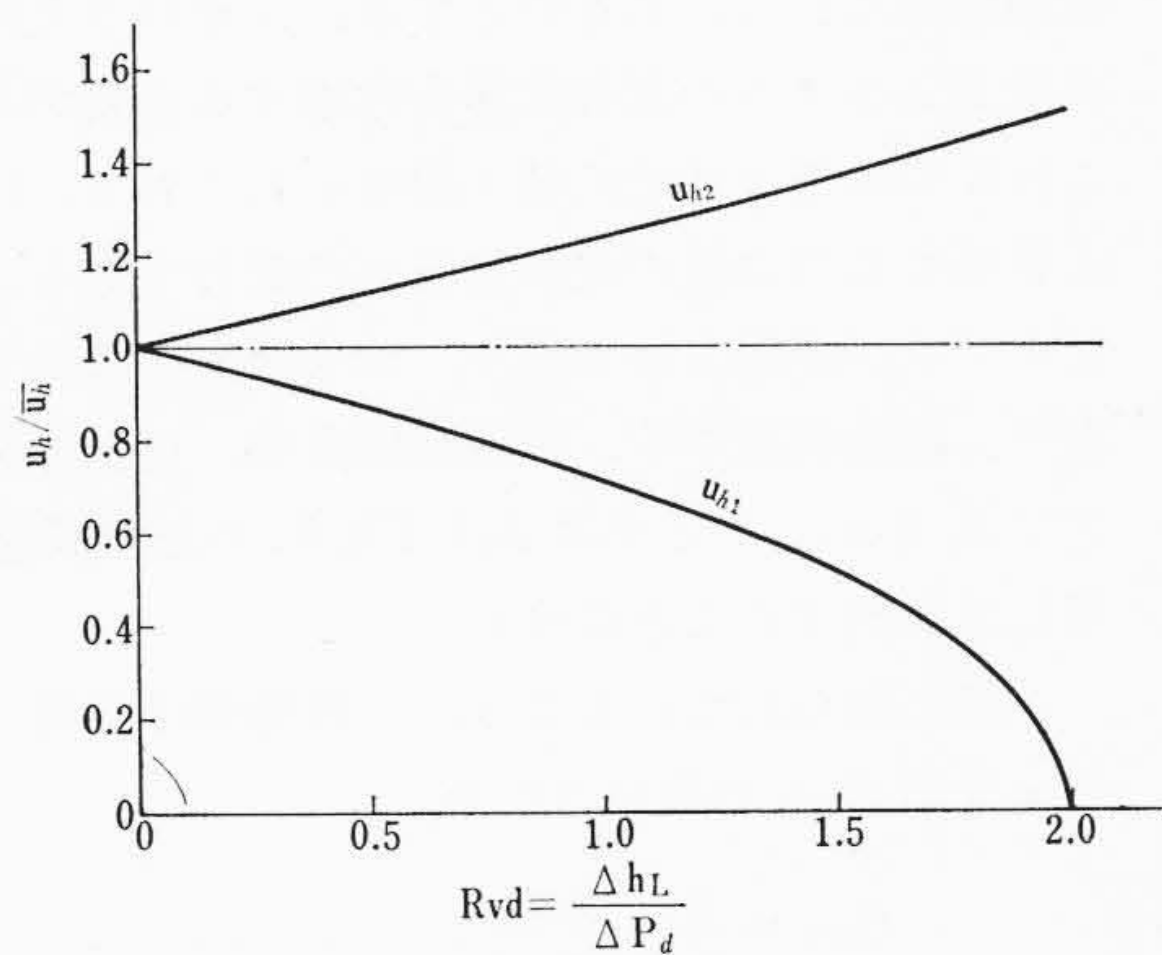


図 15 多孔板塔のガス速度分布

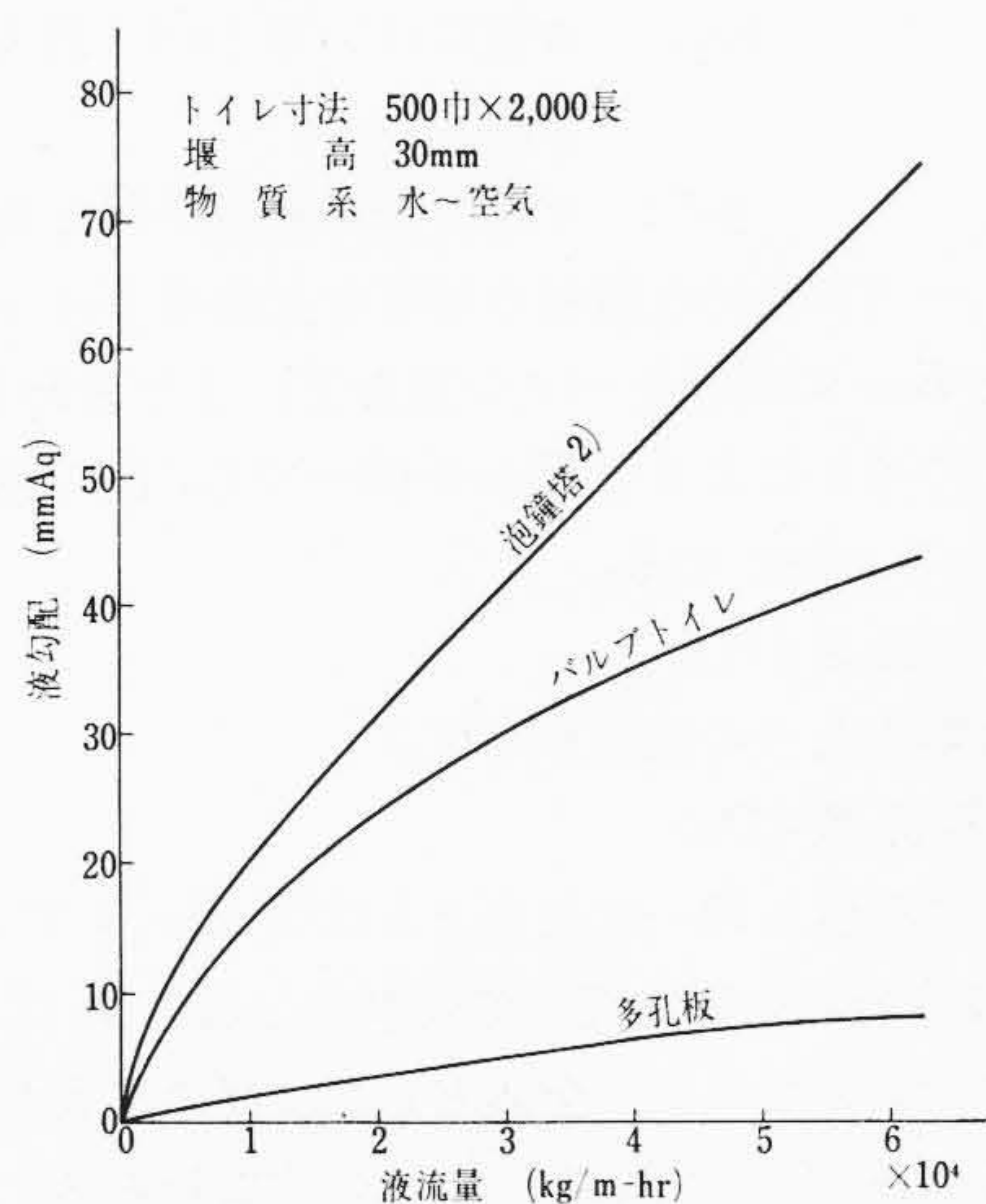


図 17 各種トレイの液こう配比較

より液深は異なるが、圧力損失は同一となるので次式が成立する。

$$\Delta P_t = \Delta P_{d1} + h_{L1} = \Delta P_{d2} + h_{L2} \dots\dots\dots (4)$$

$$\Delta P_{d2} = \Delta P_{d1} + (h_{L1} - h_{L2}) \dots\dots\dots (5)$$

($h_{L1} - h_{L2}$) は 2 点間の静液深の差であり、これを Δh_L とおく。

もし $\Delta h_L = \Delta P_{d2}$ となるような条件が起これば $\Delta P_{d1} = 0$ となり、(4) 式より $U_{h1} = 0$ となる。これは 1 の点では全くガスが流れないことを意味する。このようにトレイ上のガスの速度が不均一になると段効率が低下してくるので、これをもってトレイの安定性の指標と考えて良い。もしトレイが完全に水平であれば、 Δh_L は液こう配のみによって生ずることとなり、液の入口端と出口端との間にいちばん大きなガス速度の差が生ずる。このようにトレイの安定性を論ずるには液こう配とそれによりガス速度の変化を求めることが必要となる。泡鐘塔については Bolles⁽²⁾ の解析があるが、これはトレイの高低差を論じていない。彼は乾き圧損 ΔP_d と液こう配 Δ の比を Rvd (ガス分布係数) とおき、これが大きくなるほどガス速度の分布が悪くなることを計算で示し、安定性の限界として次の条件を与えた。

$$Rvd = \Delta / \Delta P_d < 0.5$$

そのとき

$$U_{h1} / \bar{U}h > 0.84 \quad U_{h2} / \bar{U}h < 1.15$$

トレイの高低差による液深の差については論じていないが、多孔板に対する解析結果より考えて、 Δ の代わりに $\Delta h_L = \Delta + \Delta h$ においてさしつかえないものと考えられる。

ただし、 U_{h1} : 液の入口端におけるガスの穴通過速度

U_{h2} : 液の出口端におけるガスの穴通過速度

$\bar{U}h$: ガスが均一に流れたと考えた場合の穴通過速度

多孔板、バルブトレイについて安定性を論じた報文は見あたらない

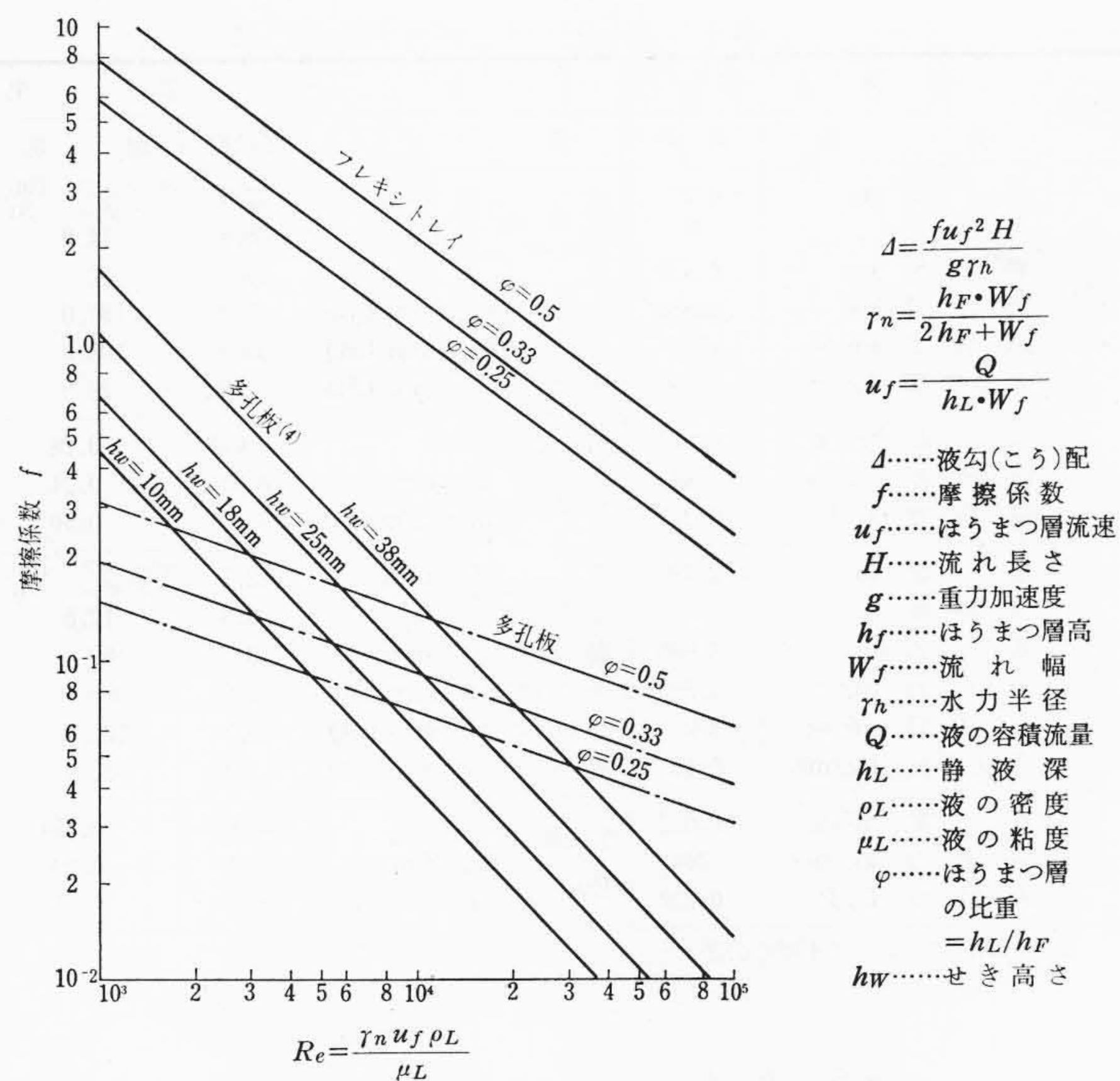


図 16 多孔板、バルブトレイの液こう配

いが、筆者が幾つかの仮定のもとに計算した結果を示すと図 15 のようになる。

Bolles とほぼ同様に $U_{h1} / \bar{U}h > 0.8$, $U_{h2} / \bar{U}h < 1.2$ を安定の条件と考えると、安定性範囲は $Rvd < 0.7$ となり、泡鐘塔より広い安定操作が期待される。

トレイが大形になると液の流れ長さが大きくなり、また単位流れ幅あたりの流量もふえるので液こう配は可成増大する。また工作上よりトレイの高低差も必然的に増大するが、一方乾き圧力損失は塔の操作条件より増大することは許されないので、 Rvd は大きくなる傾向にある。これをいかにして安定操作範囲内に止めるかが大きな設計上の問題である。

4.3 トレイ上の液こう配

前述したようにトレイ上の液こう配が、大形トレイにおいて大きな問題となるのであるが、これに関する研究は多くない。

泡鐘塔に関しては Davies⁽³⁾ の式がいちばん信頼あるものとして諸文献にも引用されている。ただしこの式は主として水へ空気系の測定値より導かれたものであり、ほかの系への適用はじゅうぶん論ぜられていない。

多孔板については Hughmark & O'Connell⁽⁴⁾ の整理が唯一 (ゆいいつ) のものである。筆者らが実験装置で測定した結果は図 16 に示すとおりであるが、Hughmark らの結果と比べ、レイノルズ数の影響が大きく異なっている。しかしレイノルズ数が 10^4 前後ではほぼ同一の値を与える。

バルブトレイについては公表されたデータはないようである。図 16 には多孔板と同様な装置によりフレキシトレイ (T 形) について測定した結果を併記してある。この結果では多孔板よりはるかに大きな液こう配が生ずることを示している。

泡鐘塔と多孔板、バルブトレイとの液こう配の比較は、式の形が異なるので一般的にはできないが、筆者らが水へ空気系で実測した多孔板、バルブトレイについての値と、それと同じ条件について Davies の式により計算した泡鐘塔についての値を図 17 に示した。

4.4 計 算 例

前述したように大形トレイでは液こう配とトレイの水平度が大きな問題となる。直径約 4.5 m の大形多孔板塔の実例について、トレ

表 4 ト レ イ の 安 定 性

種別	基 本 仕 様		計 算 結 果			
	項 目	条 件	項 目	多孔板	泡 鐘	バ ル ブ
大形塔 (実例)	塔 径 (m)	4.57	孔 径 (mm)	12.7	キャップライザー 100	39.0
	流 路 数	2	空 塔 基 準 (%)	8.8	70	16.3
	堰 (せき) 長 (m)	4.570	開 口 高 (mm)	45	89	45
	流 れ 長 (m)	1.880	全 圧 力 損 失 (mm LIQ)	87.0	192.0	98.0
	蒸 気 量 (m ³ /s)	15.6	乾 き 圧 力 損 失 (mm LIQ)	30.0	108.0	41.0
	蒸 気 密 度 (kg/m ³)	5.15	液 こ う 配 (mm LIQ)	2.3	29.0	12.7
	液 量 (m ³ /s)	0.087	安定性 Δh=0	0.076	0.28	0.31
	液 密 度 (kg/m ³)	744	Rvd Δh=6 mm	0.29	0.34	0.47
	液 粘 度 (C. P.)	0.222	Δh=13 mm	0.59	0.40	0.62
小形塔 (想定)	塔 径 (m)	2.29	孔 径 (mm)	12.7	キャップライザー 100	39.0
	流 路 数	1	空 塔 基 準 (%)	8.8	70	14.7
	堰 長 (m)	1.600	開 口 高 (mm)	63	89	63
	流 れ 長 (m)	1.580	全 圧 力 損 失 (mm LIQ)	85.0	208.0	105.0
	蒸 気 量 (m ³ /s)	3.9	乾 き 圧 力 損 失 (mm LIQ)	29.4	132.0	49.8
	蒸 気 密 度 (kg/m ³)	5.15	液 こ う 配 (mm LIQ)	2.1	20.3	12.7
	液 量 (m ³ /s)	0.022	安定性 Δh=0	0.072	0.154	0.25
	液 密 度 (kg/m ³)	744	Rvd Δh=6 mm	0.29	0.20	0.38
	液 粘 度 (C. P.)	0.222	Δh=13 mm	0.50	0.25	0.51

備考: Δh はトレイ水平度の公差

表 5 大 形 ト レ イ の 段 効 率

項 目	塔 頂	中 央 部	塔 底
塔 径 (m)	6.0	6.0	5.0
ト レ イ 形 式	多 孔 板	多 孔 板	多 孔 板
流 路 数	2	2	2
流 れ 幅 (mm)	5,466	5,460	4,480
流 れ 長 (mm)	2,200	2,200	1,850
堰 高 (mm)	19	19	19
蒸 気 量 (m ³ /s)	126	56	24.5
蒸 気 密 度 (kg/m ³)	0.184	0.46	1.05
液 量 (m ³ /s)	0.025	0.036	0.036
流 密 度 (kg/m ³)	838	835	820
液 粘 度 (C. P.)	0.5	0.4	0.35
液 滞 留 時 間 (s)	19.0	13.3	9.2
乱 流 拡 散 係 数 (cm ² /s)	125.5	39.0	23.3
ベ ク レ 数	20.3	93.5	160.0
平 衡 関 係 の 傾 き (m)	0.75	1.0	1.3
λ=mG/L **	0.83	0.86	1.12
点 効 率 実 測 値 (E _{OG})	0.60	0.65	0.62
E _{MV} /E _{OG}	1.26	1.33	1.44
マ ー フ リ ー 効 率 (E _{MV})	0.76	0.86	0.89
マ ー フ リ ー 効 率 実 測 値 *	塔 効 率 0.80~0.85		

* 実測値は同一物質系による類似寸法の塔について得られた値である。
** G/L はガス量と流量の比

イの安定性を計算した結果は表 4 に示すとおりである。この表には同一条件で泡鐘塔およびバルブトレイについて計算した結果、および塔径を 1/2 に縮小した場合の試算例 (この場合は流量はすべて 1/4 になっている) も示してある。この表より次の事項が考察される。

- (1) 安定性は多孔板塔がいちばんよく、ほかの 2 種はほぼ同程度。
- (2) 泡鐘塔は圧損がきわめて大きく、そのため Rvd が小さくなっているが、もし圧損をほかのトレイ並にすると安定性は著しく悪くなる。バルブトレイにもそれに近い傾向がある。
- (3) 塔径を 1/2 にしても安定性はほぼ同様であるが、これは流れを 1 パスにしたため、逆に大形化する際にはパス数を増加させる必要のあることがわかる。
- (4) 小形トレイと大形トレイでは水平度の絶対値を同一に保たないと安定性は保てない。塔径に比例させて水平度の公差を大きくすることは好ましくない。

4.5 流体の混合と段効率

大形トレイの段効率を論ずる場合、今までに述べた流動の安定性

は当然保たれているものとするが、そのうえにさらに液およびガスの混合状態を考慮する必要がある。これについてはすでに種々論ぜられており、いちばん影響するのは液の流れ方向への混合である。種々なモデルが提案されており、おもなものはそう列模型⁽⁵⁾、拡散模型⁽⁶⁾⁽⁷⁾、滞留時間分布、再循環模型などであるが、ここでは A. I. Ch. E. の拡散模型を使用して説明することにする。

一般に知られているように、段効率は通常マープリー効率 E_{MV} で表わされる。

$$E_{MV} = \frac{y_n - y_{n+1}}{y_n^* - y_{n+1}} \dots\dots\dots (6)$$

ただし、 y_n : n 段を去る蒸気の組成

y_{n+1} : n 段にはいる ($n+1$ 段を去る) 蒸気組成

y_n^* : n 段を去る液に平衡な蒸気の組成
一方部分的な接触の効率を点効率 E_{OG} とし、 E_{OG} と E_{MV} の関係をベクレ数などにより表わしている。この考えによると E_{OG} が同一でも、次の諸因子により E_{MV} が可成変わることになる。

- (1) 液の流れ長さ (H)
- (2) 単位流れ幅あたりの液量 (L/W_f)
- (3) 乱流拡散係数 (D_E)

トレイを空塔ガス速度が同一になるようにスケールアップすると、 H と L/W_f は直径に大体比例して大きくなる。 D_E は L/W_f の影響を受けてやや大きくなるが、全体としては H の増大が大きくベクレ数に影響して E_{MV}/E_{OG} は大きくなる。すなわちスケールアップによりマープリー効率は増大することになる。

小形装置における効率の実測値と、それを基にして建設された大形装置の計算値、実測値の比較を示したのが表 5 である。大形装置の実測値はじゅうぶん得られていないので、この結果のみで計算法の正しさを裏付けることは無理と思われるが、直径 13 ft のキシレン蒸留塔できわめてよく一致した例が報告⁽⁷⁾されているから、少なくとも傾向的には正しいと考えて良いであろう。しかし塔径が大きくなっても安定性の問題より流路数 (パス数) をふやすと、 H が小さくなって E_{MV}/E_{OG} が小さくなる場合もあり得るから注意を要する。このような場合には液こう配が小さく、流れ長さの大きくできる多孔板塔が有利といえる。

5. 結 言

以上述べてきた内容は、文字どおり「問題点」を提示したに止まり、解決に至っていないものもあるが、プラントの大形化自体が現在進行中なので逐次解決するよう努力している。従来は主としてプロセス的観点よりプラントの容量が決定されたが、今後は装置の製作可能な限界より容量を考慮せねばならない状況となるので、本論文もそのような意味で意義があるものと信ずる。

参 考 文 献

- (1) B. W. R. A. Bulletin: Special Report 7 No. 6 ('66)
- (2) Bolles W. L.: Petrol. Process. 11 No. 3 82 ('56)
- (3) Davies J. A.: I. E. C. 39 774 ('47)
- (4) Hughmark G. A. & H. E. O'Connell: Chem. Eng. Progress 53 No. 3 127 ('57)
- (5) Gautreaux M. F. & H. E. O'Connell: Chem. Eng. Progress 51 232 ('55)
- (6) 江口 彌, 永田進治: 化学工学 24 142 ('60)
- (7) A. I. Ch. E.: Tray Efficiencies in Distillation Columns, University of Delaware 1958