

港湾技術資料

TECHNICAL NOTE OF
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH INSTITUTE
MINISTRY OF TRANSPORT, JAPAN

No. 245

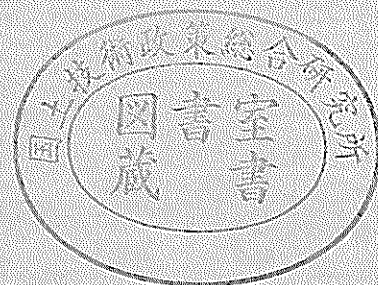
Sept. 1976

海面清掃船の模型実験（その1）

一回転円板型の浮遊ゴミ吸込み能力—

石 塚 浩 次
藤 井 喜一郎

運輸省港湾技術研究所



目 次

要 旨	3
1. まえがき	3
2. 実験装置および実験内容	4
3. 測定方法	5
4. 回転円板実験結果	6
4.1 円板単独実験結果	6
4.2 円板と導水板併用実験結果	7
4.3 円板とチャンネル併用実験結果	8
5. 回転円板による吸込み能力の検討	9
5.1 回転円板駆動トルク	9
5.2 チャンネル入口にオリフィスを設けた場合の吸込み水頭	10
5.3 チャンネル併用時の吸込み能力	12
6. 水ジェットによる吸込み流速と回転円板による吸込み流速との比較	16
7. 結 論	18
8. あとがき	19
参 考 文 献	19

**A model Experiment on the Sea Surface Cleaning ship
(1st report)**

On the rubbish sucking ability of the disk rotater type cleaning ship

**Koji ISHIZUKA
Kiichiro FUJII**

Synopsis

At present, many sea-surface cleaning ships with disk rotator rubbish sucking apparatus are working at various ports and harbours.

But the phenomena of generation of rubbish sucking force by the disk rotators, and its sucking ability are not fully known yet.

In this report, the authors showed the results of the experiments on the rubbish sucking ability by the disk rotaters, and the one by water jets.

The result of the experiments showed that the rubbish sucking ability by the disk rotaters is most effective in the following cases.

They are the case when there is a cover over the disk rotaters, thus preventing the decrease of sucking ability by the splash of water caused by the rotation of the disks, and also the case when there is a water conducting channel under the disk rotater for the purpose of making the speed of the rubbish current increase.

Water sucking ability generated by the disk rotaters in the channel is found to be expressed by the function of rotation force of disk rotaters and the sectional area of the water conducting channel.

When the width of the channel is fixed, (The sectional shape of water flow in the channel is a rectangle) maximum water sucking force of disk rotaters is found to be gained by lowering the channel at a certain depth in the water.

The maximum sucking ability is generated when sucking water head is nearly equal to the one third of water depth of the channel.

The rotation force of the rotating disks was found to be expressed by the function of rotation speed of the disk, the diameter of the disk rotater, and the area of the submerged part of the disk rotaters as in the same way of calculating the torque of the submerged rotating disk.

The rubbish sucking velocity generated by using water jet is found to be greater than the generated by the disk rotaters when energies consumed for the water jetting and for the rotation of the disk are same.

This fact shows that water jet may become one of the effective collecting rubbish method for the sea-surface cleaning ship.

* Member of the Dredger and Construction Equipment Laboratory.
** Chief of the Dredger and Construction Equipment Laboratory.

海面清掃船の模型実験（その1）

一回転円板型の浮遊ゴミ吸込み能力一

石 塚 浩 次 *

藤 井 喜 一 郎 **

要 旨

現在回転円板型収集装置を装備する海面清掃船は多数稼動中であるが、その水面浮遊ゴミ吸込み力の発生現象、吸込み能力についてはほとんど分っていない。

本報告はこの回転円板型の水面浮遊ゴミ吸込み能力について、模型実験および水ジェットによる吸込み能力と併せて検討を行なった。

その結果、回転円板型による水面浮遊ゴミの吸込み能力は、回転円板外周よりの飛沫の吸込み部水面への悪影響をカバー等によって取り除いた場合と導水路内で円板を回転させた場合に有効なものとなる。円板の回転によって導水路内に発生する吸込み能力は、回転円板の駆動力および導水路の流路面積の関数として求めることができる。

導水路（今回の実験においてはみぞ形のチャンネル）幅が一定な場合、回転円板駆動力によって、最大の吸込み流速を示すチャンネル水深が存在する。

最大の吸込み流速は吸込み水頭がチャンネル水深のはば $1/3$ の時に生じる。

回転円板の駆動力は円板角速度、円板径、および回転円板の水中部面積の関数として、水中の回転円板と同様に計算できる。

水ジェットをチャンネル内で噴射した時に生じる吸込み流速は、消費動力によって比較すれば回転円板の摩擦力によって発生する吸込み流速に対して上まわり、水ジェットは水面浮遊ゴミ収集に有効な利用手段と考えられた。

1. まえがき

最近の港湾および河川等の水面浮遊ゴミは年々増大しつつあり、環境面や船舶航行の安全上大きな問題となっている。そのため、現在、数多くの清掃船がそれらの水面浮遊ゴミの回収を行なっているが、清掃船の収集装置は、水面浮遊ゴミが広域および狭隘な領域等の局所に偏在していることや、最近のゴミの多様化に十分対応できるものが望まれている。双胴型清掃船による水面浮遊ゴミ回収時のゴミ収集は、ゴミが広い領域にある場合、清掃船の航走によって行なえるが、清掃船の航走作業が不可能な区域の水面浮遊ゴミの収集においては、別に収集装置が必要になる。

現在、稼動中の清掃船に装備されている水面浮遊ゴミ収集装置は多数あるが、おおよそ次の二つの方式に分類することができる。

- (1) 吸込み流れ収集方式 —— 回転円板型
- (2) 機械的収集方式 —— ネットコンベア、かき寄

セアーム

上記の二つの収集方式において、吸込み流れによる収集方式は機械的収集方式に比べ、ゴミの種類を問わず収集できること、海気象条件に左右されにくい等の長所を持つ他に、広い範囲の浮遊ゴミに対しては清掃船の航走による収集作業が可能のために、清掃船の収集装置に数多く採用されている。

現在、この吸込み流れ収集方式の吸込み流れを引き起こす装置として、同一軸上の複数個の回転円板が主に用いられているが、この回転円板型による水面浮遊ゴミの吸込み能力についてそれ程分っておらず、経験的に運転されているといえよう。また現在、稼動中の清掃船に装備されている回転円板型収集装置の収集効率が非常に悪い等の実例があり、回転円板による吸込み流れ発生のための基本的な問題となる吸込み流路、飛沫の影響等の解明も必要となっている。

本報告はこの回転円板型の吸込み能力について、模型

* 機材部 作業船研究室

** 機材部 作業船研究室長

実験と併せて理論的検討を行なった。

模型実験は実船の1/10の縮尺を持つ模型双胴船に、同じように実船回転円板の1/10の縮尺を基準にした円板を取付けて行なった。

実験内容は回転円板型の吸込み流れ発生現象等について初めての経験でもあり、基本的な円板の回転数、水深等の影響を調べた。

また吸込み流れを利用する場合の基本的な問題となる吸込み流路の影響について、回転円板のみの回転時吸込み流速と実船（第三港湾建設局所属の“しおじ”，“おんど”）に用いられている導水板模型および溝形水路（本文中においてはチャンネルと呼ぶ）を併用した吸込み流速を比較し、検討を加えた。

吸込み能力として一般に吸込み面積、および吸込み領域からの吸込み速度が考えられるが、基本的には円板の回転時に発生する吸込み力によって増加すると考えられ、今回はこの吸込み力について検討したものである。

また回転円板型による吸込み流れ発生方法と別に、新たな吸込み流れを引き起す方法として、水ジェットの水射力を利用した実験を行ない、上記の回転円板型と消費馬力による吸込み流速の比較検討を行なった。

2. 実験装置および実験内容

今回の回転円板型の模型実験装置は第三港湾建設局所属の“しおじ”“おんど”の縮尺比1/10の双胴船（船長はゴミ収容艙付近までの1.7m）に縮尺比1/10を基本寸法とするアクリル樹脂製の円板を取り付けたものである。

実験水槽は、幅1.7m、深さ1.5m、長さ10.0mの上屋内水槽である。図-1に実験装置を示し、表-1には実験装置の仕様を示す。

表-1

円板回転数	127~1631 rpmの間で10段切換
円板水没深さ	連続可変
円板取付間隔	最少10mmから連続可変
円板直径	75 ^{cm} φ, 100 ^{cm} φ, 125 ^{cm} φ, 150 ^{cm} φ
円板板厚	1.0 ^{mm} , 3.0 ^{mm} , 5.0 ^{mm}
模型船に対するロータ位置	連続可変
導水板水没深さ	0~100cmの間で連続可変
チャンネル水深	0~100cmの間で連続可変

チャンネルは模型船の双胴間の幅に適度に納まるようにし、荒挽き状態の木板によって製作した。図-2にチャンネル形状を示す。

実験内容は円板の回転数および水深の変化を基本的測定パラメータとし、表-2の実験内容において、それぞれのパラメータと併せて回転円板前方の吸込み流速の測定を行なった。

以上の実験の他にも回転円板型の吸込み能力検討として、チャンネル入口にオリフィスを設け、吸込み流速、吸込み流量の測定および円板駆動トルクを測定した。

また水ジェットによる吸込み流れ発生実験は、内径15.0mmφのアクリルパイプに直径2.0mmφのキリ穴を3.0cm間隔で10個穿孔したノズルによって実験を行なった。図-3に複数個ノズルの構造を示す。

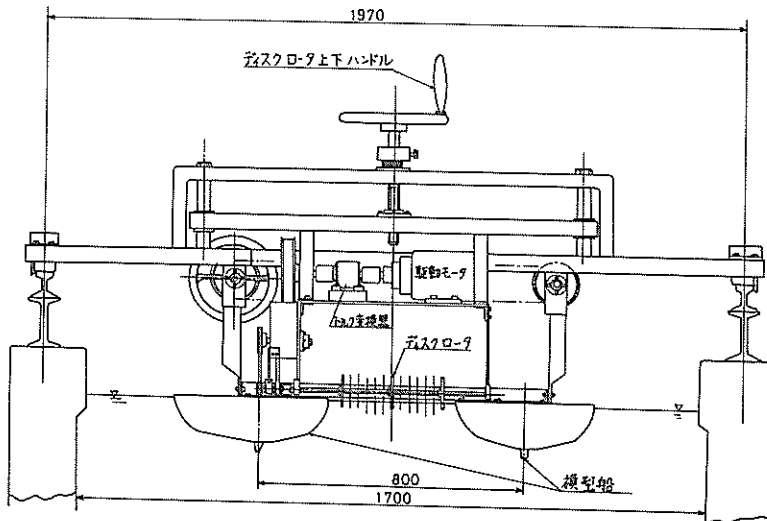


図-1 回転円板型ゴミ収集模型実験装置

表-2

実験内容	使用円板	測定パラメータ
円板単独実験	円板外径 10.0 cm ϕ 円板厚 1.0 mm	円板の模型船に対する船長方向取付け位置
導水板併用実験	円板外径 10.0 cm ϕ 円板厚 1.0 mm	導水板の水没深さ
チャンネル併用実験	円板外径 10.0 cm ϕ 円板厚 1.0 mm	チャンネル水深 ロータの取付け枚数

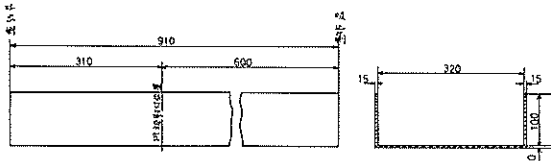


図-2 チャンネル構造図

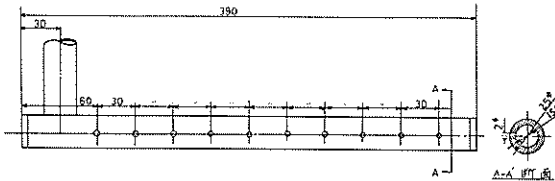


図-3 水ジェットノズル構造図

3. 測定方法

円板の一部水没時の回転によって円板外周から飛沫が空中部において発生し、円板前面の浮遊ゴミ収集速度に悪影響を及ぼす。今回、特にこの飛沫の影響について調べてないが、予備実験の観察によると模擬浮遊ゴミを吸込み方向とは逆に押しやることもある。

したがって円板自体によって実験することは難しく、なんらかの飛沫防止用のカバーが必要になった。

本実験の飛沫防止用カバーは、外径10.0 cm ϕ の円板の実験において、同じ径を持つ半割状態の亚克力パイプを用いた。カバーの長さは円板取付け枚数全部について渡るようにし、水面上の約40%の周長でカバーし、飛沫の影響を少なくして、吸込み流速の測定を行なった。

吸込み流速は回転円板、および水ジェットの実験共に、木片(1.3 cm \times 1.3 cm \times 0.5 cm)を模型船前方の水面上に適宜に浮べ、円板直前に取付けた2個の光電式ピックアップ間距離の通過時間を電磁オシログラフの記録から算出し平均流速として求めた。

木片の比重は浸水時間によっても異なるが、おおよそ0.9 ~ 1.0程度の範囲にあったものと思われる。

木片等によって流速の測定を行なった場合、測定が比較的簡単なことや、木片を実際の浮遊ゴミとして見たてられる等の利点があるが、かならずしも吸込み水の流速と一致しないこと、急激な流速変化に対して追従が後れる等の欠点があるものと思われる。本実験においては木片滴下位置と光電式ピックアップ間の距離を十分とり、光電式ピックアップ通過時までには水面流速に近くなるようにした。

また急激な流速変化を引き起こす原因の一つとして、本実験の模型双胴船の船首付近の形状変化による流路断面積変化が考えられた。この模型双胴船の船首付近における吸込み流速測定の際には、2個の光電式ピックアップの間隔を円板中心軸前方5.0 cm ~ 15.0 cmの10.0 cmと比較的短かくした。

またチャンネルを用いた実験においては形状が一樣なことにより、円板中心軸前方20.0 cm ~ 40.0 cmの20.0 cmとして流速の測定を行なった。

吸込み流速の測定状況を写真-1に示す。

写真-2はチャンネルの入口にオリフィスを設けた場合の吸込み水頭の測定状況である。

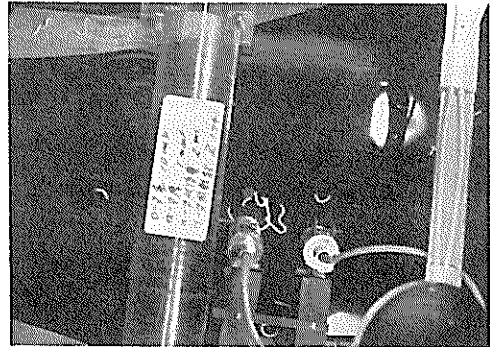


写真-1 吸込み流速測定状況

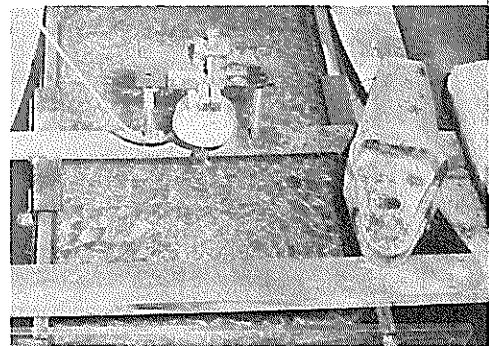
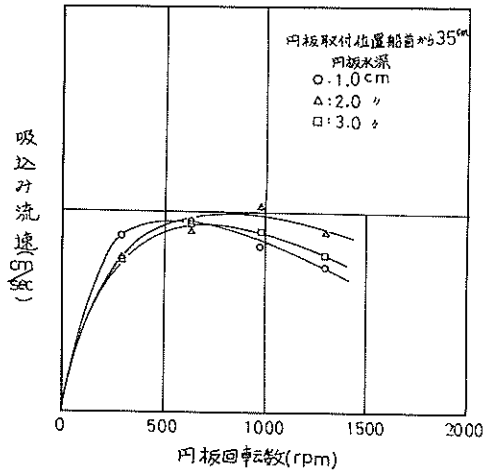


写真-2 吸込み水頭測定状況

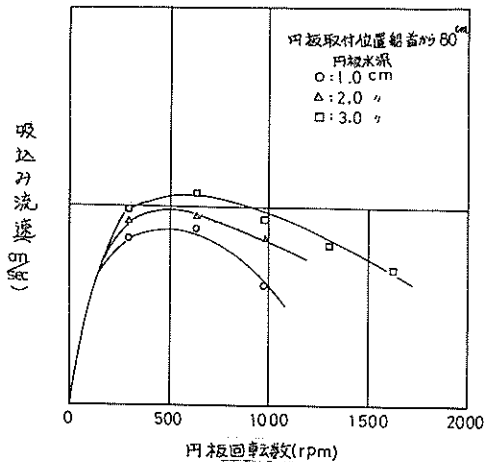
4. 回転円板実験結果

4.1 円板単独実験結果

本実験は広い領域からの吸込み流速を調べたもので、円板が模型双胴船の間において一定な円板水深によって回転している時の円板前面の吸込み流速を測定した。図一4、図一5は円板の取付け中心軸が模型船の船首から35.0cmと80.0cmにおける吸込み流速の測定結果を示す。



図一4 円板単独実験吸込み流速



図一5 円板単独実験吸込み流速

円板の取付け中心軸が模型船の船首から35.0cmは実船の清掃船の円板取付け位置に相当し、模型双胴船の水面の幅は50.0cmである。また後者の船首からロータ中心軸が80.0cmは双胴船の平行部に円板中心軸を設けた場合で、模型双胴船の水面の幅は35.0cmである。本実験において、双胴船の広がり部の幅による吸込み流路面積によって

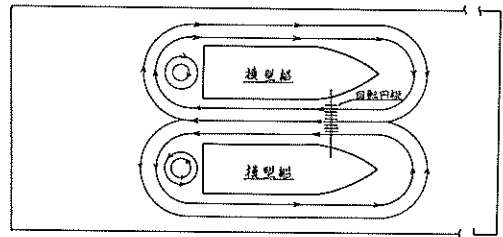
吸込み流速が異なるものと考えられたが、それ程顕著な差はなかった。

また円板水深によっても吸込み流速の差はなかった。これらの原因の一つとして円板単独回転時の吸込み流路面積が非常に大きなものと予想され、その大きな吸込み流路面積においては、双胴船による水面の幅および円板水深によってもそれ程顕著に吸込み流速の差が現われなかったものと考えられる。

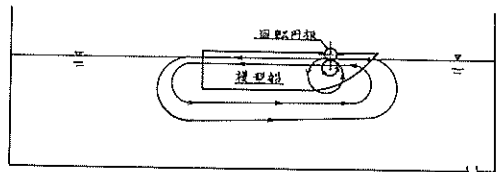
本実験における吸込み流路は模型双胴船によって水面の幅のみが限定された、水深方向については何んら制限はない状態である。

また本実験における吸込み流速は後に述べるチャンネル併用時の吸込み速度に比べ非常に遅く、循環流のような場合もあり、はっきりとした吸込み流速とは考えられない状態であった。したがって、わずかな飛沫や循環によって大きく影響を受けたものと考えられる。

本実験においては極力飛沫を防止したが、循環の影響は限られた大きさの水槽実験であるため、定常状態には円板また模型船廻りの循環流になり、吸込み速度に影響を与えていたものと考えられる。今回の実験における循環流を染料による流線観測、水面の木片の動きによって模図してみると、図一6のようなものであろうと想像される。この循環状態は円板の回転数や水没深さによって一定なものとはならず、本実験の目視観測によれば、600 rpm 付近を越えると模型船と水槽壁を廻る水面の循環流速がそれ以下の回転数の循環流速に比べ非常に遅くなり、回転数の増加と共にほとんどなくなる。なぜこ



図一6 実験水槽内循環



図一6 実験水槽内循環

のような循環の状態変化が起こるかは今回の実験からははっきりしなかったが、回転円板後部からの流れによって模型船の後部にできる渦の引き込みが、円板の回転数の増加や、円板水没深さと共に増加し、双胴船と水槽壁を廻る循環流を少なくすることも原因の一つと考えられる。

いずれにしても今回の実験における吸込み流速は循環による初速を持った状態の吸込み流速で、本実験に限ってみれば双胴船と水槽側壁間の循環流速と吸込み流速が同一の状態もあった。

本実験結果において円板回転数が増加すると吸込み流速がかえって減少しているが、これは上記の循環の変化の影響を受けた結果によるものと考えられる。

4.2 円板と導水板併用実験結果

本実験においては、模型船に対する円板の取付け位置および導水板の取付け位置は実船の取付け位置の縮尺比に従ったもので、実船と同じような取付け条件における導水板の効果を調べた。

なお本実験においては、吸込み流速測定用のピックアップを導水板上の流速測定のために取付け難く、本実験の吸込み流速は導水板の前方の吸込み流速を測定したものである。図-7, 8, 9は円板の水深ごとの円板回転数による吸込み流速の測定結果を示す。

実験結果によれば導水板を併用した効果は、導水板と円板の間隔が狭い場合に顕著になり、また円板の水深が深くなることによっても増加する。

しかしながら導水板水没深さ 9.0 cmでは円板単独運転時の吸込み流速とほとんど変わらなくなり、導水板の併用効果はなくなる。

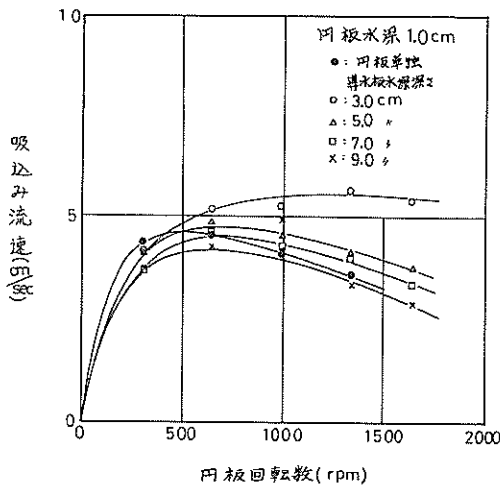


図-7 導水板併用実験吸込み流速

導水板併用時の流路断面は図-10のように双胴船と導水板側面も含めて考えると、導水板の水没深さ以上に吸込み流路面積が増加する。本実験の観察によれば導水板が 9.0 cmの水没深さ付近になると単独時の吸込み状態と同じように思われた。

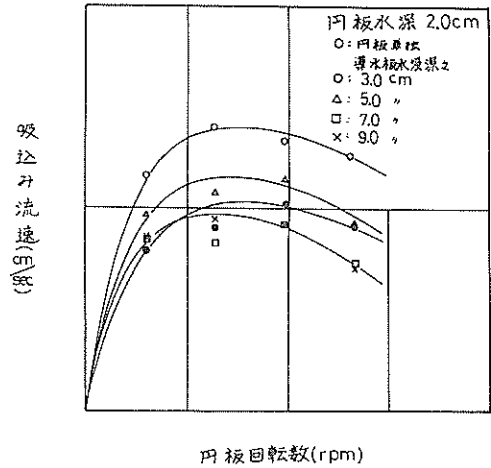


図-8 導水板併用実験吸込み流速

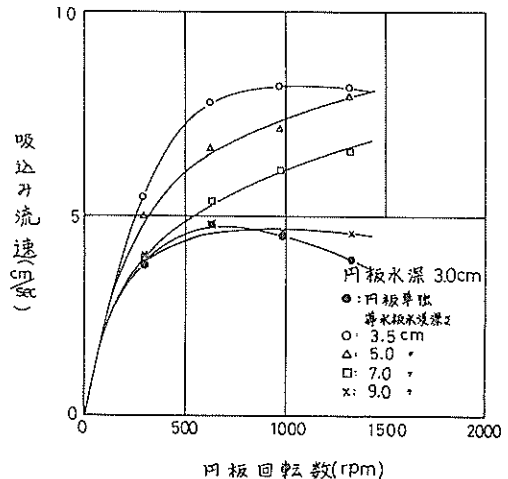


図-9 導水板併用実験吸込み流速

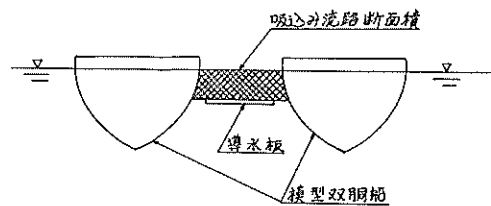


図-10 導水板併用吸込み流路断面積

また本実験においても、円板回転数の増加によって吸込み速度が減少するケースがあるが、円板の回転数によって、飛沫や循環流の変化等の影響を受けていたものと思われる。

4.3 円板とチャンネル併用実験結果

本実験はこれまでの広い領域からの吸込み状態とは異なり、チャンネルによる限られた流路における吸込み流速を調べたものである。本実験における吸込み流速は、チャンネル内の円板前方の流速を測定した。

チャンネルは模型双胴船の間において、チャンネル水深を変え得るように取付けた。図-11にチャンネル取付け状況を示す。図-12, 13, 14に前記2つの実験結果と併せて本実験結果を示したものである。

本実験結果の吸込み流速は、円板単独状態、導水板併用状態の吸込み流速に比較して極めて高い吸込み流速になる。このようにチャンネルを円板廻りの吸込み流路に設けると吸込み流速が高速になる理由は、次のように考えられる。

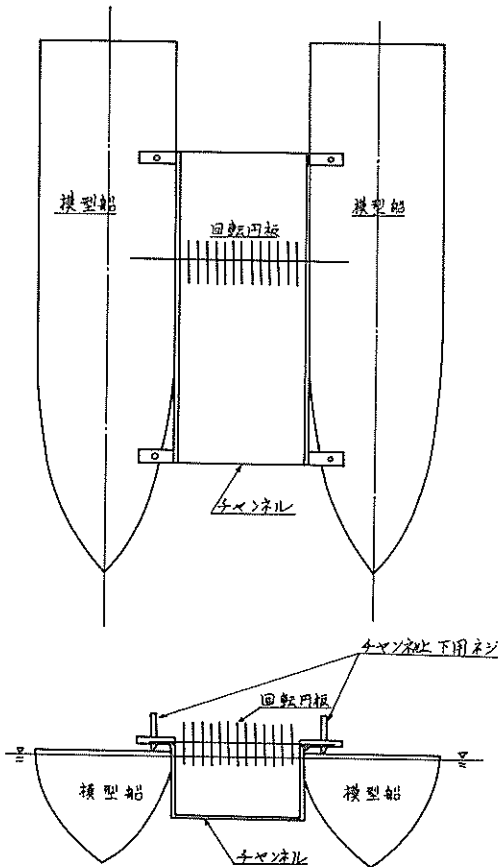


図-11 チャンネル取付け状態

すなわち今回のような半没状態の円板を回転させた場合、円板外周よりの放射流れが生じ、おもにその放出量に等しい量だけ吸込み流れが発生すると考えられる。しかし広い領域において円板を回転させた場合、その吸込み流れは、円板水中部廻りの循環流になると考えられる。

このような広い領域の円板回転時の水流に対して、チャンネルを円板回転部に設けた場合、吸込み流れに前方からの方向性を持ち、また吸込み流路も制限される。チャンネルを設けた場合の吸込み流速増加は、以上のような効果によるものと考えられる。この吸込み流路の制限は、回転円板の水に与えるエネルギーがおもに円板側面の摩擦によるために、それ程大きな吸込み力と成りえず、よりその必要性があると思われる。

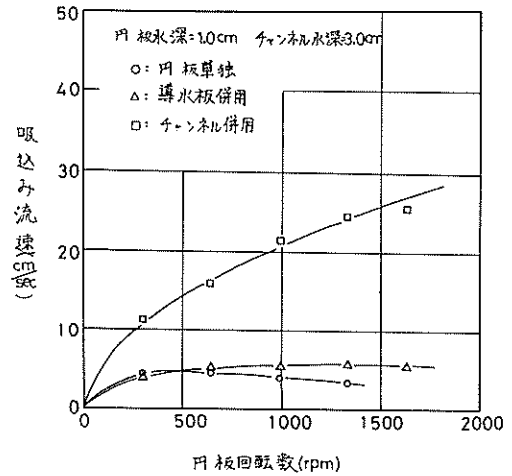


図-12 チャンネル併用実験吸込み流速

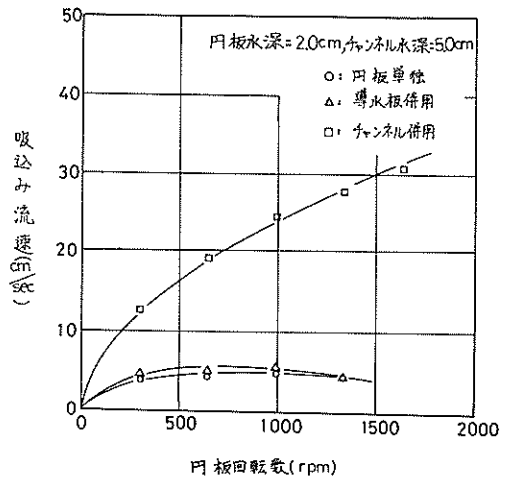


図-13 チャンネル併用実験吸込み流速

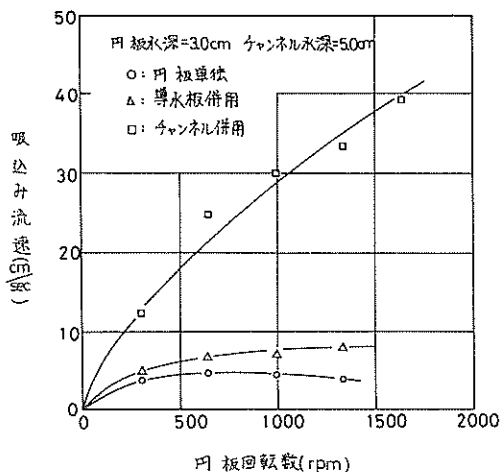


図-14 チャンネル併用実験吸込み流速

5. 回転円板による吸込み能力の検討

5.1 回転円板駆動トルク

これまでの実験結果によって回転円板型による水面浮遊ゴミ収集能力は、チャンネルを併用した状態で有効なものと考え、円板をチャンネル内で回転した場合の吸込み能力について検討を行なった。

まず、回転円板の駆動トルクについて考えてみる。回転円板の駆動トルクは図-15を参照して円板の角速度 ω と円板中心より水中部における半径 r の微小幅 dr の面積 ds にはたらく摩擦応力の切線分力に比例するとされる。

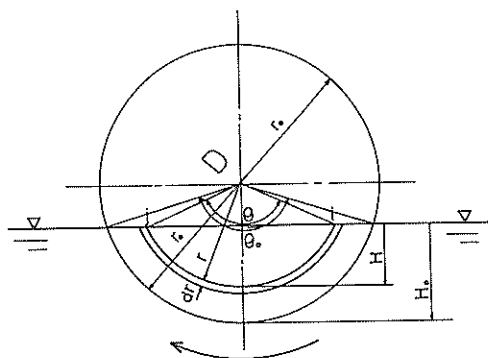


図-15 回転円板一部水没状態

この摩擦応力の接線分力は i 点から j 点間で増加するものと考えられるが、今回は i, j 間で一樣なものと考え、次の比例関係が成り立つ。

$$\tau \propto \rho \omega^2 r^2$$

ここで、 τ ：円板の受ける接線応力

ρ ：水の密度

したがって円板の微小面積 ds から受ける回転円板駆動トルク (dT_r) は

$$dT_r \propto \rho \omega^2 r^2 \cdot ds \cdot r \dots\dots\dots (1)$$

微小面積 ds は円板の半没状態において、次のようになる。

$$ds = l dr = r \theta dr$$

すなわち円板水深 H の水没状態の回転円板駆動トルクは、円板の板厚を考慮すると、円板の片面について

$$T_r = \int_{r_0-H}^{r_0} C_f \rho \omega^2 r^4 \theta dr + C_{f_0} \rho \omega^2 r_0^4 \frac{t}{2} \dots (2)$$

ここで、

t ：円板板厚

C_f ：比例係数

θ は一般に円板水深 H によって次のように表わされる。

$$\theta = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{H}{r} \right)$$

したがって(2)式は次のようになる。

$$T_r = \int_{r_0-H}^{r_0} C_f \rho \omega^2 r^4 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{H}{r} \right) dr + C_{f_0} \rho \omega^2 r_0^4 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{H_0}{r_0} \right) \frac{t}{2} \dots\dots (3)$$

(3)式の解析的な積分は難かしいために dr の間隔を 0.01 cm として数値積分を行なった。

(3)式の計算結果と機械損失を差し引いて測定したトルクとの関係を表わしたものが図-16である。

回転円板駆動トルクの測定は使用円板各径について円板取付けピッチ 21 mm 円板枚数 13 枚の取付け状態において、円板単独回転時に測定した。

図-16の実線は原点を通る比例関係として最小2乗法により求めたもので、その結果比例係数は次のようになった。

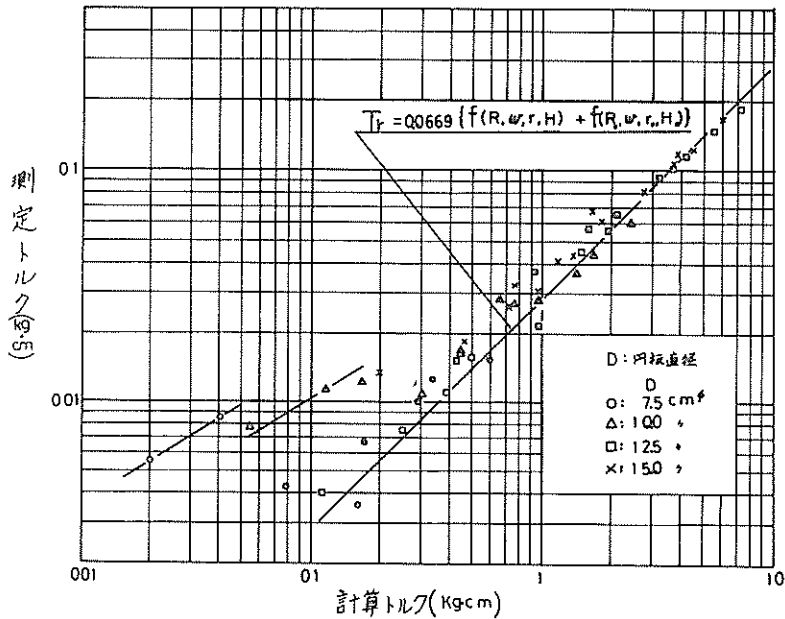
$$C_f = \frac{0.0669}{R^{0.2}}, \quad C_{f_0} = \frac{0.0669}{R_0^{0.2}}$$

ここで R, R_0 ：レイノズル数 $(\omega r^2/\nu, \omega r_0^2/\nu)$

ν ：動粘性係数

すなわち円板水深 H における回転円板駆動トルクは

$$T_r = 0.0669 \left\{ \int_{r_0-H}^{r_0} \frac{\omega^2 r^4}{R^{0.2}} \cos^{-1} \left(1 - \frac{H}{r} \right) dr + \frac{\omega^2 r_0^4}{R_0^{0.2}} \cos^{-1} \left(1 - \frac{H_0}{r_0} \right) \frac{t}{2} \right\} \dots\dots (4)$$



図一16 回転円板駆動トルク

と表わせる。

一方、円板が水中に完全に水没した回転円板の乱流時 ($R = 10^5 \sim 10^6$) における関係は、今回の比例関係とまったく同様であり、比例係数は $C_f = 0.0364 / R_0^{0.2}$ である。比例定数は今回の円板半没状態の値が水中に没した状態の回転円板の値に対して1.84倍大きい。

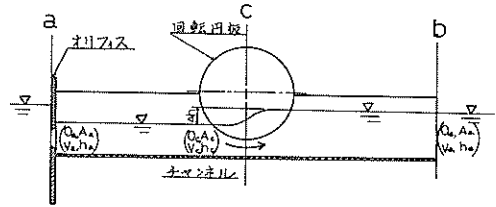
また図一16において本比例関係と異った結果は、円板径 7.5 cm における円板回転 640 rpm 以下、および 10 cm における円板回転 303 rpm のもので、円板半径によって計算したレイノルズ数が $R_{7.5} = 67,000$ 、 $R_{10} = 56,000$ と 10^5 以下のものであった。

以上の結果より、円板の複数個の回転円板の駆動トルクは(4)式によって求められる値に円板枚数 ($2N$) を乗じたものとなるが、円板取付ピッチの狭まった状態では、隣りあった円板間の干渉による影響が大きくなるものと考えられ、今回の計算結果と異なることも予想される。

5.2 チャンネル入口にオリフィスを設けた場合の吸込み水頭

実際に使用されるチャンネルにおける吸込み水頭を求める前にチャンネル入口に矩形オリフィスを設け、吸込み面積、流量が予測できる状態において、吸込み水頭の測定と併せて、吸込み能力について検討を行なった。

吸込み水頭の測定はダイヤルゲージの先端に針を設け、水槽水面とチャンネル内の吸込み部の水頭差を測定した。今、図一17のような吸込み状態において、 c 、 b 間において運動量の法則により次の関係が成り立つ。



図一17 チャンネル入口にオリフィスを設けた吸込み状況

$$P_r + \frac{\gamma}{g} (Q_c V_c - Q_b V_b) + \gamma (h_c A_c - h_b A_b) - F_{cb} = 0 \quad \dots (5)$$

ここで、 P_r : 回転円板の駆動力

γ : 水の単位体積重量

g : 重力の加速度

Q_c, Q_b : c 点、 b 点における流量

V_c, V_b : " 流速

h_c, h_b : " 水深

A_c, A_b : " 流路断面積

F_{cb} は c 、 b 間に働く摩擦力で開水路の損失にあるものとし、シェジューの公式によって次のように表わせるものとする。すなわち、 c 、 b 間の損失水頭は

$$h_{loss} = \frac{V_b^2}{C^2 m} L$$

ここで、 C : 摩擦係数 $\{ 870 / (1 + \eta / \sqrt{m}) \}$

m : 水力平均深さ $\{ Bh / (B + 2h) \}$

L : c 、 b 間のチャンネル長さ (30.0 cm)

n : 実験定数 (1.6)

B : チャンネル幅 (32.0 cm)

h : チャンネル水深 (9.0 cm)

となり, c , b 間の摩擦力は次のようになる。

$$F_{cb} = \gamma h_{loss} A_b = \gamma \frac{V_b}{C^2 m} L A_b$$

したがって(5)式は上式および連続の式による $A_c V_c = A_b V_b$ また $A_c = B h_c$, $A_b = B h_b$ より次の式になる。

$$P_r + \frac{\gamma}{g} B h_b V_b^2 \left(\frac{h_b - h_c}{h_c} - \frac{L}{C^2 m} g \right) + \gamma B (h_c^2 - h_b^2) = 0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

また $h_b - h_c = \Delta h$ とすると(6)式は次のようになる。

$$P_r + \frac{\gamma}{g} B h_b V_b^2 \left(\frac{\Delta h}{h_b - \Delta h} - \frac{L}{C^2 m} g \right) - \gamma B (2 h_b \Delta h - \Delta h^2) = 0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

したがって回転円板駆動力は次のように表わせる。

$$P_r = \frac{\gamma}{g} B h_b V_b^2 \left(\frac{L}{C^2 m} g - \frac{\Delta h}{h_b - \Delta h} \right) + \gamma B (2 h_b \Delta h - \Delta h^2) \quad \dots\dots\dots (8)$$

一方, 回転円板駆動力は $P_r \propto \rho \omega^2 r^2 s$ として別に求めることができると考えられ, 一般に $P_r' = T_r / r_{mean}$ に比例するとして求めることができると考えられる。

r_{mean} は回転円板駆動力作用点の平均距離で, 回転円板駆動力トルクについて(4)式が成り立つことから

$$r_{mean} = \frac{0.0669 \int_{r_0-H}^{r_0} \frac{\omega^2 r^4}{R^{0.2}} \cos^{-1} \left(1 - \frac{H}{r} \right) dr}{0.0669 \int_{r_0-H}^{r_0} \frac{\omega^2 r^3}{R^{0.2}} \cos^{-1} \left(1 - \frac{H}{r} \right) dr + \frac{\omega^2 r_0^4}{R^{0.2}} \cos^{-1} \left(1 - \frac{H_0}{r_0} \right) \frac{t}{2}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$+ \frac{\omega^2 r_0^3}{R^{0.2}} \cos^{-1} \left(1 - \frac{H_0}{r_0} \right) \frac{t}{2}$$

によって求まる。したがって(8)式は

$$\frac{T_r}{r_{mean}} \propto P_r = \frac{\gamma}{g} B h_b V_b \left(\frac{L}{C^2 m} g - \frac{\Delta h}{h_b - \Delta h} \right) + \gamma B (2 h_b \Delta h - \Delta h^2) \quad \dots\dots\dots (10)$$

一方, チャンネル出口の水深 h_b は $V_b = 0$ として, チャンネルの入口を閉じた状態においては, チャンネル水深として表わしてもよいものと考えられる。

(10)式において $V_b = 0$ とすると

$$\frac{T_r}{r_{mean}} \propto P_r = \gamma B (2 h_b \Delta h - \Delta h^2) \quad \dots\dots\dots (11)$$

となる。

Δh はチャンネル入口を閉じた状態の吸込み水頭になり, 今回はチャンネル水深を 9.0 cm 一定として吸込み水頭を測定した。

また回転円板駆動力を求めるための回転円板駆動トルクは, 吸込み水頭の測定と並行して測定すべきであるが, 今回の吸込み水頭測定時に測定しなかった。しかしながら円板単独時に測定した回転円板駆動トルクとチャンネル併用時に測定した回転円板駆動トルクを比較すると図-18のようになり, 吸込み流速によって回転円板の駆動トルクはそれ程影響を受けていないようである。回転円板の駆動トルクは円板と水の相対速度の2乗に比例することを考慮すると, チャンネルを用いた時の回転円板の相対速度は, 吸込み速度のない場合に対し10%前後異なる。今回は一応回転円板の駆動トルクは吸込み流速に影響されず一定なものとし, また $P_r \approx P_r'$ とした。

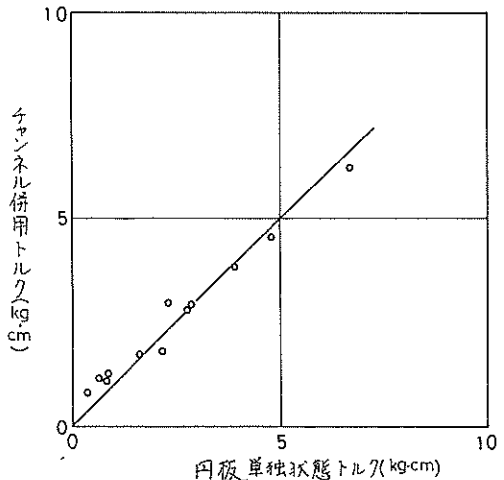


図-18 円板駆動トルクの吸込み状況による比較

図-19は(11)式の右辺を測定によって得られた吸込み水頭によって計算し, 同じく測定によって得られた回転円板駆動力との関係を示す。図-19の実線は(11)式の右辺(円板駆動力であるが呼称として吸込み力とする)と左辺の1:1の関係を表わす45°の直線で, 良い一致を示す。

次に吸込み流量がある場合は出口におけるチャンネル水深がどのように変化するか解らないが, 吸込み流量のない場合と同様に扱えるとして検討してみた。(10)式に

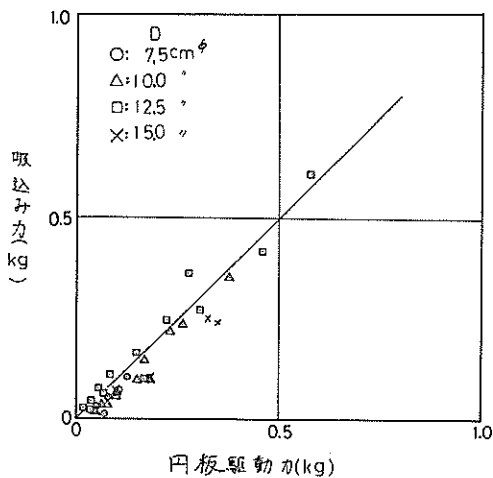


図-19 チャンネル入口を閉じた状態の円板駆動力と吸込み力の比較

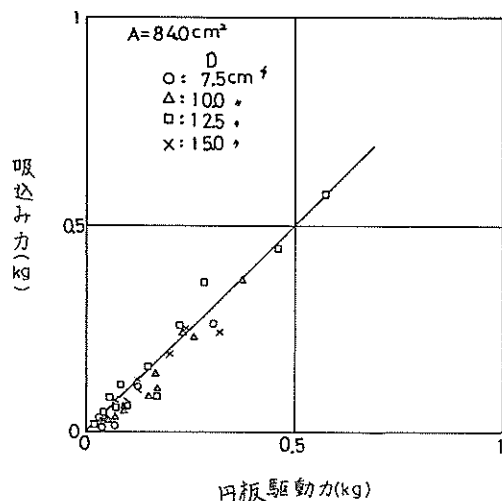


図-20 チャンネル入口面積による円板駆動力と吸込み力の比較

において V_b はチャンネル入口、出口において、連続の式により、

$$V_b A_b = V_a h_b B = C_a A_a V_a$$

ここで、 C_a : オリフィス流量係数 (0.6)

A_a : オリフィス面積

V_a : オリフィス入口流速

$V_b = C_a A_a / B h_b \cdot V_a$ として求めることができる。

また $V_a = \sqrt{2g \Delta h}$ を考慮すると(9)式は次のようになる。

$$Pr = \frac{A^2}{B} \cdot \frac{2\gamma}{h_b} \Delta h \left(\frac{L}{C^2 m} g - \frac{\Delta h}{h_b - \Delta h} \right) + \gamma B (2h_b \Delta h - \Delta h^2) \quad \dots\dots\dots (12)$$

(12)式における Δh は円板直前の吸込み水頭で、今回の測定点とは約30cmの隔りがある。すなわち測定点の吸込み水頭 ($\Delta h'$) に対し円板直前までの摩擦損失による損失水頭を考慮しなければならないが、今回はその影響はわずかなものとして $\Delta h \approx \Delta h'$ とした。

図-20, 21, 22にはチャンネル入口に設けたオリフィス面積 840 cm^2 ($30.0 \text{ cm} \times 2.8 \text{ cm}$), 1410 cm^2 ($30.0 \text{ cm} \times 4.7 \text{ cm}$), 1800 cm^2 ($30.0 \text{ cm} \times 6.0 \text{ cm}$) の場合について検討した結果を示す。図の実線はいずれも(12)式における右辺と左辺の1:1を表わすものである。(12)式の右辺は前回と同様に吸込み力とした。

図-20, 21, 22はいずれも良い一致を示す。

以上のように吸込み流速がある場合においても、吸込み流速に関係なく、 $Pr = \text{const}$, $h_b = \text{const}$ として取扱えるものとすれば、吸込み水頭は(12)式から求めることができる。(12)式において(4)式によって求められる回転円板駆動トルクから導いた回転円板駆動力によって求め

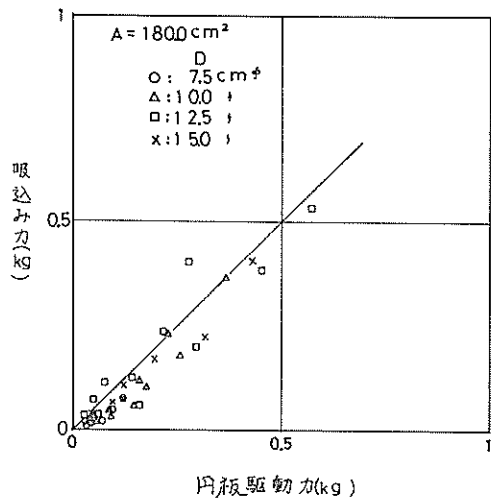


図-21 チャンネル入口面積による円板駆動力と吸込み力の比較

た吸込み水頭と入口面積 840 cm^2 , 1410 cm^2 , 1800 cm^2 における吸込み水頭測定結果との比較を示すと図-23のようになる。

図の実線は計算値と測定値の1:1を表わす。

図-24は円板径12.5cmにおける吸込み水頭の計算値と実測値の比較を示す。

5.3 チャンネル併用時の吸込み能力

図-2に示すみぞ形チャンネルの吸込み水頭は、5.2におけるチャンネル入口にオリフィスを設けた場合に対して、チャンネル入口流入状態が異なることによる検討

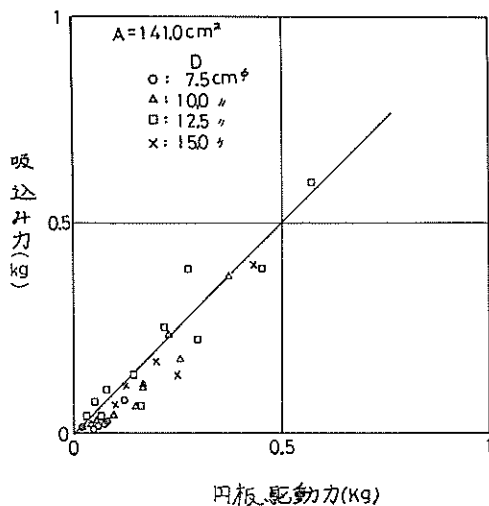


図-22 チャンネル入口面積による円板駆動力と吸込み力の比較

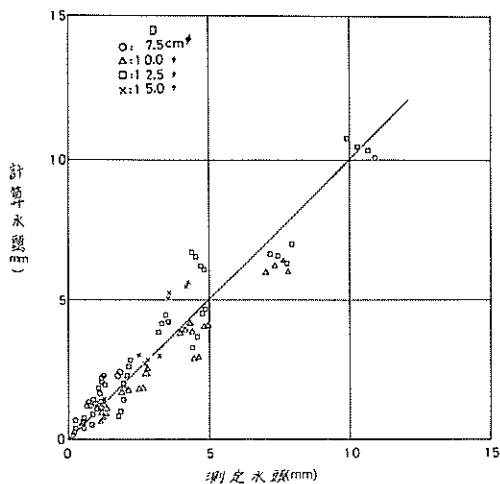


図-23 計算水頭と測定水頭の比較

を加えなければならないと考える。今回は、実際に使用できるチャンネルとして、幅が一定な図-2のようなチャンネルの吸込み力に対して検討してみよう。

チャンネル入口流入状態が図-25のような場合の入口流量は、次のように求められる。

$$Q = Q_1 + Q_2 = C_1 \frac{2}{3} \sqrt{2g\Delta h} \cdot \Delta h B + C_2 \sqrt{2g\Delta h} \cdot B h_a \quad \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 C_1, C_2 : 流量係数

(13)式における入口の流量係数は、このようなチャンネル状態については不明であるが、管における広い領域に突き出た場合の入口損失は一般に次のように表わされ、

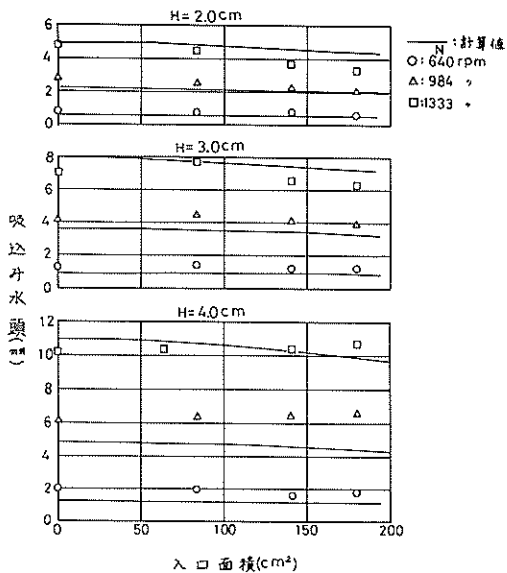


図-24 計算水頭と測定水頭の比較

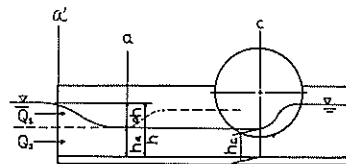


図-25 短形断面チャンネルの流入状態

$$\zeta = \zeta' + \left(\frac{A_{a'}}{A_a} - 1 \right)^2$$

ここで、 ζ' : 縮小の際の損失 (0.04)

$\zeta = 0.56$ である。したがって縮流係数 $C_c = A_a / A_{a'} = 0.79$ となる。一方、速度係数 (C_v) は、

$$C_v = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} = 0.80$$

となり、流量係数は $C_1, C_2 = C_v \cdot C_c$ から求められる。今回のチャンネルの入口損失は以上の管の場合と同様とし、また概算的に $C_1 = C_2$ と扱えるために $C_1 = C_2 = 0.63$ とする。(13)式によってチャンネル出口の流速を表わすと連続の方程式により次のようになる。

$$V_b = \frac{Q}{B h b} = \frac{1}{h b} 0.63 \sqrt{2g\Delta h} \left(\frac{2}{3} \Delta h + h_a \right) \quad \dots\dots\dots (14)$$

図-25において、 $h_a = h_c$ とすると、 $h_a = h_b - \Delta h$ となり

$$V_b^2 = 2g \times 0.40 \left(\Delta h - \frac{2}{3} \cdot \frac{\Delta h^2}{h b} + \frac{\Delta h^3}{9 h b^2} \right) \quad \dots\dots\dots (15)$$

⑩式において Δh^3 の項は一般に微小になるものとして省略して⑩式に代入すると、

$$P_r = 2\gamma B h b \times 0.40 \left(\Delta h - \frac{2}{3} \frac{\Delta h^2}{h b} \right) \left(\frac{L}{C^2 m} g - \frac{\Delta h}{h b - \Delta h} \right) + \gamma B (2 h b \Delta h - \Delta h^2) \dots\dots\dots (11)$$

⑩式において、5.2のチャンネル入口にオリフィスのある場合と同様に吸込み流速に関係なく、 $P_r = const$ 、 $h b = const$ として取り扱えるとする吸込み水頭が求まる。回転円板駆動力を(4)式および(9)式によって求められる値によって吸込み水頭を計算すると、一般に図-26のようになる。図-26の⑩式の計算結果によると吸込み水頭は回転円板駆動力、すなわち円板回転数によって、最大の吸込み水頭を示す変曲点になるチャンネル水深が存在する。この変曲点の生ずるチャンネル水深においては、チャンネル c 、 b 間の運動量の差と、 c 、 b 間の摩擦力が均合い状態にあるものと考えられる。

すなわち⑩式においては

$$\frac{L}{C^2 m} g = \frac{\Delta h}{h b - \Delta h}$$

となるチャンネル水深である。

この変曲点のチャンネル水深以下においては、チャンネル摩擦抵抗の増加によって、またそれ以上チャンネル水深においては吸込み流量の増加によって吸込み水頭は減少するものと考えられる。

いずれにしてもチャンネル入口の吸込み水頭が求められれば、チャンネル入口およびチャンネル内の吸込み流速は、⑩式から平均流速として $V_c \approx V_a = Q/B(hb - \Delta h)$ として求められる。

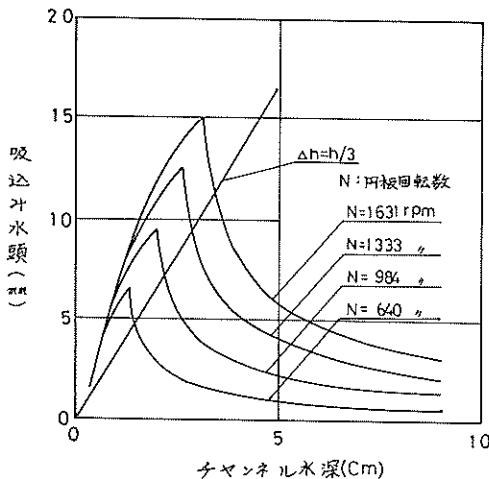


図-26 計算吸込み水頭

しかしながら、最大の吸込み水頭を示すチャンネル水深付近以下において、跳水の生じる入口流れとなり、損失が生じる。したがって、チャンネル内においては計算によって求められる吸込み流速より減少すると言える。

跳水によってチャンネル入口と内部の水深差はフルード数の関数として、次のように表わされる。

$$\frac{h_c}{h_a} = \frac{1}{2} (\sqrt{1+8F^2} - 1)$$

ここで、 F : フルード数 $\frac{V_a}{\sqrt{gh_a}}$

跳水は $F \geq 1$ において生ずる。

この跳水の生じる範囲を吸込み水頭 Δh で表わすと、

$$F = \frac{V_a}{\sqrt{gh_a}} \geq 1$$

において V_a は平均流速として $V_a = Q/B(H - \Delta h)$ となるが、概算的に $V_a = \sqrt{2g\Delta h}$ とすると $h_a = h b - \Delta h$ から

$$\Delta h \geq \frac{h b}{3}$$

となり、チャンネル水深の約 $1/3$ 以上の吸込み水頭において跳水は生じるといえる。図-26の計算結果によると $F = 1$ 、 $\Delta h = h c/3$ のチャンネル水深は、最大吸込み水頭を示すチャンネル水深とも一致している。

今回は、この跳水の生じるチャンネル水深においてチャンネル内の流速を入口の流速に対して水深の増加としてのみ考慮して、4.3 吸込みの流速測定結果と比較すると図-27、28、29のようになる。

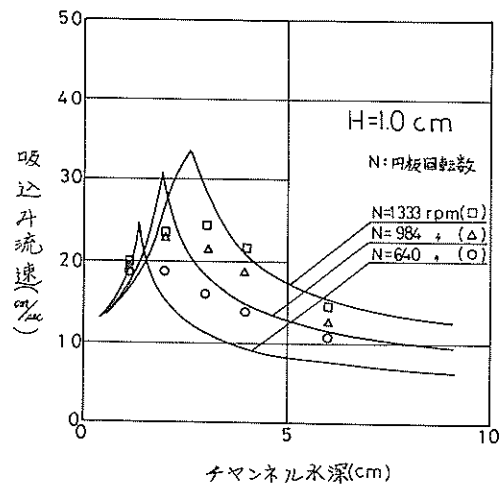
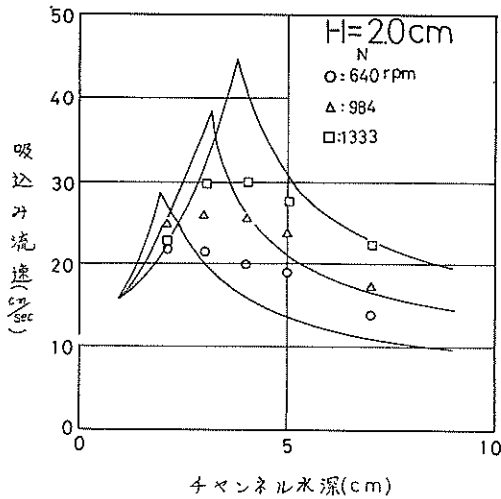
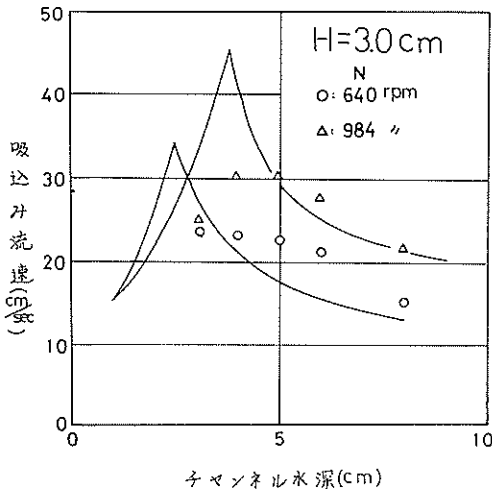


図-27 チャンネル吸込み流速の計算値と測定値の比較



図一28 チャンネル吸込み流速の計算値と測定値の比較



図一29 チャンネル吸込み流速の計算値と測定値の比較

吸込み流速測定結果はチャンネルの表面流速で、一般的にチャンネル水深の0.05～0.25範囲で平均流速の1.3倍になるといわれるが、今回はチャンネル深さを変化させて実験していること、また木片によって流速を測定しているためにその影響は考慮しなかった。図一27, 28, 29の測定結果と計算結果において、最大流速を示すチャンネル水深は、ほぼ一致するものの、その水深付近における吸込み流速の値は大きく異なっている。これは計算結果において回転円板駆動トルクを円板水深、回転数によって一定としたことによるものと思われ、計算においては円板水深を上まわる吸込み水頭が得られることもある。

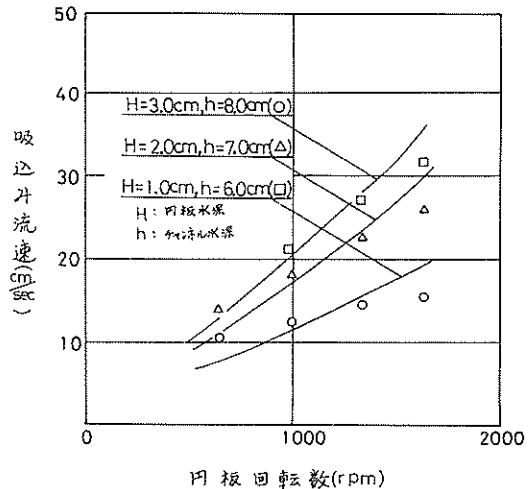
実際における円板駆動力は、吸込み水頭が生じたことによる円板水中部の面積減少を考慮しなくてはならないだろう。回転円板駆動力が吸込み流速によってそれ程影響を受けないにしても、吸込み水頭が生じた場合は円板水深の減少となり、回転円板駆動力発生のための有効面積も減少するといえよう。特に最大吸込み水頭付近においては大きなものとなっている。図の計算値は回転円板駆動力を(4)式によって行なったもので、円板を広い水域で回転した吸込み水頭がそれ程生じない範囲のものである。

今回この吸込み水頭の発生時の回転円板駆動力について、測定や検討を加えられなかったが、この吸込み水頭が円板水深に対しそれ程大きくない範囲において、ほぼ計算値と実測値は等しいものであった。

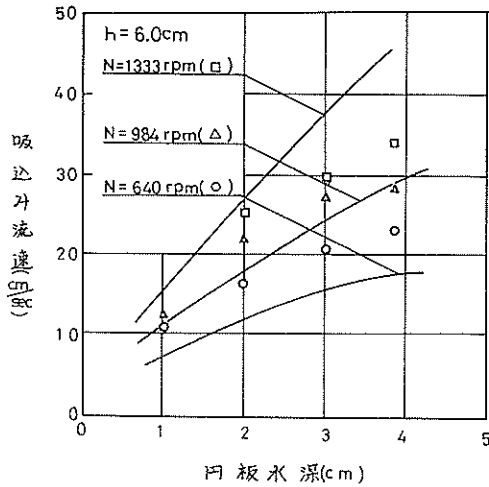
図一30, 31, 32には円板の回転数、水深、枚数について、チャンネル水深の深い、吸込み水頭のそれ程大きくない範囲において計算値と測定値の比較を行なった。

円板の取付枚数の影響は、回転円板駆動力が円板枚数にそのまま比例するとした。

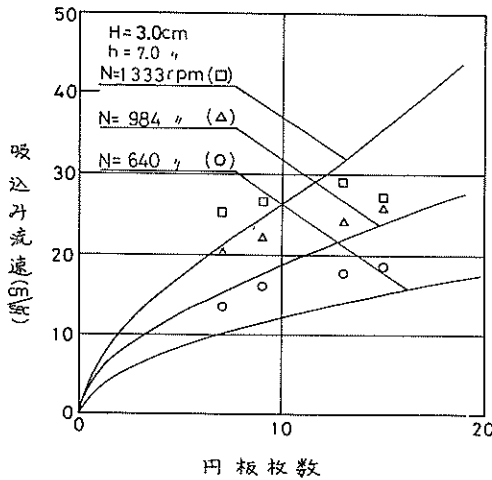
これまでの計算結果および実験結果において回転円板による吸込み能力を $\tau/g \cdot QcVc$ として考えると、実際の測定データからは、最大の吸込み流速を示すチャンネル水深より多少深い水深において最大となるが、この吸込み能力が最大のチャンネル水深において、チャンネル前方のゴミの収集量も最大になるかは、今後の検討によらなければならない。



図一30 チャンネル吸込み流速の計算値と測定値の比較



図一31 チャンネル吸込み流速の計算値と測定値の比較



図一32 チャンネル吸込み流速の計算値と測定値の比較

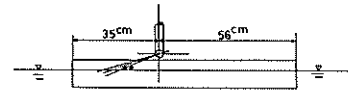
6. 水ジェットによる吸込み流速と回転円板による吸込み流速との比較

吸込み流れを引起す方法として回転円板以外にも種々のものが考えられるが、その一つの方法として水ジェットの利用について簡単な実験を行なって検討した。

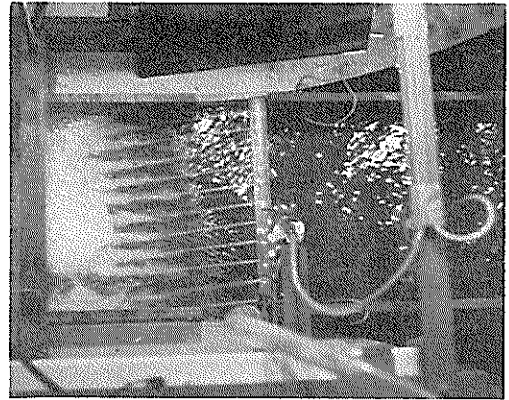
水ジェットの噴射は広い領域からの吸込みを考慮して、水面に対し、平行な複数個のノズルによって行なったもので、噴射状態は空中部から 23° の噴射角によって噴射した。図一33に複数個ノズルの取付状態を示す。

写真一3には複数個ノズルからの噴射状況を示す。

実験は模型双胴船間にジェット単独の噴射状態とチャ



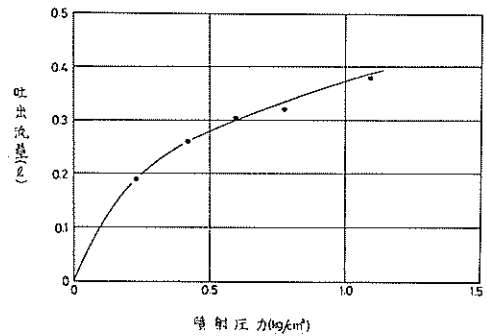
図一33 複数個水ジェットノズル取付状態



写真一3 水ジェット噴射状況

ネル内部に水ジェットを噴射した場合について行なった。

水ジェットとチャンネル併用状態はチャンネル内部の幅 32.0 cm に対し複数個ノズルの幅はピッチ 3.0 cm の 27.0 cm である。図一34はノズル径 2 mm ϕ 、ノズル個数10個からの吐出流量を示す。



図一34 水ジェット吐出流量

図一35は、水ジェット圧力に対するチャンネル内の吸込み流速を示す。

今回の実験結果によればチャンネルのない水面に噴射した場合は十分な吸込み流速は得られず、前記の回転円板と同様に、チャンネル内において水ジェットを噴射することが必要なものと考えられる。図一36はチャンネル内に水ジェットを噴射した場合のチャンネル水深による吸込み流速を示したものである。

一般的に水ジェットによっても回転円板によってもチ

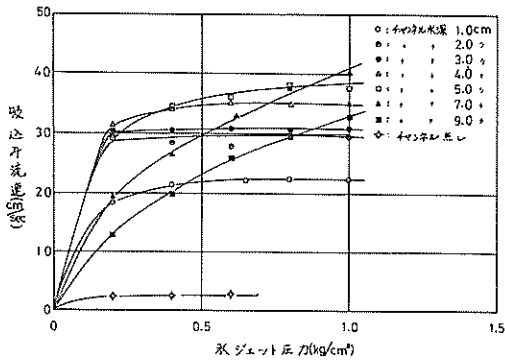


図-35 水ジェットによる吸込み流速

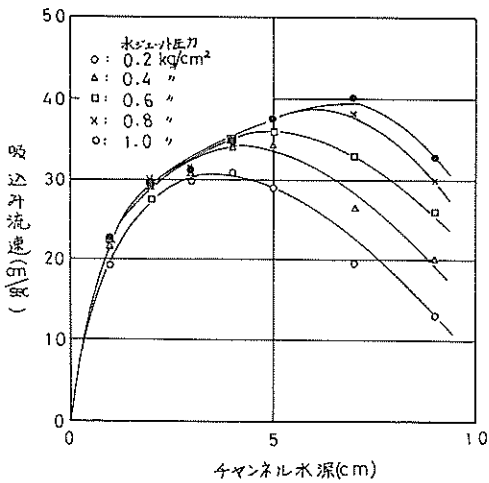


図-36 チャンネル水深による吸込み流速変化

チャンネルの吸込み流れの状態はそれ程異ならないものと考えられ、5.2における(5)式の運動方程式は水ジェットの場合、回転円板駆動力を水ジェット噴射力とし、また水ジェットによる流量増加を考慮することによって成り立つものと考えられる。

したがって水ジェットによってもチャンネル内で吸込み流速を発生させた場合、水ジェットの噴射によって最大の吸込み流速になるチャンネル水深が存在するものと考えられる。水ジェットを用いた場合の適正なチャンネル水深や吸込み力については、水ジェットの噴射条件等によって異なるものと考えられるが、今回はこれらについて実験を行なっていない。

図-37, 38はチャンネル吸込み流速と水ジェットのノズル出口流速とノズル吐出流量の関係を示す。

チャンネル内の吸込み流速は、水ジェットのノズル吐出流速および吐出流量によって原点を通る一次な比例を示すチャンネル水深があり、またより深くなった場合に

においても直線比例となる。これは5.2(5)式の運動方程式において、回転円板駆動力を水ジェット噴射力 $F_j = \gamma/g \cdot Q_j V_j$ と表わした水ジェットノズル出口流速 (V_j)、吐出流量 (Q_j) に一次的に比例しているとすれば、今後多めに参考になろう。

図-37, 38においてチャンネル水深が浅い範囲においては、チャンネル摩擦抵抗が増加し吸込み流速の増加を減少させているものと考えられる。またチャンネル水深が深くなると吸込み面積が過大になるために、水ジェットのノズルの出口速度、および吐出流量がある程度存在しても循環流等によって、吸込み流速に致らないものと

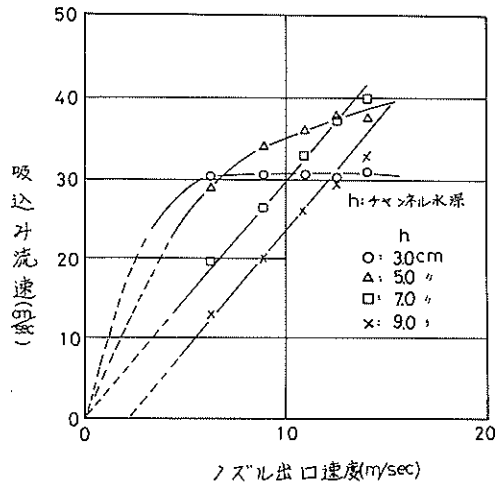


図-37 水ジェットノズル吐出流量による吸込み流速

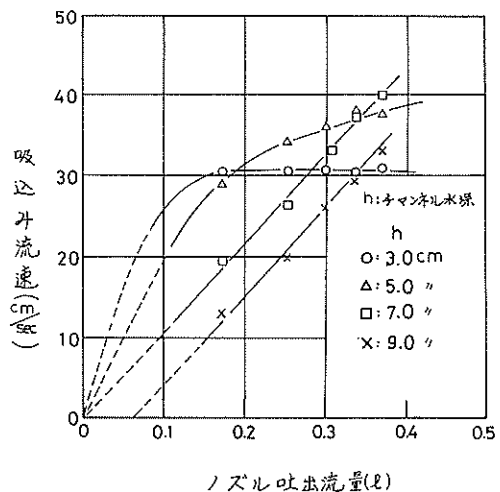


図-38 水ジェットノズル出口速度による吸込み流速

考える。

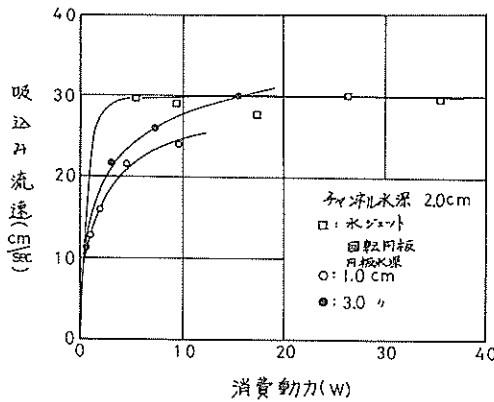
この水ジェット噴射によって得られた吸込み流速と回転円板によって得られた吸込み流速を両方の消費馬力によって比較すると、図一39、40、41に示すようになる。

この消費馬力による比較によれば、ほとんどの場合において回転円板の摩擦によってのみ発生する吸込み流速に対して水ジェットによる吸込み流速が上まわるといえる。

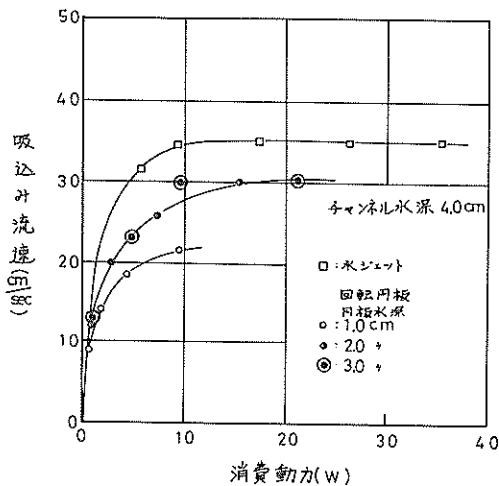
また吸込み効率としてチャンネル内の吸込み流速(V)、流量(γhBV)によって次のように考えてみよう。

$$\eta = \frac{\gamma hBV}{75} \cdot \frac{V^2}{2g} \cdot 735 / \text{消費動力 (ワット)}$$

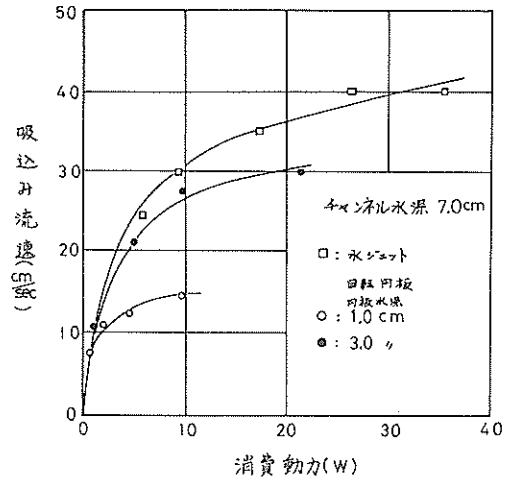
上記のように表わした水ジェットの吸込み効率を図一42に示す。



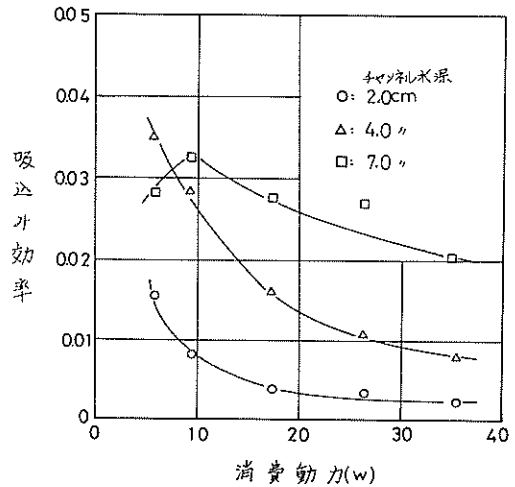
図一39 消費動力による水ジェットと回転円板の吸込み流速比較



図一40 消費動力による水ジェットと回転円板の吸込み流速比較



図一41 消費動力による水ジェットと回転円板の吸込み流速比較



図一42 水ジェットの吸込み効率

7. 結論

本報告は清掃船の吸込み流れ方式水面浮遊ゴミ収集装置に回転円板を用いた場合の吸込み能力について、主に検討を行なった。

これまでの検討の結果から回転円板によってゴミを収集する吸込み流れを得ようとする場合、回転円板の外周からの飛沫の吸込み部水面への悪影響の防止と、回転円板をチャンネル内で運転することが最大の条件といえる。

回転円板外周からの飛沫は回転円板取付け施工上において、防止策を設けることができるために深く検討しなかったが、チャンネル内で円板を回転した場合の吸込み

について要約すれば次の事柄がいえよう。

- (1) チャンネルの吸込み流速は、回転円板駆動力およびチャンネル流路断面積の関数として求めることができる。
- (2) その結果チャンネル幅が一定の場合、回転円板駆動力によって最大の吸込み流速を示すチャンネル水深が存在する。
- (3) 吸込み能力 ($\gamma/g \cdot Q_0 V_c$) は模型実験の結果から、最大の吸込み流速になるチャンネル水深より少し深いチャンネル水深において最大となる。
- (4) 最大の吸込み流速はチャンネルの入口流れのフルード数が 1.0 の時、また吸込み水頭で表わせば吸込み水頭がチャンネル水深のほぼ $1/3$ の時に生じる。
- (5) 回転円板駆動力は円板角速度、円板径、円板水中部面積の関数として、円板全没時の回転円板と同様に計算できる。
- (6) 今回の回転円板駆動トルクは円板全没時の回転円板と同様な関係によって表わすことができ、比例定数は 1.84 倍大きな値となった。
- (7) 水ジェットによる吸込み流速と回転円板による吸込み流速をおのおのの消費馬力によって比較すると、今回のような回転円板の摩擦によって発生する吸込み流速に対して水ジェットによる吸込み流速は上まわった。
以上の結果は回転円板型海面清掃船の水面浮遊ゴミ吸込み能力について模型実験 (1/10 縮尺) の結果と併せて検討したもので、実船のスケールにおいては今後新たな検討を加えることも必要なものと考えられる。

8. あとがき

回転円板型海面清掃船の水面浮遊ゴミの収集能力は、今回の検討の結果によってチャンネルを併用することで有効に発揮しえることが分かったが、円板の水との摩擦

のみによって吸込み力を得ることはそれ程大きなものにならないために、今後なんらかの改良が必要なものと思われた。その例として円板の間にフィンを設けることによって、より有効な吸込み力を得ようとする試みもある。

また新たな吸込み力発生手段等についても今後開発していく必要もあろう。今回はその一つの例として水ジェットの噴射力の利用を考え、簡単な実験を行なった。実験の結果によれば水ジェットによって生じる吸込み流速は回転円板の摩擦による吸込み流速より上まわり、消費馬力に対する吸込み効率も十分満足できるものと考えられた。また収集装置としても次のような利点が考えられる。

- (1) 収集装置が軽量、簡便になる。
- (2) 収集装置の製作が容易になり、製作費も低廉になる。
- (3) 機械損失部が大幅に少なくなる。
- (4) 収集装置の操作が容易になる。
- (5) 水ジェット噴射時に回転円板型におけるような飛沫発生等の悪影響が少ない。
- (6) 浮遊ゴミの流路障害が少ない。

以上のように水ジェットは、水面浮遊ゴミの吸込み能力も十分得られ、また収集装置としての優秀性もあることから、今後その吸込み能力について検討を加えて行きたい。

最後に本報告が現在多数稼働中の回転円板型海面清掃船の水面浮遊ゴミ吸込み能力について、水ジェットによる結果と併せて参考にできれば幸いと考える。

(1976年6月30日受付)

参考文献

- 1) 藤本武助：水力学概論，養賢堂。
- 2) Ven Te Chow：石原藤次郎訳，開水路の水理学Ⅱ，丸善，P 363～367。

港灣技研資料 No.245

1976・9

編集兼人 運輸省港灣技術研究所

発行所 運輸省港灣技術研究所
横須賀市長瀬3丁目1番1号

印刷所 株式会社美巧社

Published by the Port and Harbour Research Institute
Nagase, Yokosuka, Japan.