共同研究報告書
整理番号第３１８号

高速流路の設計手法の高度化に関する共同研究報告書

平成17年4月

独立行政法人土木研究所
社団法人河川ポンプ施設技術協会

Copyright © (2005) by P.W.R.I.

All rights reserved. No part of this book may be reproduced by any means, nor transmitted, nor translated into a machine language without the written permission of the Chief Executive of P.W.R.I.

この報告書は、独立行政法人土木研究所理事長の承認を得て刊行したものである。したがって、本報告書の全部又は一部の転載、複製は、独立行政法人土木研究所理事長の文書による承認を得ずしてこれを行ってはならない。

共同研究報告書
第318号 2005年4月

高速流路の設計手法の高度化に関する共同研究報告書

独立行政法人土木研究所
社団法人河川ポンプ施設技術協会

要旨：

本研究「高速流路の設計手法の高度化に関する共同研究」は、平成11年度から平成13年度にわたって独立行政法人土木研究所と社団法人河川ポンプ施設技術協会との共同研究として実施された。

低地の冠水を防ぐ排水施設では、ポンプ吸込部の土木構造物寸法が施設全体の規模を決める大きな要因となっている。この部分の流速を上げることで施設規模を縮小することができ、施設建設コストの縮減、既設排水施設の能力向上が期待される。本研究は、大規模な揚排水機場で実用化されつつある水槽内の高流速化技術を小規模の揚排水機場にも適用し、標準化を図るため有害な渦の発生や寸法精度・土木施工限界など技術的課題を整理し、標準化の方針案を取りまとめたものである。

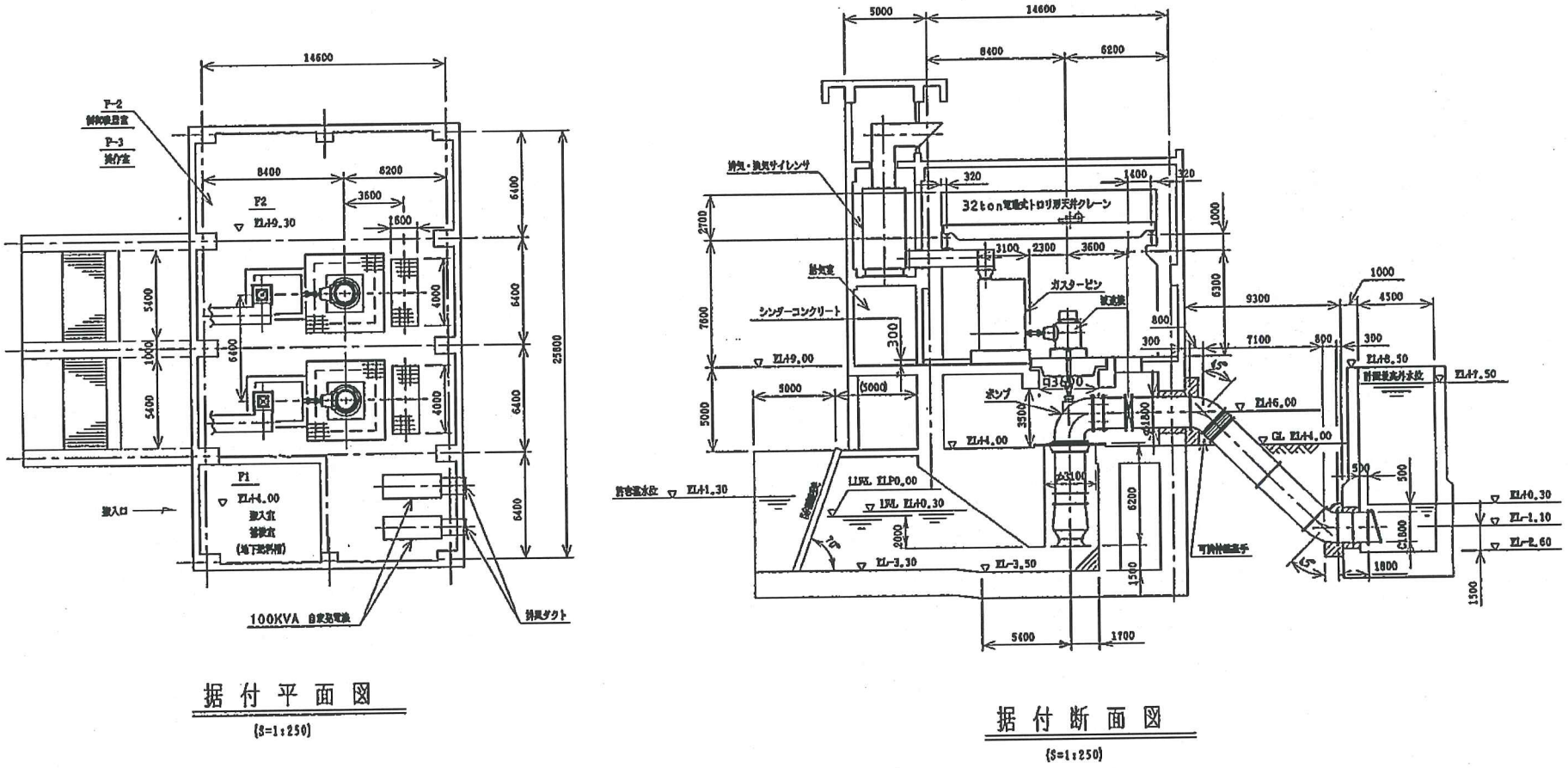
キーワード：吸込水槽、空気吸込渦、水中渦、ポンプ、数値解析

目　　次

1．研究目的 ・・・

8.2. 実験結果 ・・・

20m³／s機場据付図

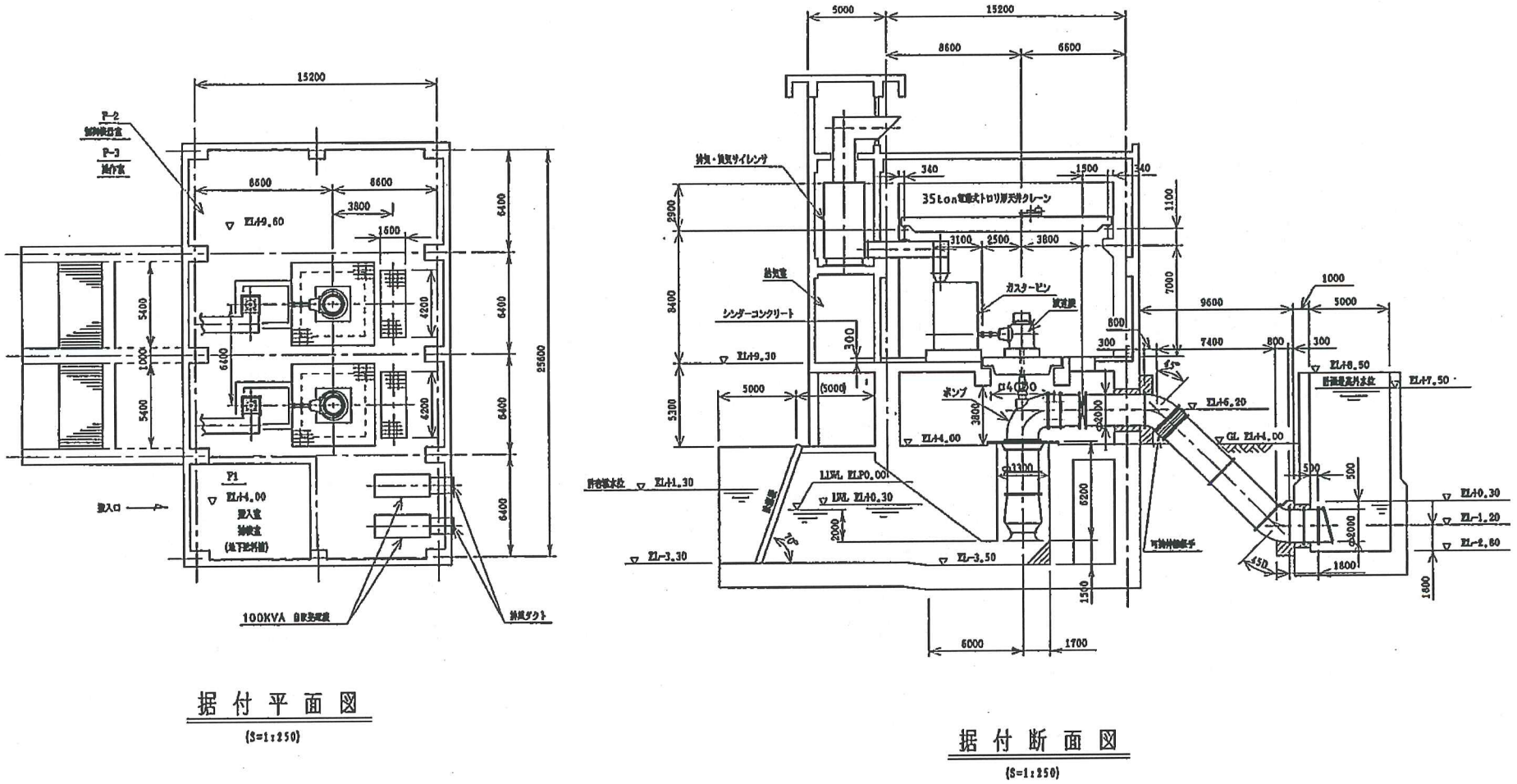


据付平面図
(S=1:250)

据付断面図
(S=1:250)

図 5-33　高流速×高速ポンプ案（φ1800 立斜×セミクローズピット）

20m³／s機場据付図



据付平面図
(S=1:250)

据付断面図
(S=1:250)

図 5-32　高流速×従来ポンプ案（φ2000 立斜×セミクローズピット）

20m³／s機場据付図

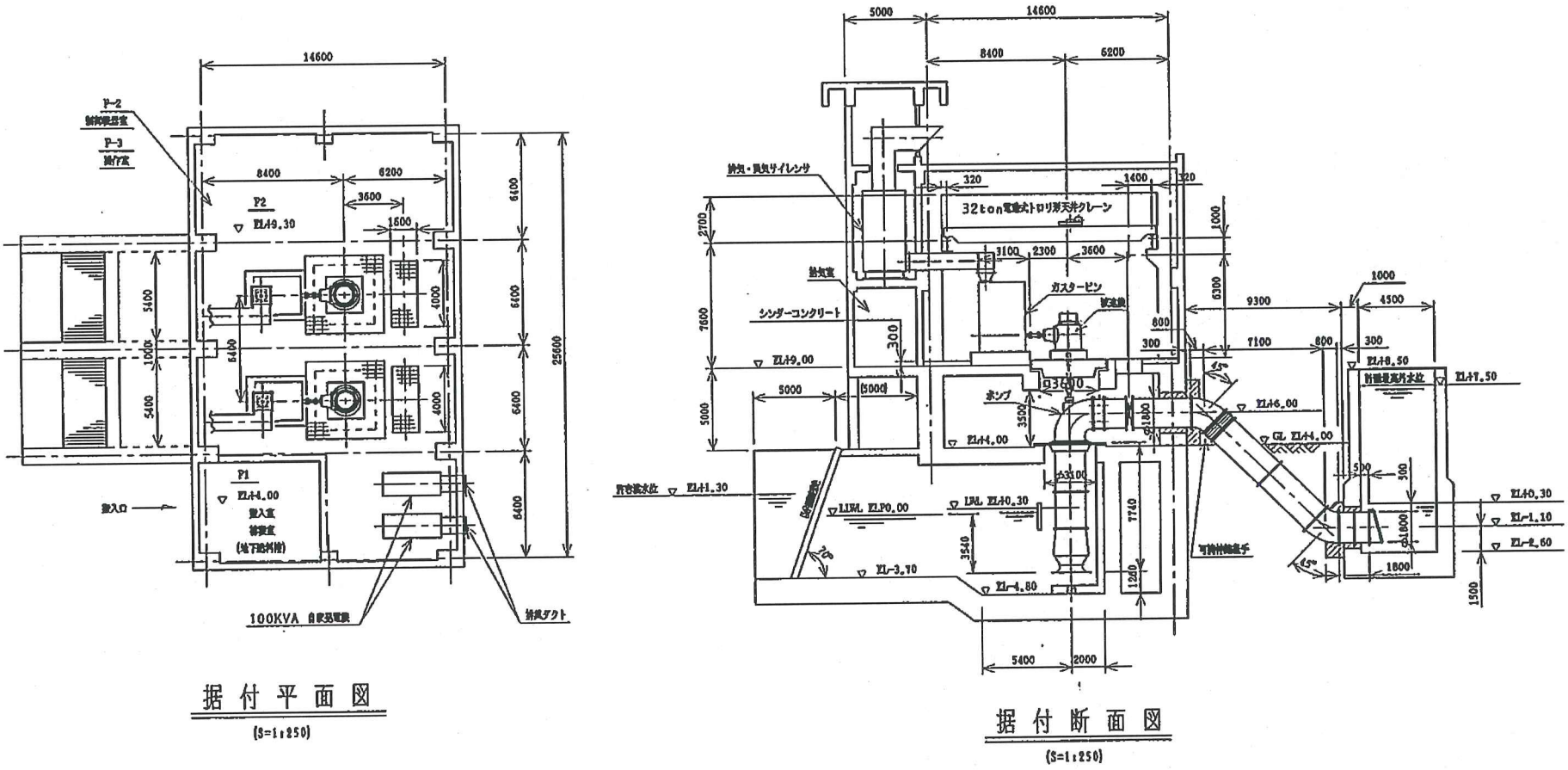
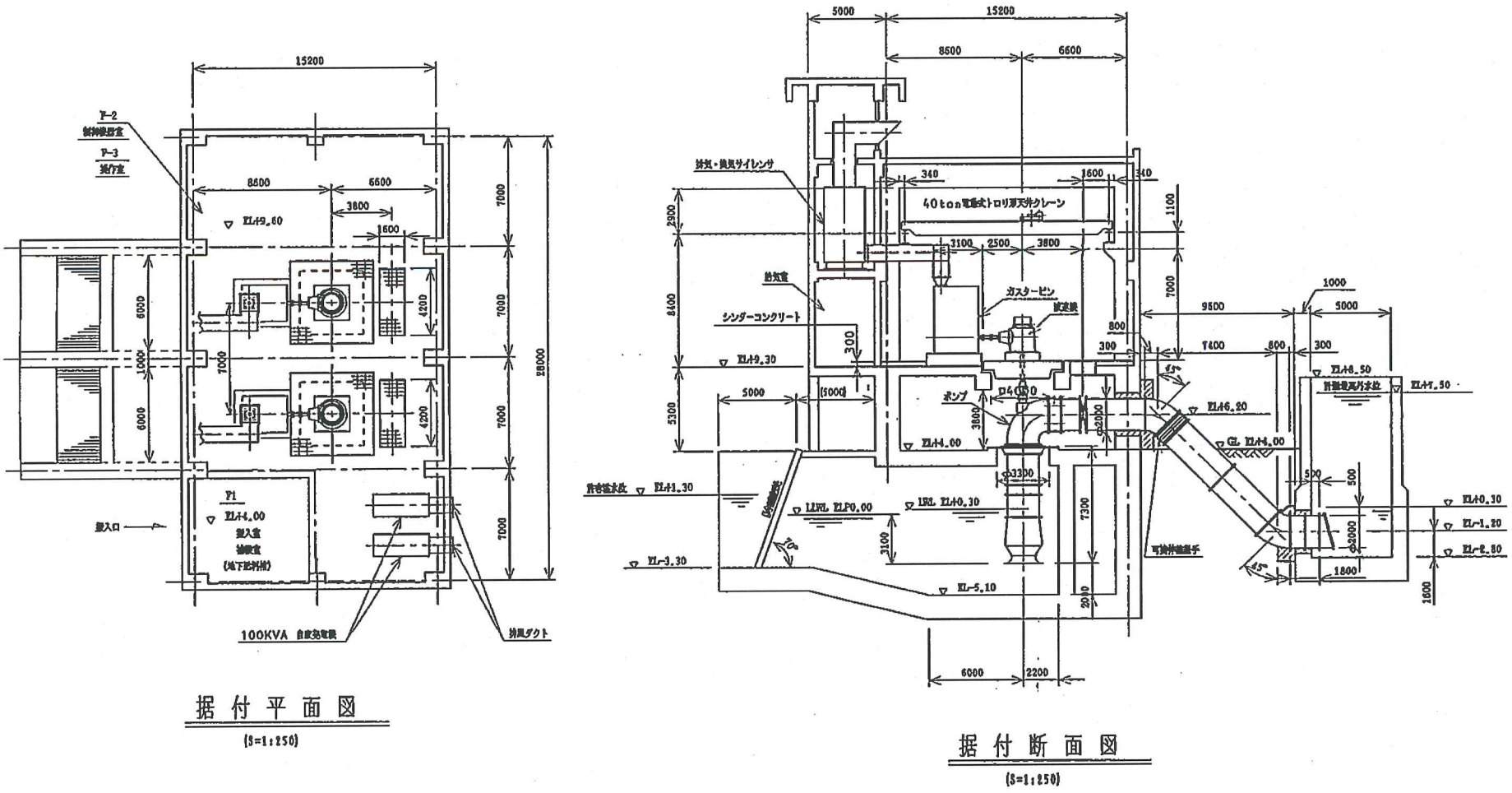


図 5-31　高流速×高速ポンプ案（φ1800 立斜×オープンピット）

20m³／s機場据付図



据付平面図

(S=1:250)

据付断面図

(S=1:250)

図 5-30　現行案（φ2000 立斜×オープンピット）

10m³／s機場据付図

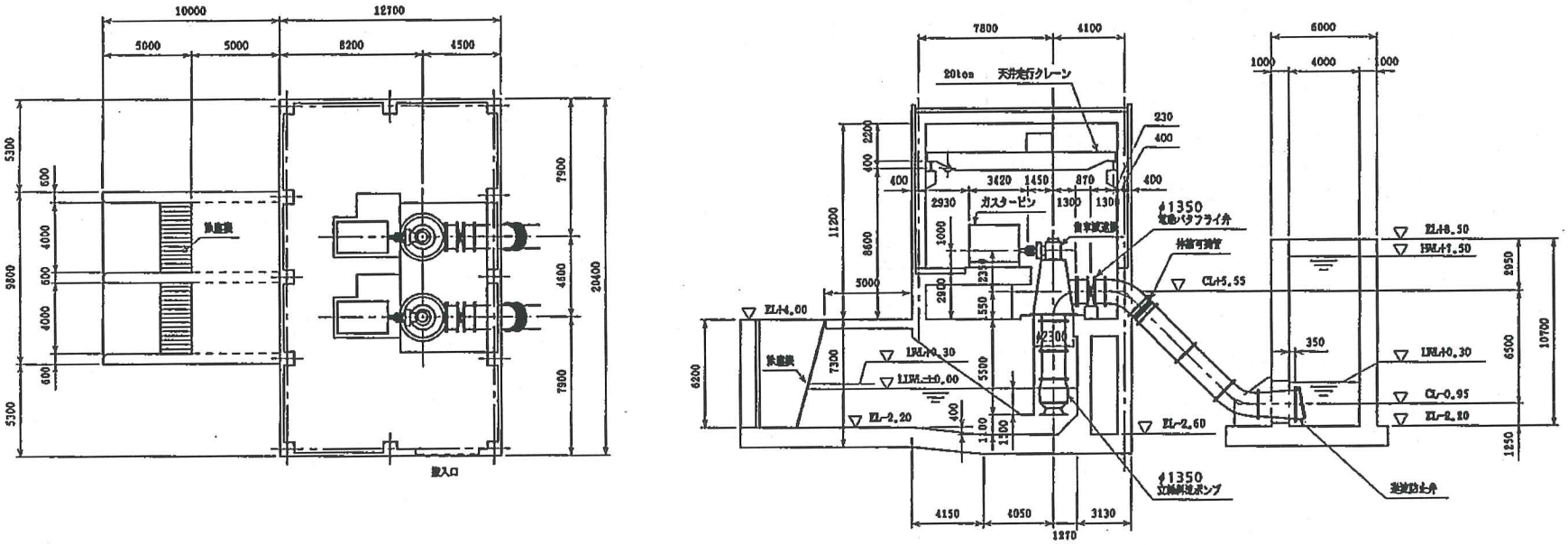


図 5-29　高流速×高速ポンプ案（φ1350 立斜×セミクローズピット）

10m³／s機場据付図

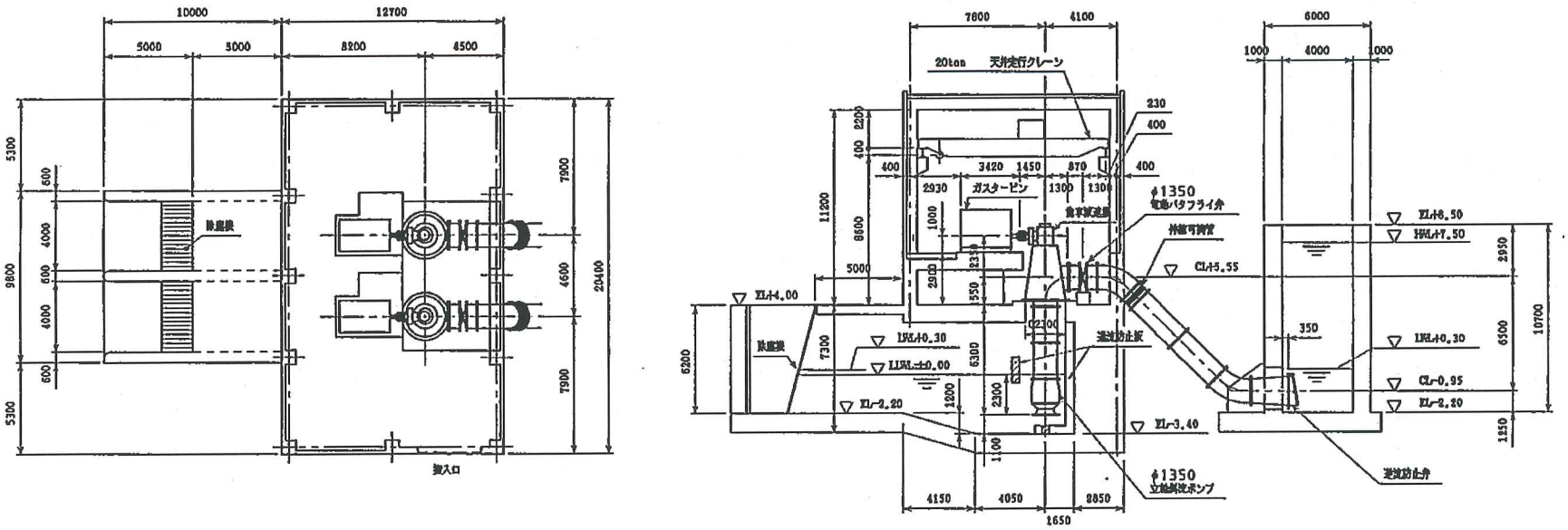


図 5-28　高流速×高速ポンプ案（φ1350 立斜×オープンピット）

10m³／s機場据付図

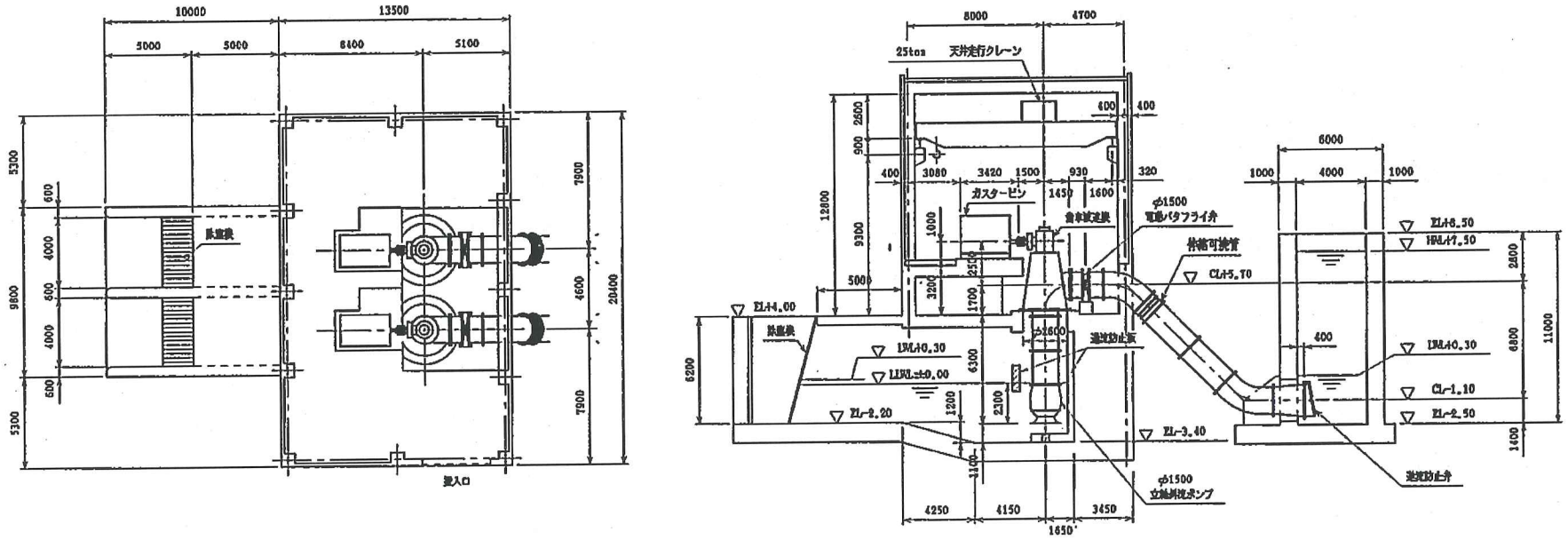


図 5-27　高流速×従来ポンプ案（φ1500 立斜×オープンピット）

10m³／s機場据付図

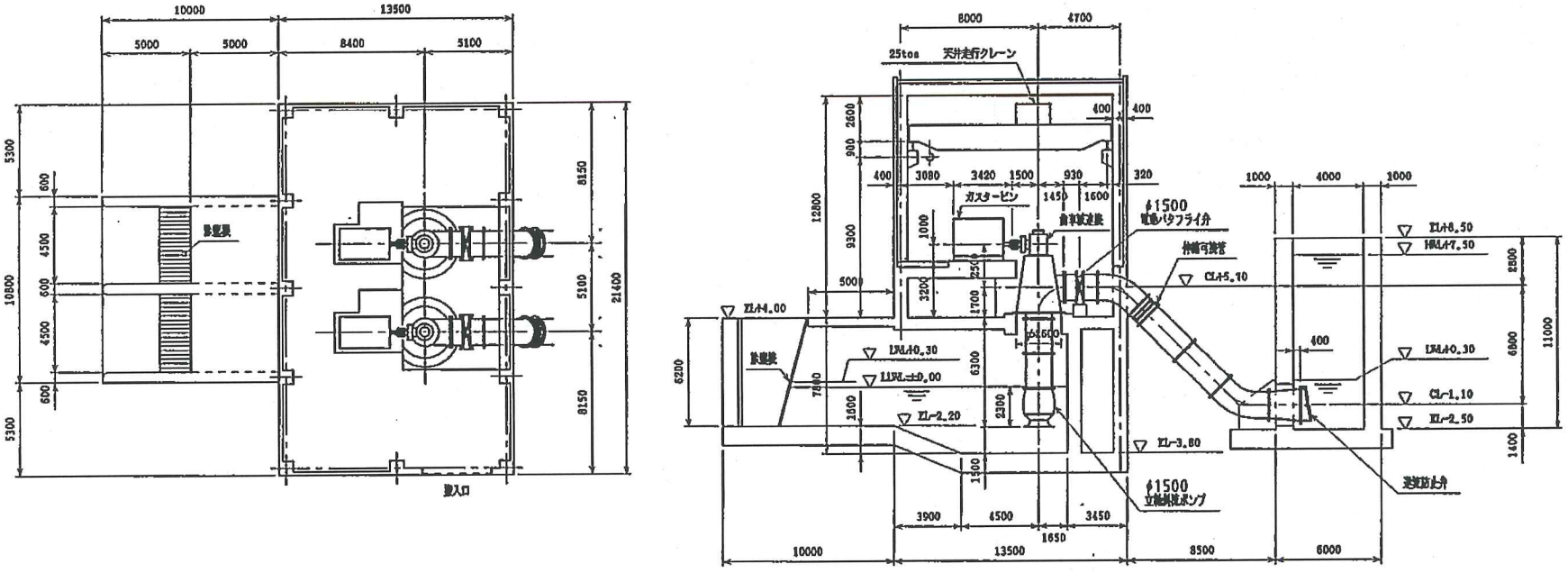


図 5-26　現行案（φ1500 立斜×オープンピット）

5m³／s機場据付図

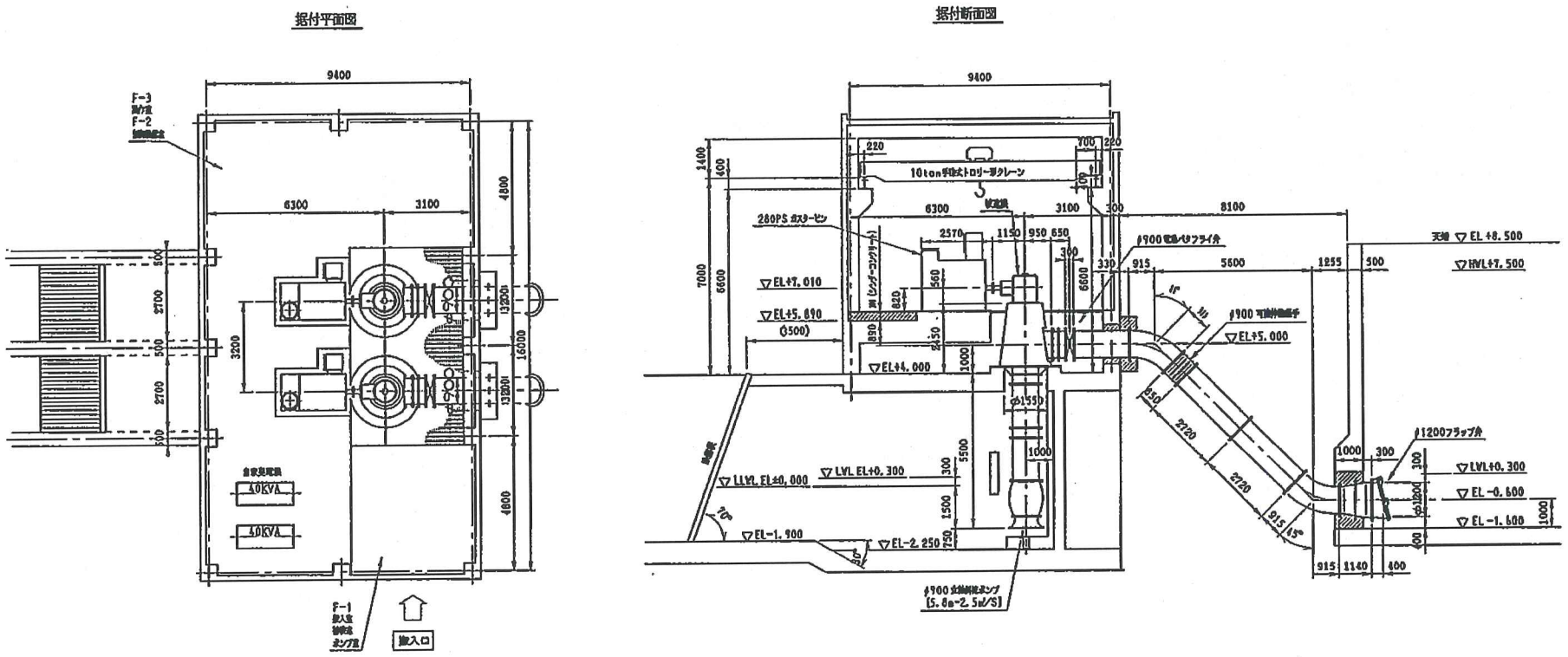


図 5-25　高流速×高速ポンプ案（φ900 立斜×オープンピット）

5m³／s機場据付図

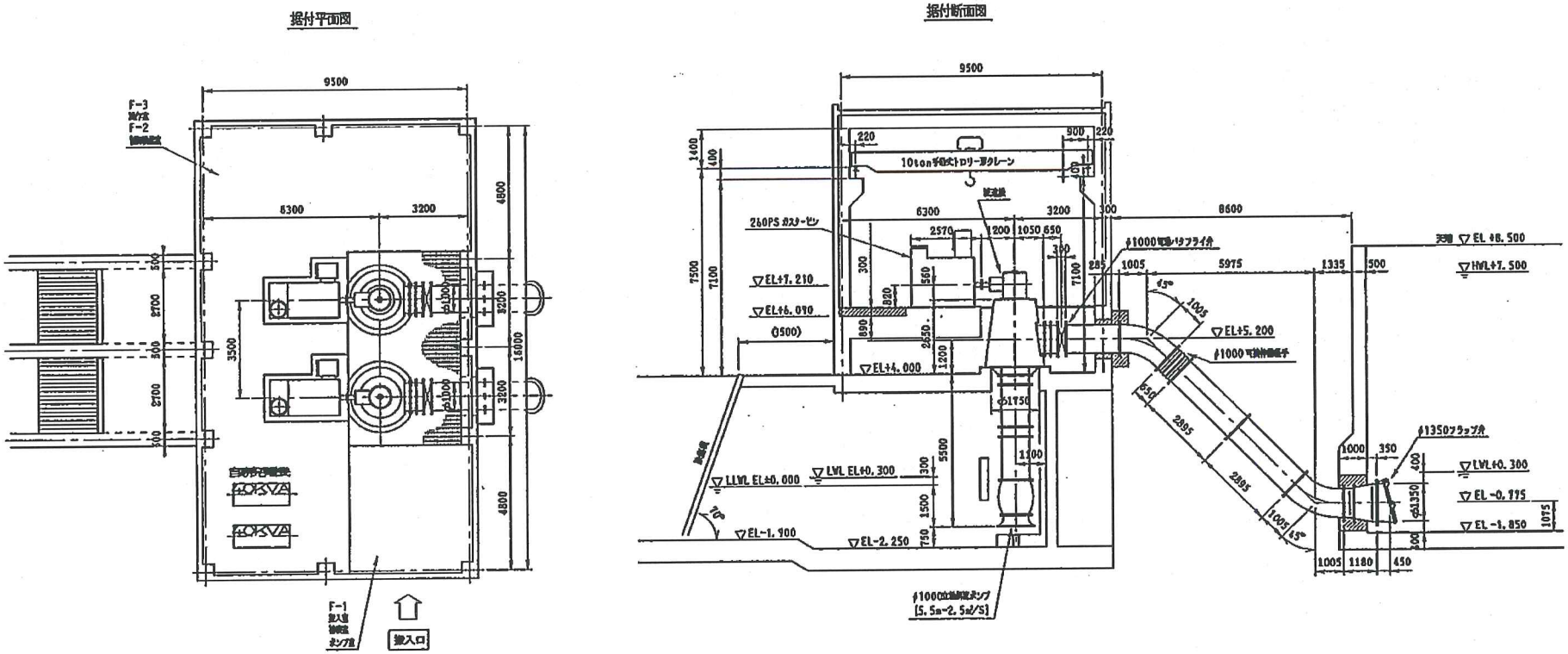


図 5-24　高流速×従来ポンプ案（φ1000 立斜×オープンピット）

5m³／s機場据付図

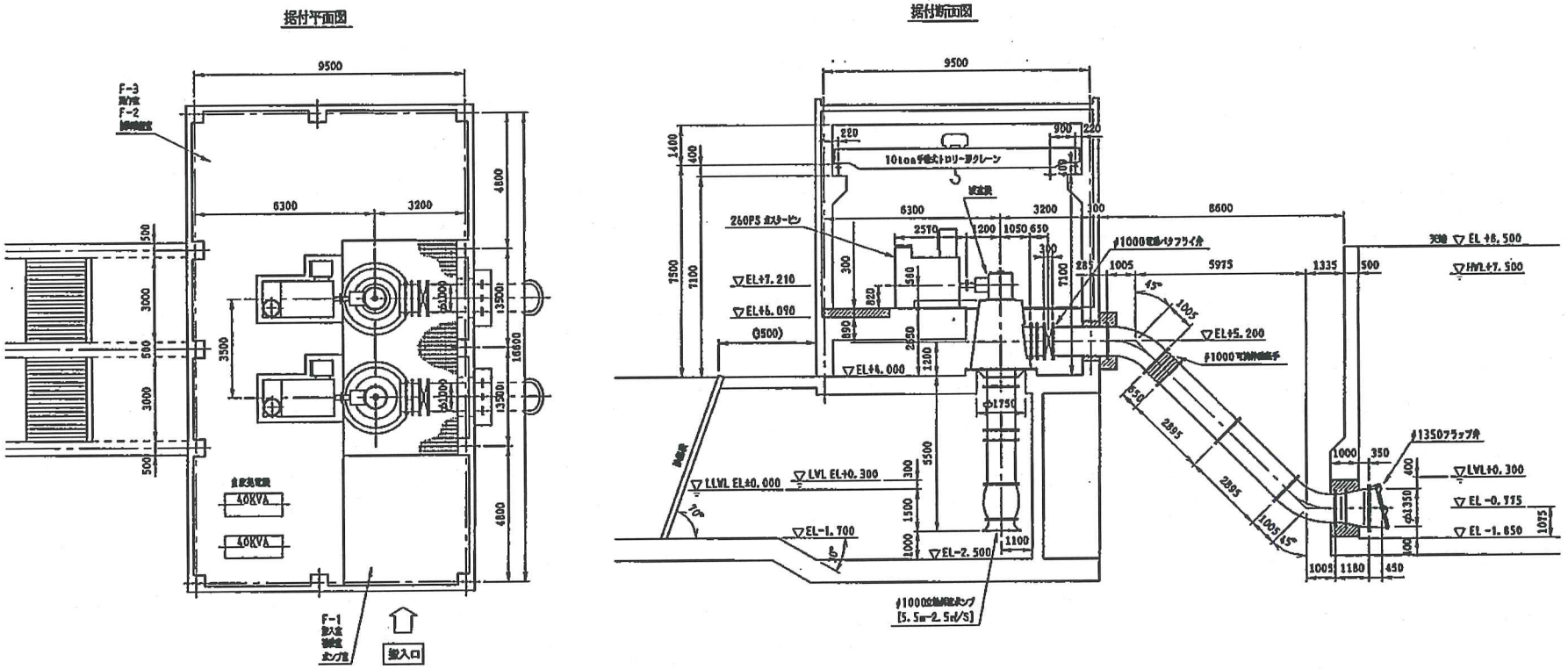


図 5-23　現行案（φ1000 立斜×オープンピット）

表 5-9－設備費内訳表

（単位 M¥）

		規模	6 m^3/s			10 m^3/s					20 m^3/s				
		水槽	オープン			オープン			セミクローズ		オープン			セミクローズ	
			従 来	高 速		従 来	高 速		高 速		従 来	高 速		高 速	
設備費	(1)機械設備	ポンプ	従来	従来	高速	従来	従来	高速	従来	高速	従来	従来	高速	従来	高速
	1)主ポンプ	2 台	216	216	210	304	304	295	296	287.0	598	598	579	585	574
	2)主エンジン(GT)	2 台	185	185	209	215	215	244	220	248	396	396	472	400	480
	3)減速機	2 台	70	70	79	95	95	112	97	114	158	158	162	158	164
	4)バタフライ弁	2 台	23	23	19	24	24	20	24	20	44	44	36	44	36
	5)フラップ弁	2 台	13	13	11	16	16	14	16	14	30	30	24	30	24
	6)吐出配管	2 台	30	30	25	44	44	35	44	35	94	94	68	94	68
	7)可撓継手	2 台	3	3	2	6.0	6.0	5	6	5	10	10	8	10	8
	8)天井クレーン	1 台	15	15	15	43.0	43.0	37	37	37	58	58	50	53	50
	9)燃料タンク	1 式	13	13	13	12.0	12.0	16	12	16	19	19	22	19	22
	機械設備費小計		568	568	583	759	759	778	752	776	1407	1407	1421	1393	1426
	(2)電気設備														
	1)受配電設備	1 式	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
	2)自家発電設備	2 台	32	32	32	60	60	60	60	60	80	80	80	80	80
	電機設備費小計		232	232	232	260	260	260	260	260	280	280	280	280	280
	(3)除塵機設備費		70	66	66	120	114	114	114	114	150	142	142	142	142
	(4)据付工事費 （設備費×25%）		218	217	220	285	284	283	282	284	459	457	461	454	462
	総設備費合計		1088	1083	1101	1424	1417	1435	1408	1434	2296	2286	2304	2270	2310
	比　率（%）		100	99.5	101.2	100	99.5	100.8	98.9	100.7	100	99.6	100.3	98.9	100.6

表 5-8　建設コスト比較表

機場規模		5 m^3/s			10 m^3/s					20 m^3/s				
吸水槽	形状	オープン			オープン			セミクローズ		オープン			セミクローズ	
	流速	従来	高速		従来	高速		高速		従来	高速		高速	
ポンプNs		従来 (900)	従来 (900)	高速 (1300)	従来 (900)	従来 (900)	高速 (1300)	従来 (900)	高速 (1300)	従来 (900)	従来 (900)	高速 (1300)	従来 (900)	高速 (1300)
設備費 (M¥)	機械設備	467	467	462	759	759	744	759	744	1404	1404	1363	1404	1363
	電気設備	232	232	232	260	260	260	260	260	280	280	280	280	280
	除塵設備	65	62	62	120	114	114	114	114	150	143	143	143	143
	据付工事費	191	191	187	285	285	278	285	278	459	459	438	459	438
	小計	955 (100%)	952 (100%)	943 (99%)	1424 (100%)	1418 (100%)	1396 (98%)	1418 (100%)	1396 (98%)	2293 (100%)	2286 (100%)	2224 (97%)	2286 (100%)	2224 (97%)
土木建築費(M¥)（表 3-5 より）		204.7 (100%)	178.4 (90%)	178.4 (90%)	445.2 (100%)	391.2 (88%)	391.2 (88%)	383.7 (86%)	383.7 (86%)	961.6 (100%)	849.3 (86%)	849.3 (86%)	816.8 (85%)	816.8 (85%)
建設コスト(M¥)		1159.7 (100%)	1130.4 (98%)	1121.4 (97%)	1869.2 (100%)	1809.2 (97%)	1787.2 (96%)	1801.7 (96%)	1777.7 (95%)	3254.6 (100%)	3135.3 (96%)	3073.3 (94%)	3102.8 (95%)	3040.8 (94%)

表 5-7　各ケースの建屋スペース、土木空 m^3 および土木建築費

機場規模		5 m^3/s		10 m^3/s			20 m^3/s		
水槽形状		オープン		オープン		セミクローズ	オープン		セミクローズ
建屋スペース	流速	従　来	高　速	従　来	高　速	高　速	従　来	高　速	高　速
	建屋幅 (m)	16.6	16.0	20.6	19.6	19.6	28.0	25.6	25.6
	建屋長さ (m)	9.5	9.4	12.7	11.9	11.9	15.2	14.6	14.6
	建屋スペース (m^2)	16.6×9.5 ≒158	16×9.4 =150	20.6×12.7 =262	19.6×11.9 =233	19.6×11.9 =233	28×15.2 =426	25.6×14.6 =374	25.6×14.6 =374
土木空容積	吸水槽 (m^3)	7.5×10 ×(6.5+2.09) ≒644	6.9×10 ×(6+1.9) =545	10.8×13.5 ×11.9 =1735	9.8×12.7 ×11.5 =1431	9.8×12.7 ×10.4 =1294	28×15.2 ×14.4 =6129	25.6×14.6 ×13.6 =5083	25.6×14.6 ×12.5 =4672
	流入水路（除人塵機部） (m^3)	7.5×10×5.7 ≒428	6.9×10×6 =414	10.8×10 ×7.4=799	9.8×10 ×7.4=725	9.8×10 ×7.4=725	14×10 ×7.3=1022	12.8×10 ×7.7=986	12.8×10 ×7.3=934
	吐出水槽 (m^3)	8.5×10.35 ×5.7 ≒501	7.9×4.7× 10.1 =375	11.6×8 ×12.2 =1132	11.1×8 ×11.9 =1057	11.1×8 ×11.9 =1057	15×7×11.3 =1187	13.8×8.5 ×11.1 =1302	13.8×8.5 ×11.1 =1302
	合計 (m^3)	V＝1573	V=1334	V=3666	V=3213	V=3076	V=8338	V=7371	V=6908
土木建築費	建築土木費 (M¥) (300k¥/m^2)	47.4	45.0	78.6	69.9	69.9	127.8	112.2	112.2
	土木費（100k¥/m^3(M¥) 102k¥m^3 クローズ）	157.3	133.4	366.6	321.3	313.8	833.8	737.1	704.6
	土木建築費計 (M¥)	204.7	178.4	445.2	391.2	383.7	961.6	849.3	816.8

② 建設コスト比較

a）土木建築費

図 5-23～図 5-33 に各ケースの概略配置を示す。

これらの配置より、土木建築費を概定する。

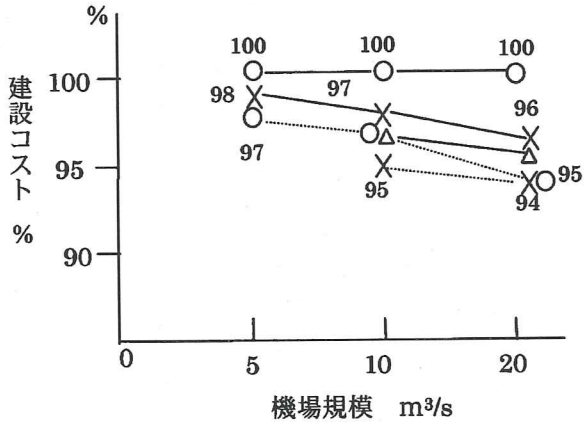
表 5-7 に各案の建屋スペース、土木容積および土木建築費を示す。

b）建設コスト

各ケースの設備費および土木建築費を表 5-8 に示す。

c）建設コスト比較結果

機場規模、吸水槽形状および高速化の有無で建設コストにどう現れるかを検討した結果、図 5-22 のとおりとなる。



記号	水槽	ポンプ
—○—	従来オープン	従来
—×—	高速オープン	従来
—△—	高速セミクローズ	従来
……○……	高速オープン	高速
……×……	高速セミクローズ	高速

図 5-22　建設コスト比較図

表 5-8 および図 5-22 より吸水槽の高流速比および主ポンプの高速化効果をまとめると次となる。

	形状など	効　果
吸水槽の高流速化	オープンピット	機場規模のよるが現行指針（従来）に比べ 2～4%程度のコスト縮減が期待できる。
	セミクローズピット	オープンピット形の高流速タイプに比べ更に約 1%のコスト縮減が期待できる。
主ポンプの高速化	高 Ns 化など	設備費をみると主ポンプのみならず弁や配管および除塵設備にわたり小形化が可能となり結果として 1～2%程度の設備費低減が期待できる。

表 5-6　設備仕様一覧表

機　場　規　模			5 m^3/s		10 m^3/s		20 m^3/s	
主ポンプ主要諸元	流速		従 来	高 速	従 来	高 速	従 来	高 速
	Q	排水量（m^3/s）	2.5	2.5	5	5	10	10
	D	口径（m）	1000	900	1500	1350	2000	1800
	Ha	実揚程（m）	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
	Hf	損失水頭（m）	0.5	0.8	0.5	0.8	0.5	0.8
	H	全揚程（m）	5.5	5.8	5.5	5.8	5.5	5.8
	η_p	ポンプ効率	82	78	84	80	85	81
	η_g	減速機効率	95.5	95.5	96.5	96.5	96.5	96.5
	a	余裕率	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
	P	原動機機出力(PS)	260	290	500	550	1000	1100
	Ns	比速度	900	1300	900	1300	900	1300
	N	回転数（min^{-1}）	265	400	187	280	132	198
	hsyo	有効 NPSH（m）	11.5	11.5	11.05	11.05	11.60	12.10
	S	吸込比速度	1300	1400	1300	1400	1300	1400
	Hsyo	必要 NPSH（m）	3.39	5.31	3.36	5.24	3.37	5.24
	Hsy	0－0 運転での必要 NPSH（m）	10.3 ○	10.6 ○	9.74 ○	9.44 ○	9.80 ○	11.30 ○
	天井クレーン		10 t	10 t	25 t	20 t	32 t	32 t

（4）経済性の検討

1）比較条件

現行技術指針通りの機場と高流速化吸水槽および主ポンプを高速化した機場との建設コスト比較にあたっては次の条件で13ケース検討する。

表5-5　建設コスト比較条件

<table>
<tr><td colspan="2"></td><td colspan="3">5 m³/s</td><td colspan="5">10 m³/s</td><td colspan="5">20 m³/s</td></tr>
<tr><td rowspan="5">主ポンプ設備</td><td>主ポンプ</td><td colspan="3">2.5 m³/s×2台</td><td colspan="5">5 m³/s×2台</td><td colspan="5">10 m³/s×2台</td></tr>
<tr><td>計画実揚程</td><td colspan="3">5 m</td><td colspan="5">5 m</td><td colspan="5">5 m</td></tr>
<tr><td>全揚程</td><td colspan="3">5.5 m</td><td colspan="5">5.5 m</td><td colspan="5">5.5 m</td></tr>
<tr><td>ポンプ形式</td><td colspan="3">立軸斜流ポンプ</td><td colspan="5">立軸斜流ポンプ</td><td colspan="5">立軸斜流ポンプ</td></tr>
<tr><td>原動機</td><td colspan="3">横軸ガスタービン</td><td colspan="5">横軸ガスタービン</td><td colspan="5">横軸ガスタービン</td></tr>
<tr><td rowspan="2">吸水槽</td><td>形状</td><td colspan="2">オープン</td><td>オープン</td><td colspan="2">オープン</td><td colspan="3">セミクローズ</td><td colspan="2">オープン</td><td colspan="3">セミクローズ</td></tr>
<tr><td>流速</td><td>従来</td><td>高速</td><td>高速</td><td>従来</td><td>高速</td><td>従来</td><td>高速</td><td>高速</td><td>従来</td><td>高速</td><td>従来</td><td>高速</td><td>高速</td></tr>
<tr><td rowspan="2">検討ケース</td><td>ポンプNs</td><td colspan="2">900</td><td>1300</td><td colspan="2">900</td><td>1300</td><td>900</td><td>1300</td><td colspan="2">900</td><td>1300</td><td>900</td><td>1300</td></tr>
<tr><td rowspan="2">ケース</td><td colspan="3">3ケース</td><td colspan="5">5ケース</td><td colspan="5">5ケース</td></tr>
<tr><td colspan="13">13ケース</td></tr>
</table>

2）比較検討

① 設備仕様検討

各ケースの仕様検討結果を表5-6に示す。

ハ）水路巾 W=2.2D の場合

口径 mm	W mm	S mm	C mm	V_1 m/s	V_2 m/s	土木施工限界からの適用範囲	設備の必要寸法からの適用範囲
400	900	400	400	0.53	1.06	×	×
500	1,100	500	450	0.57	1.21	×	×
600	1,300	600	550	0.56	1.16	×	×
700	1,500	700	650	0.58	1.2	×	×
800	1,800	800	750	0.54	1.1	×	×
900	2,000	900	850	0.55	1.13	×	×
1,000	2,200	1,000	950	0.58	1.2	×	×
1,200	2,600	1,200	1,150	0.55	1.11	○	×
1,350	3,000	1,350	1,300	0.53	1.09	○	×*
1,500	3,300	1,500	1,400	0.57	1.17	○	×*
1,650	3,600	1,650	1,550	0.58	1.2	○	×*
1,800	4,000	1,800	1,700	0.57	1.18	○	○
2,000	4,400	2,000	1,900	0.58	1.2	○	○

注　*印は吐出弁を横軸蝶形弁から立軸蝶形弁に変更すれば×より○にできるものを示す。

(4) クローズ（鋼板性ライナの場合）

鋼板性ライナを用いるクローズ吸水槽は、下記理由からセミクローズ水槽と比較して水槽幅寸法が大きくなる。建設費が高くなることから本検討からの対象から除外した。

i) 吸込部の流れ方はセミクローズの場合と基本的には同じであり、鋼板性ライナの内寸法は、最小化してもセミクローズの場合の寸法と同一になる。

ii) 鋼板性ライナの場合は、上記内法寸法に加えて、水路幅方向にメンテスペースをそれぞれ 600 mm（計 1200 mm）設ける必要があり、セミクローズ水槽と比較して水路幅が大きくなる。

iii) 鋼板性ライナは、搬入時の土木工程との調整（大きさにより、除塵機側からしか搬入が困難）やメンテナンス費用が生じること。

（3）適用範囲ポンプ口径

前記の検討から土木施工限界と設備の必要寸法からの適用が可能なポンプ口径の範囲は表 5-4 のとおりである。これらの範囲のポンプに関して経済性の検討を行う。

表 5-4　適用が可能な範囲

水　路		適用範囲
高流速オープン		ポンプ口径 400～2000 mm
高流速セミクローズ	2.7D	1350～2000 mm
	2.4D	1200～2000 mm
	2.2D	1800～2000 mm
高流速鋼板製ライナ		該当なし

(3) セミクローズ

セミクローズ吸水槽の主要寸法は水路巾 W=2.7D, 2.4D, 2.2D の場合について示す。W=2.7D の場合の没水深さ S=1.0D（従来水槽は 1.5D）、底面間隔Cは V_2≒1.2 m/s となる様に決定した。W=2.4D の場合の没水深さ S=1.0D、底面間隔 C は V_2≒1.2 m/s となる様に決定した。W=2.2D の場合の没水深さ S=1.0D、底面間隔 C は V_2≒1.2 m/s となる様に決定した。また、適用範囲の判定は高流速化の制約条件の「土木施工限界」、「設備の必要寸法」から決定した。

イ) 水路巾 W=2.7D の場合

口径 mm	W mm	S mm	C mm	V_1 m/s	V_2 m/s	土木施工限界からの適用範囲	設備の必要寸法からの適用範囲
400	1,100	400	300	0.51	1.20	×	×
500	1,350	500	350	0.52	1.27	×	×
600	1,650	600	450	0.48	1.12	×	×
700	1,900	700	500	0.51	1.23	×	×
800	2,200	800	600	0.49	1.14	×	×*
900	2,450	900	650	0.50	1.20	×	×*
1,000	2,700	1,000	750	0.53	1.23	×	×*
1,200	3,250	1,200	900	0.49	1.14	×	○
1,350	3,650	1,350	1,000	0.49	1.16	○	○
1,500	4,050	1,500	1,100	0.49	1.12	○	○
1,650	4,500	1,650	1,200	0.52	1.24	○	○
1,800	4,900	1,800	1,300	0.51	1.20	○	○
2,000	5,400	2,000	1,500	0.53	1.23	○	○

注　*印は吐出弁を横軸蝶形弁から立軸蝶形弁に変更すれば×より○にできるものを示す。

ロ) 水路巾 W=2.4D の場合

口径 mm	W mm	S mm	C mm	V_1 m/s	V_2 m/s	土木施工限界からの適用範囲	設備の必要寸法からの適用範囲
400	960	400	350	0.53	1.13	×	×
500	1,200	500	400	0.56	1.25	×	×
600	1,450	600	500	0.52	1.14	×	×
700	1,700	700	600	0.53	1.15	×	×
800	1,900	800	700	0.53	1.13	×	×
900	2,150	900	750	0.54	1.19	×	×
1,000	2,400	1,000	850	0.56	1.23	×	×
1,200	2,900	1,200	1,000	0.52	1.15	○	×*
1,350	3,250	1,350	1,150	0.52	1.14	○	×*
1,500	3,600	1,500	1,250	0.55	1.2	○	×*
1,650	3,950	1,650	1,400	0.55	1.2	○	○
1,800	4,300	1,800	1,500	0.56	1.24	○	○
2,000	4,800	2,000	1,700	0.56	1.23	○	○

注　*印は吐出弁を横軸蝶形弁から立軸蝶形弁に変更すれば×より○にできるものを示す。

(2) 高流速オープン吸水槽寸法表

高流速オープン吸水槽の主要寸法は水路巾 W＝2.7D，2.4D の場合について示す。W＝2.7D の場合の S＝1.5D（従来水槽と同一）、C＝0.75D（従来水槽は 1.0D）とし、接近流速 V＝0.4 m/s とする。W＝2.4D の場合は、S，C は W＝2.7D の場合と同一寸法とし、接近流速を速めた。また、適用範囲の判定は高流速化の制約条件のうち、設備の必要寸法が大きいことを解決することは、今後の課題とし、オープン吸水槽は、土木施工限界範囲を決定した。

イ）水路巾 W＝2.7D

口径 mm	W mm	S mm	C mm	V m/s	土木施工限界からの適用範囲	設備の必要寸法からの適用範囲
400	1,100	600	300	0.38	○	×
500	1,350	750	350	0.4	○	×
600	1,600	850	450	0.4	○	×
700	1,900	1,050	500	0.4	○	×
800	2,200	1,200	600	0.38	○	×*
900	2,400	1,350	650	0.4	○	×*
1,000	2,700	1,500	750	0.41	○	×*
1,200	3,200	1,800	900	0.39	○	○
1,350	3,600	2,000	1,000	0.39	○	○
1,500	4,000	2,250	1,100	0.4	○	○
1,650	4,500	2,450	1,200	0.41	○	○
1,800	4,900	2,700	1,300	0.41	○	○
2,000	5,400	3,000	1,500	0.41	○	○

注　＊印は吐出弁を横軸蝶形弁から立軸蝶形弁に変更すれば×より○にできるものを示す。

ロ）水路巾 W＝2.4D

口径 mm	W mm	S mm	C mm	V m/s	土木施工限界からの適用範囲	設備の必要寸法からの適用範囲
400	1,100	600	300	0.42	○	×
500	1,200	750	350	0.46	○	×
600	1,400	850	450	0.46	○	×
700	1,700	1,050	500	0.45	○	×
800	1,900	1,200	600	0.44	○	×
900	2,200	1,350	650	0.44	○	×*
1,000	2,400	1,500	750	0.46	○	×
1,200	2,900	1,800	900	0.43	○	×*
1,350	3,200	2,000	1,000	0.44	○	×*
1,500	3,600	2,250	1,100	0.44	○	×*
1,650	4,000	2,450	1,200	0.46	○	○
1,800	4,300	2,700	1,300	0.47	○	○
2,000	4,800	3,000	1,500	0.46	○	○

注　＊印は吐出弁を横軸蝶形弁から立軸蝶形弁に変更すれば×より○にできるものを示す。

c）各案の目標流速

各案の目標流速は実績調査などから次のとおりとする。

	目標流速	備　考
オープン	V＝0.4 m/s 従来値 （V＝0.3 m/s）	
セミクローズ	呑口流速　V_1＝0.6 m/s ポンプ接近流速　V_2＝1.2 m/s	現状V_1＝0.5～0.55 m/s まで可能。 標準寸法のまとめ方により、値は前後する。
クローズ	呑口流速　V_1＝0.6 m/s	10 m^3/s 以下

d）各案の諸寸法

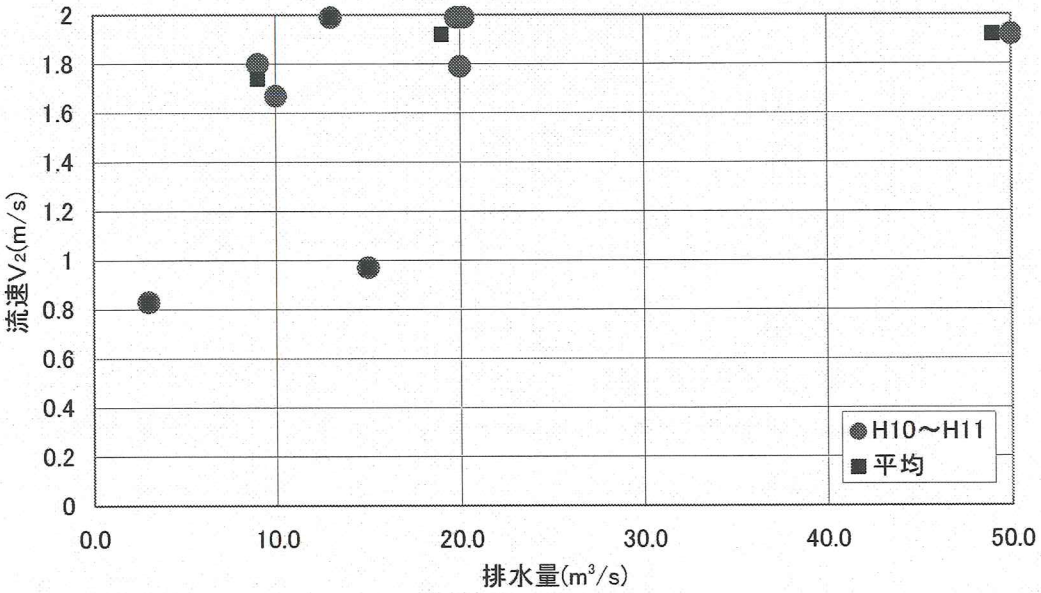
(1) 従来の吸水槽主要寸法

従来の吸水槽では水路巾はW＝3D とし、没水深さ≒1.5D、底面間隔C＝1.0D とし、接近流速V＝0.3 m/s としている。

口径 mm	W mm	S mm	C mm
400	1,200	600	400
500	1,500	800	500
600	1,800	900	600
700	2,100	1,100	700
800	2,400	1,200	800
900	2,700	1,400	900
1,000	3,000	1,500	1,000
1,200	3,600	1,800	1,200
1,350	4,050	2,100	1,350
1,500	4,500	2,300	1,500
1,650	4,950	2,500	1,650
1,800	5,400	2,700	1,800
2,000	6,000	3,100	2,000

ﾛ）ポンプ入口部流速（V_2）

図 5-21 にポンプの規模（排水量）とポンプ入口部流速（V_2）の関係を示す。設計指針において、傘形水路のポンプ入口部流速は V_2=1.5 m/s とされているが、本調査では、V_2=1.7～2.0 m/s に多く分布し、指針に対して 15～30%の高流速化が図られていることがわかる。



排水量 (m^3/s)	平均 V_2 (m/s)	割合（%） 今回分	排水量 (m^3/s)	平均 V_2 (m/s)	割合（%） 今回分
0 ～ 2	———	0.0	26 ～ 28	———	0.0
2 ～ 4	0.83	11.1	28 ～ 30	———	0.0
4 ～ 6	———	0.0	30 ～ 32	———	0.0
6 ～ 8	———	0.0	32 ～ 34	———	0.0
8 ～ 10	1.74	22.2	34 ～ 36	———	0.0
10 ～ 12	———	0.0	36 ～ 38	———	0.0
12 ～ 14	1.99	11.1	38 ～ 40	———	0.0
14 ～ 16	0.97	11.1	40 ～ 42	———	0.0
16 ～ 18	———	0.0	42 ～ 44	———	0.0
18 ～ 20	1.92	33.3	44 ～ 46	———	0.0
20 ～ 22	———	0.0	46 ～ 48	———	0.0
22 ～ 24	———	0.0	48 ～ 50	1.92	11.1
24 ～ 26	———	0.0			

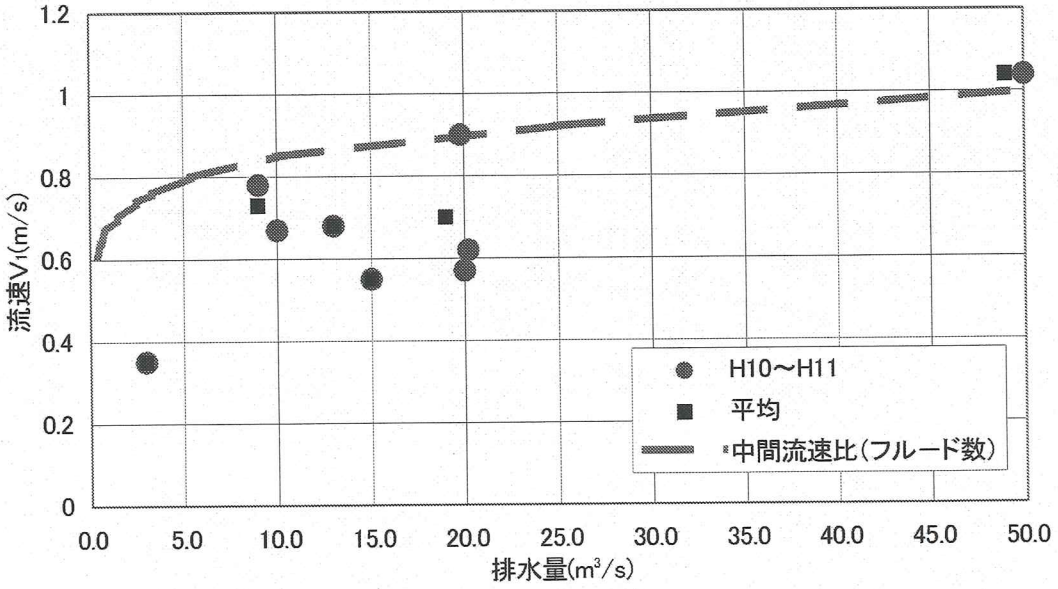
図 5-21　排水量とポンプ入口部流速（V_2）の関係

b）クローズピット型高流速吸水槽

ｲ）呑口部流速（V_1）

図 5-20 にポンプの規模（排水量）と呑口部流速の関係を示す。

ポンプ排水量が 10～20 m^3/s の機場（ポンプ口径 2000～3000 mm）が、今回の調査での殆どの割合を占め、指針の基ずき、経済性を考慮した計画、施工がなされていることがわかる。また呑口部流速は 0.6～0.8 m/s となっている。オープンピット型高流速吸水槽の流速 V_1=0.4 m/s に比べ、約 2 倍の流速となっている。これは、呑口部の角度が空気吸込渦の発生を抑止に有効な形状、手段であると言える。



排水量 (m^3/s)	平均 V_1 (m/s)	割合（%） 今回分	排水量 (m^3/s)	平均 V_1 (m/s)	割合（%） 今回分
0 ～ 2	―――	0.0	26 ～ 28	―――	0.0
2 ～ 4	0.35	11.1	28 ～ 30	―――	0.0
4 ～ 6	―――	0.0	30 ～ 32	―――	0.0
6 ～ 8	―――	0.0	32 ～ 34	―――	0.0
8 ～ 10	0.73	22.2	34 ～ 36	―――	0.0
10 ～ 12	―――	0.0	36 ～ 38	―――	0.0
12 ～ 14	0.68	11.1	38 ～ 40	―――	0.0
14 ～ 16	0.55	11.1	40 ～ 42	―――	0.0
16 ～ 18	―――	0.0	42 ～ 44	―――	0.0
18 ～ 20	0.70	33.3	44 ～ 46	―――	0.0
20 ～ 22	―――	0.0	46 ～ 48	―――	0.0
22 ～ 24	―――	0.0	48 ～ 50	1.04	11.1
24 ～ 26	―――	0.0			

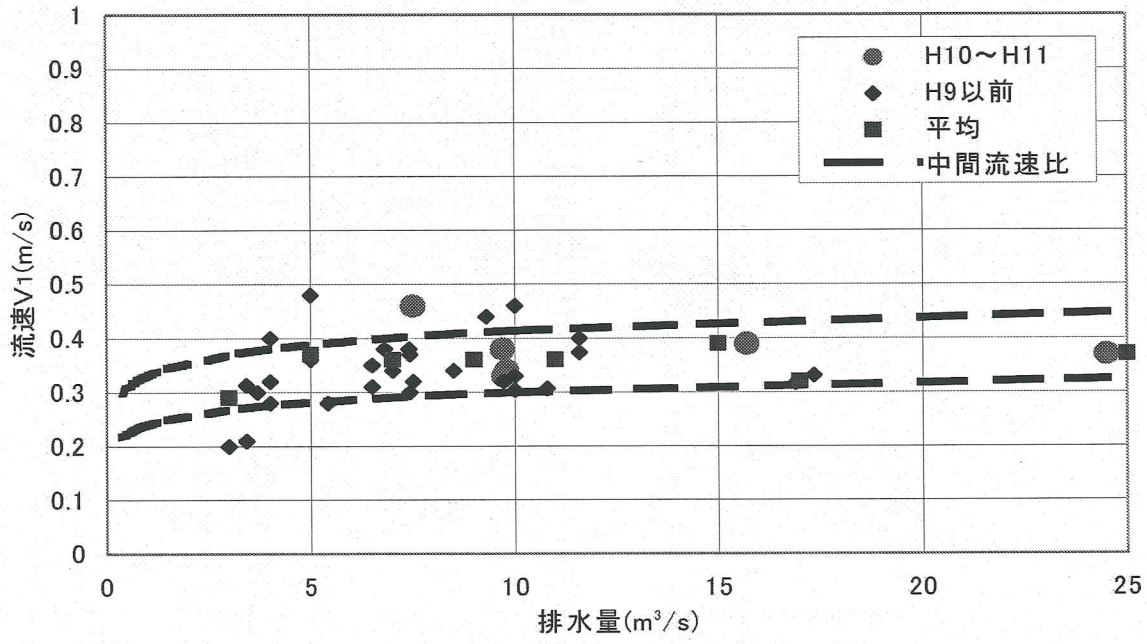
図 5-20　排水量と呑口部流速（V_1）の関係

③-2 高流速化機場

a）オープンピット型高流速吸水槽

図 5-19 にポンプの規模（排水量）と吸水槽流速の関係を示す。

これから、流速 V＝0.50 m/s 程度まで高流速、小型化した例がある。ただしすべての機場において渦流防止対策を行った上で、高流速化を図っている。なお H10～H11 年度では、上記の流速 V を上回る機場は建設されておらず、吸水槽の高流速化の傾向は見られないと言うことができる。またある意味、現状の技術レベルでの、オープン吸水槽の限界であるとも言うことができる。



排水量 (m^3/s)	平均 V_1 (m/s)	割合 (%) 今回分	割合 (%) 前回分
0 ～ 2	———	0.0	0.0
2 ～ 4	———	0.0	28.0
4 ～ 6	———	0.0	12.0
6 ～ 8	0.46	16.7	32.0
8 ～ 10	0.35	50.0	24.0
10 ～ 12	———	0.0	12.0
12 ～ 14	———	0.0	0.0
14 ～ 16	0.39	16.7	0.0
16 ～ 18	———	0.0	8.0
18 ～ 20	———	0.0	0.0
20 ～ 22	———	0.0	0.0
22 ～ 24	———	0.0	0.0
24 ～ 26	0.37	16.7	0.0

図 5-19　排水量と流速の関係

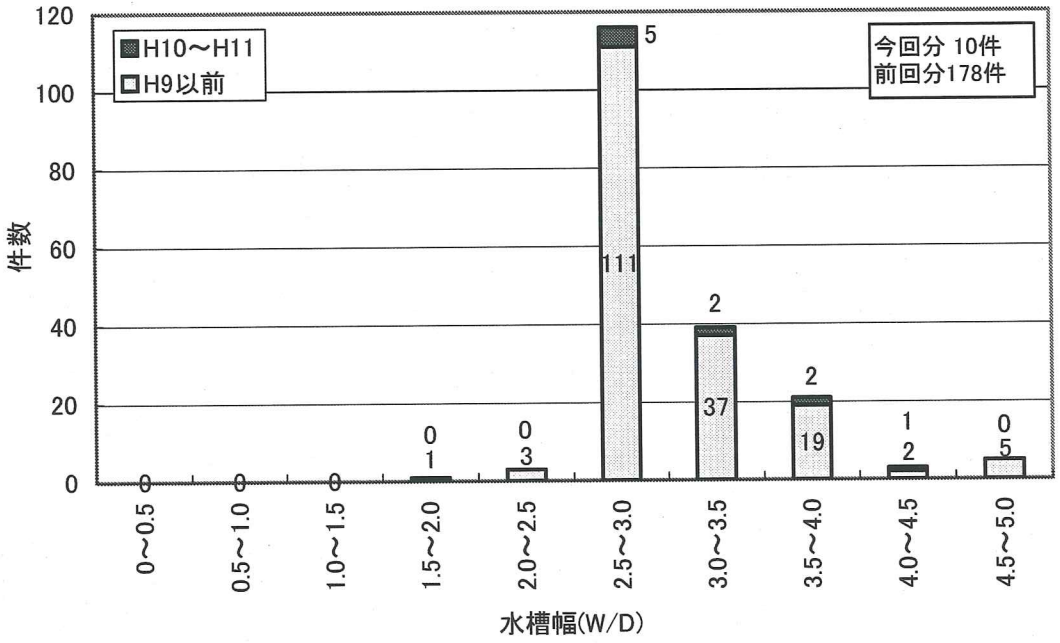


図 5-18　吸水槽巾（W）の分布

上図より、吸水槽巾 W＝2.5～3.0D が 116 件（H10～H11　5 件　H9 以前 111 件）で圧倒的に多く指針通りの設計で行なわれていることが分かる。

(2) 吸水槽内ポンプ部流速の時系列変化の考察

図 5-7 に流速と年次の関係を示したが本図より、現行指針の $V_1 \fallingdotseq 0.3$ m/s 前後で設計され統一がとれていることが分かる。

図 5-8～図 5-12 に、排水量別の流速と年度との関係を示す。これらのグラフより、排水量が小さい場合は、吸水槽の大きさは併設される大排水量のポンプの土木寸法により決まるため、流速は 0.3 m/s を下回る傾向にあるが、排水量が大きくなると、指針に従った吸水槽の設計または機場のコンパクト化により、流速は 0.3 m/s 程度となる傾向にあることが判る。

またいずれの場合にも、年代による流速の変化はみられず、H10～H11 年度においても同様である。

ニ) バッククリアランス（F）

バッククリアランス（F）は指針では1.1～1.2Dである。図5-6より（F）の分布は1.0～6.0Dと巾が広く統一がとれていないことが分かる。

これらの要因としては、次のことが挙げられる。

・バッククリアランスはポンプと後壁間の寸法で、土木構造によっては後壁を設けないケースもあり寸法が大きくなっている。特に3.0 m^3/s以下の小ポンプでこの傾向が顕著である。

・指針のできる前（昭和57年）はF＝1.5Dを設定するのが一般的であった。

その後このクリアランスが大きいとポンプ後方の滞留水が渦流を起すことが判明現在では1.0～1.2Dを推奨している。なお、この（F）の分布を示して図5-17の通りとなる。

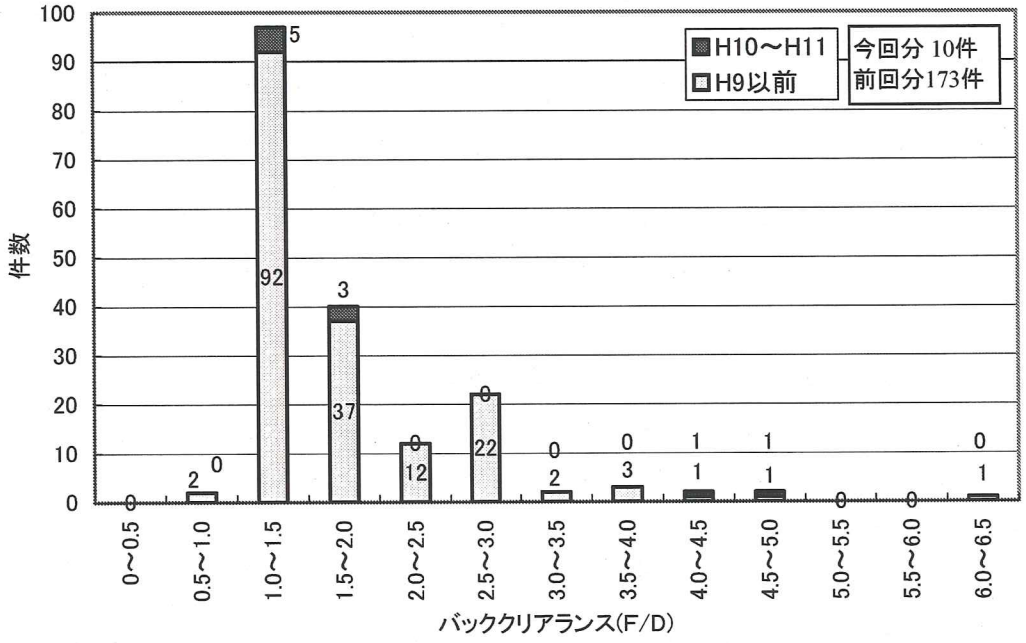


図5-17　バッククリアランス（F）寸法の分布

上図より、旧基準値F＝1.5Dの採用が多く約50%の実績（H10～H11　92件 H9以前　5件）がみられる。

ホ) 吸水槽巾（W）

吸水槽の巾（W）は、指針では3.0Dである。図5-5よりほぼ3.0Dで設計された吸水槽が多いが、3.0m^3/s以下の小口径ポンプでは3.0～5.0Dの大きな水槽もみられる。これは小口径ポンプのためスペースや土木寸法の割付から比較的大きな寸法となったと思われる。図5-18に吸水槽巾（W）の分布状況を示す。

ﾛ）没水深さ（S）

没水深さ（S）は指針では、1.5～1.6D（平成 8 年度版）である。図 5-3 より、ポンプが 1500 mm（5 m^3/s）以下の小中形では 1.5～3.0Dの採用が多く、結果的に流速の低下傾向を示している。これらの要因としては、大小ポンプの組合せで小ポンプが大ポンプの水位に合せ大きめの没水深さを採ったことおよび指針のできる前（昭和 57）は 1.9D の採用がみられたことも考えられる。

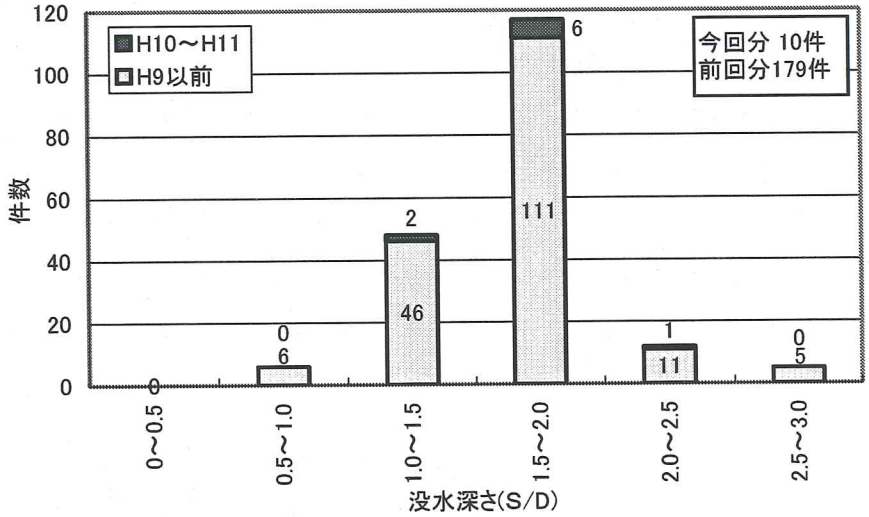


図 5-15　没水深さ（S）寸法の分布

上図より、1.5D 前後の没水深さより、約 2.0D 付近のものが約 60%程度（H10～H11　6 件、H9 以前 111 件）あり圧倒的に多い。

ﾊ）ボトムクリアランス（C）

ボトムクリアランス（C）は指針では 1.0D である。図 5-4 より 0.6～1.5D の巾の中に分布している。一方、図 5-16 に（C）寸法の分布状況を示すと C＝1.0D が 148 件（H10～H11 5 件、H9 以前 143 件）で約 80%となり最も多いことが分かる。

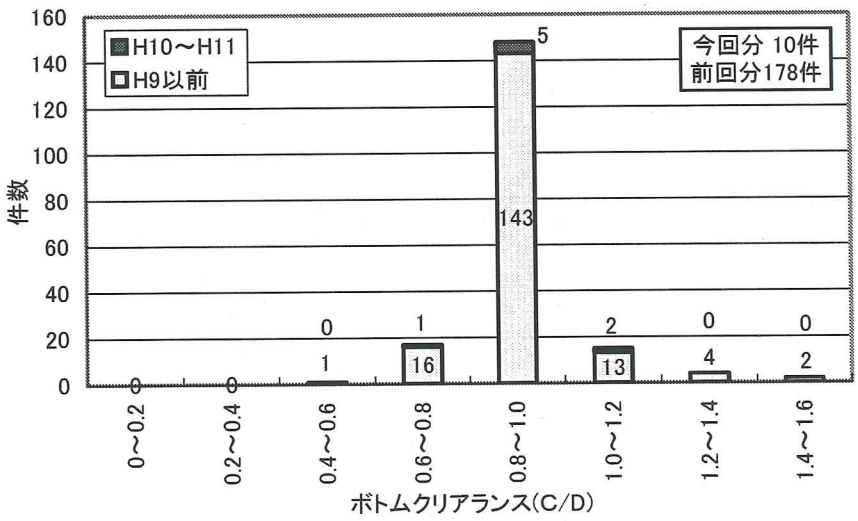


図 5-16　ボトムクリアランス（C）寸法の分布

c）分析結果の考察

(1) ポンプ規模と吸水槽諸元の考察

図 5-2～図 5-6 の排水量と吸水槽諸元の分析結果から次のことが考察できる。

ｲ) 吸水槽内ポンプ部流速（V_1）

オープンピット型吸水槽の流速はポンプの規模（口径ー排水量）と関係なく 0.3 m/s 前後が標準である。しかし、小口径 1500 mm（Q=5 m^3/s 以下）では図 5-2 より、0.3 m/s 以下が多い。これは図 5-2 に示すように吸水槽内流速は相似則（寸法比の 0.2 乗の流速比）によっても、小口径域では 0.3 m/s 以下になることや、ポンプの吸水槽巾や水深（S+C 寸法）が土木的要素または設置スペース等からの制約で比較的大きめに決定される傾向のためと思われる。また、口径 1500 mm 以上（Q=5 m^3/s 以上）の大形ポンプでは V_1=0.3 m/s 以上が多くほぼ基準通りの寸法が採れているものと判断できる。この傾向は H10～H11 年度に建設された機場においても、同様である。図 5-14 に V_1 と件数との関係の分布を示す。

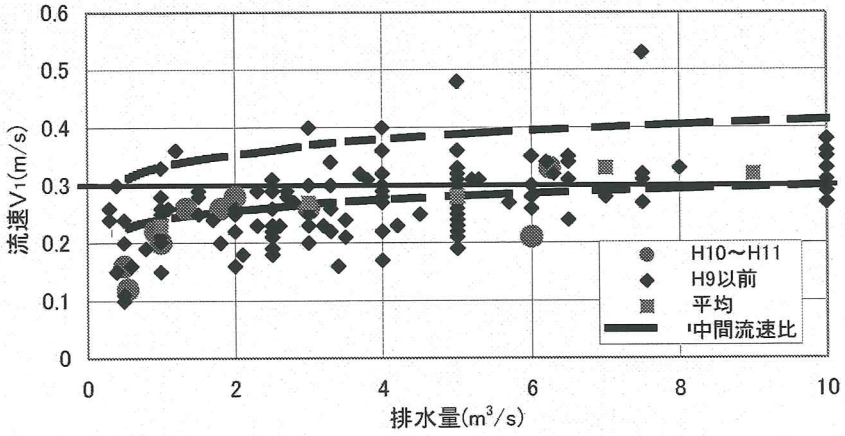


図 5-13　排水量と流速の関係

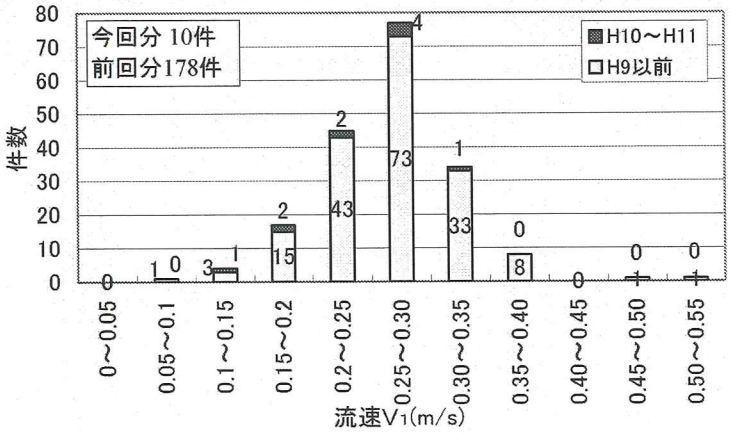


図 5-14　流速の分布

V_1=0.3 m/s（40%：(H10～H11　4 件、H9 以前 73 件）を頂点に正規分布を示し、ほぼ技術指針通りの吸水槽設計が行われ、吸水槽の高流速化は現状では行なわれていないことを示している。

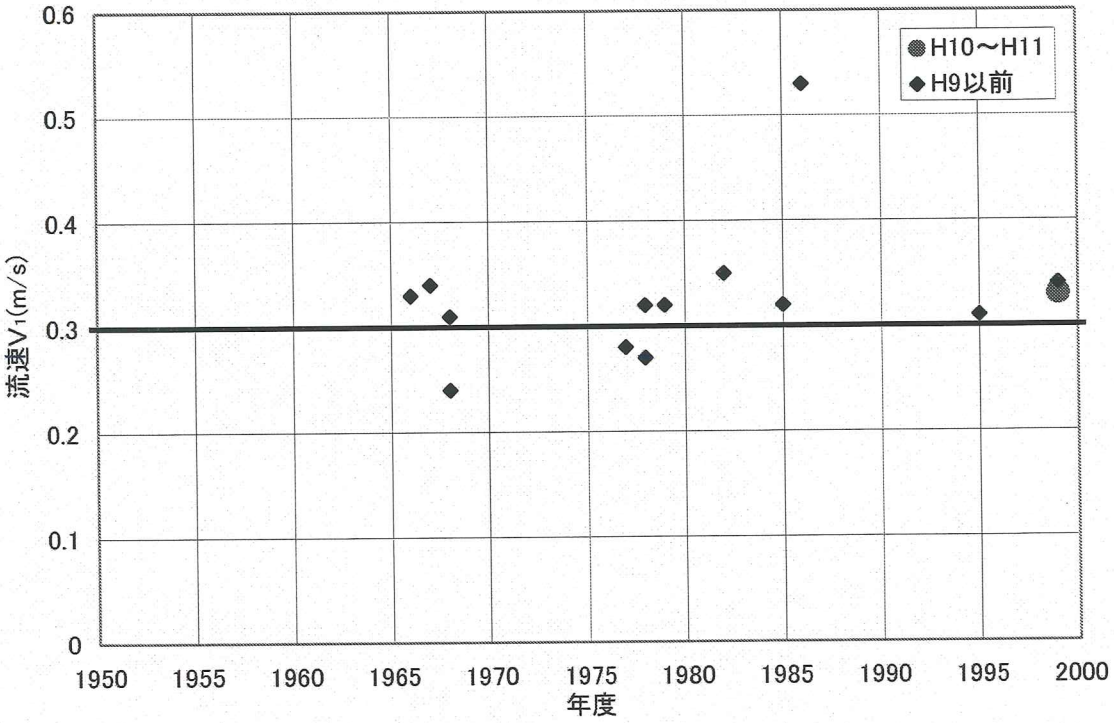


図 5-11　年度別流速の分布（排水量 6～8 m^3/s）

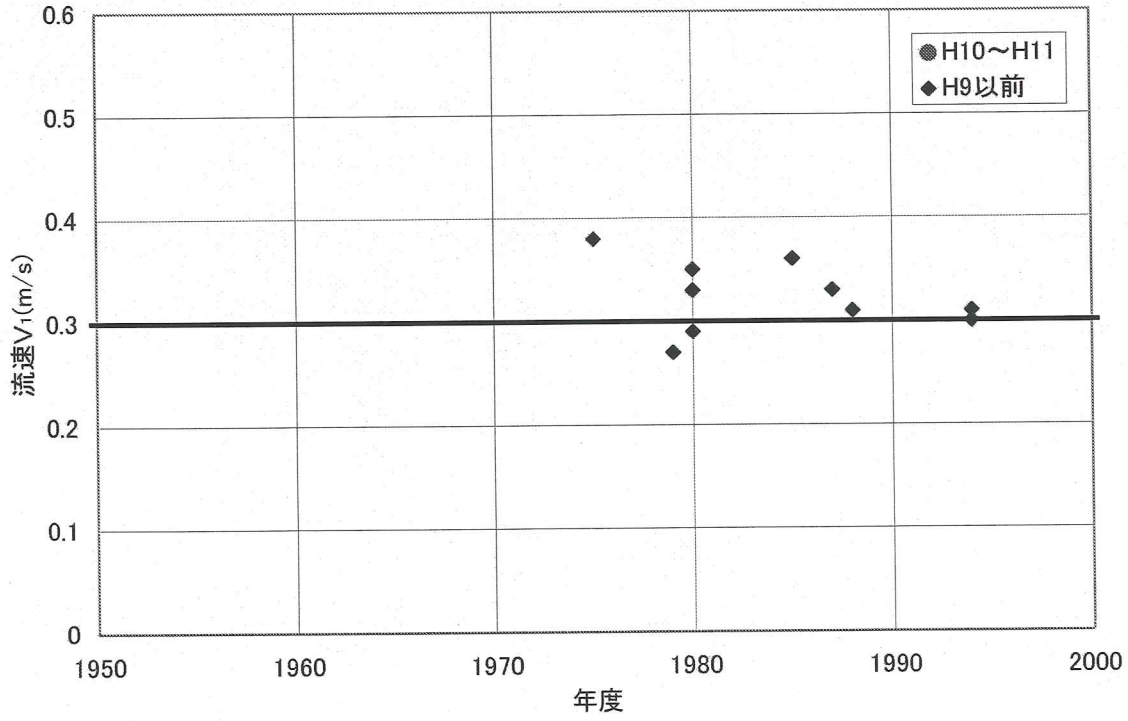


図 5-12　年度別流速の分布（排水量 8～10 m^3/s）

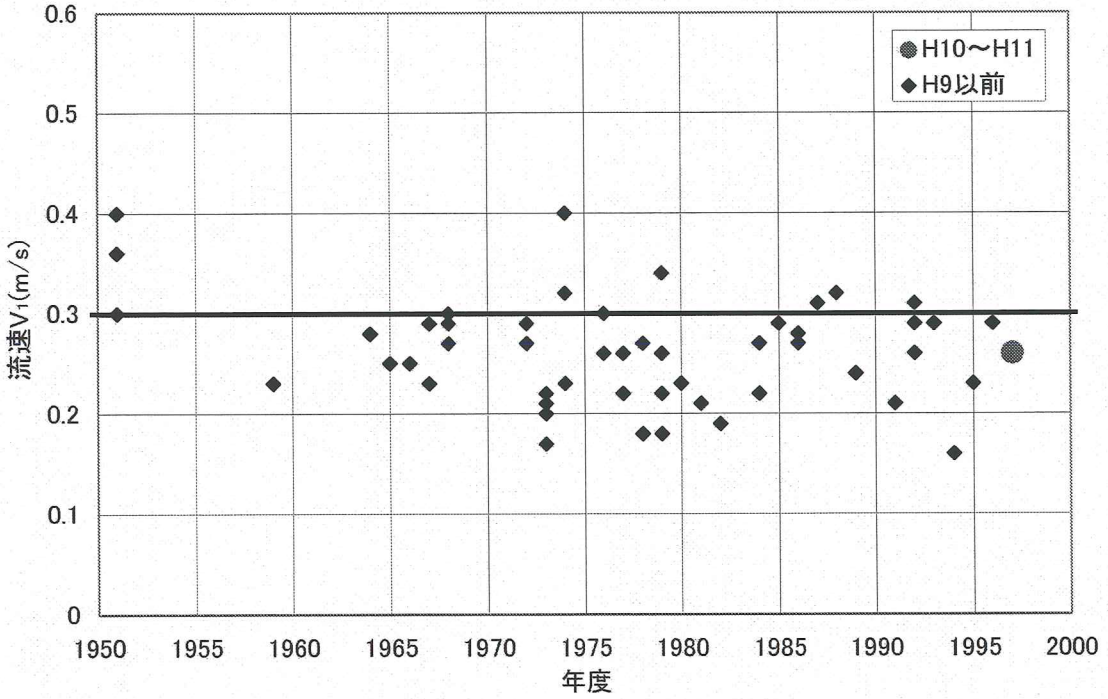


図 5-9　年度別流速の分布（排水量 2～4 m^3/s）

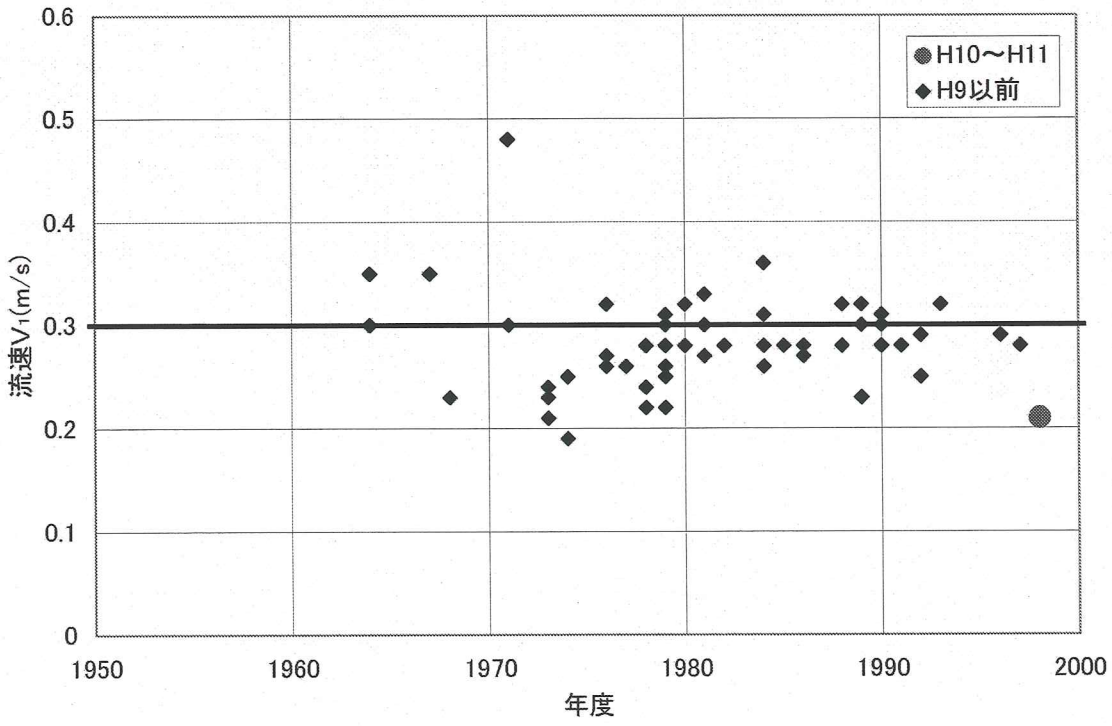


図 5-10 年度別流速の分布（排水量 4～6 m^3/s）

b）吸水槽流速の年度別分析

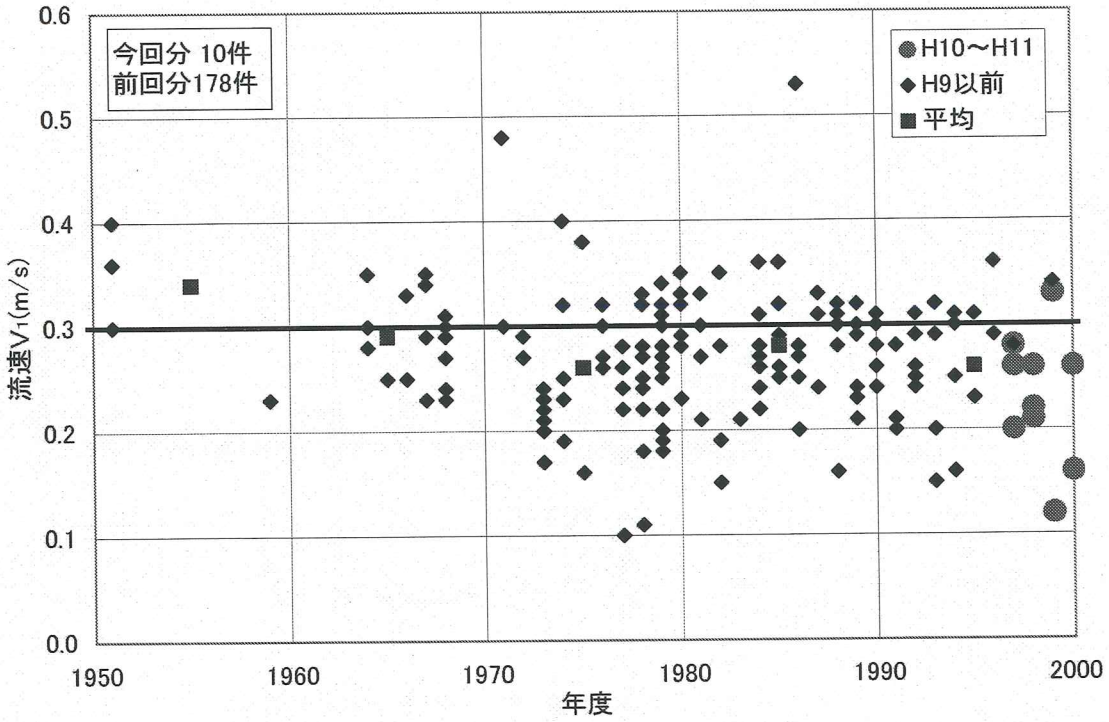


図 5-7　年度と流速との関係

また、図 5-8～図 5-12 に排水量範囲別の流速の分布を示す。

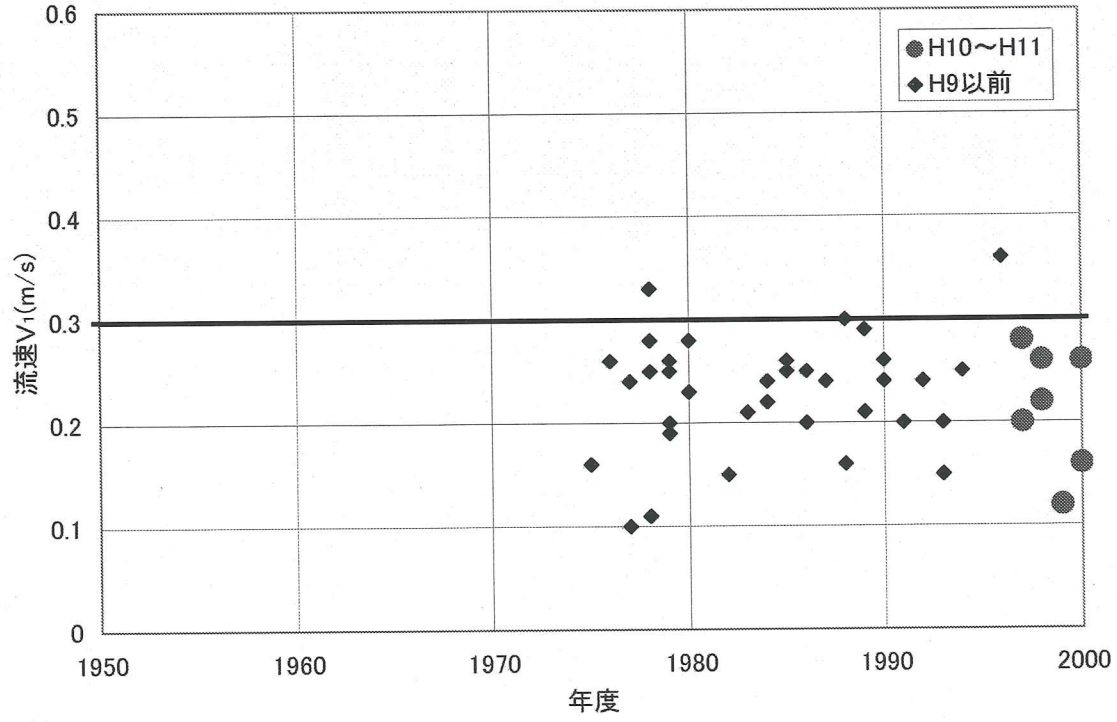
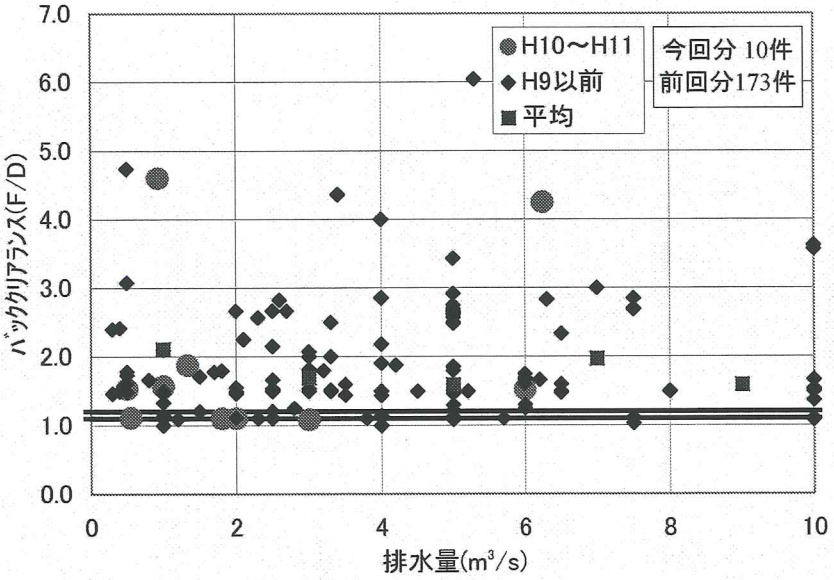


図 5-8　年度別流速の分布（排水量 0～2 m^3/s）

ニ）バッククリアランス（F）寸法

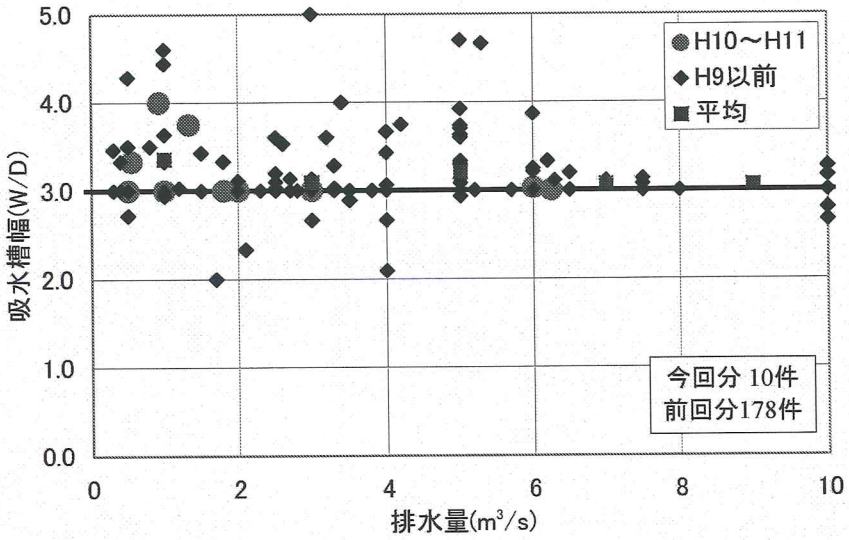


排水量範囲による内訳（全部 10 件）

排水量 (m^3/s)	平均 F/D	割合（%） 今回分	割合（%） 前回分
0 ～ 2	2.24	70.0	22.0
2 ～ 4	1.08	10.0	31.2
4 ～ 6	1.09	10.0	32.4
6 ～ 8	1.52	10.0	8.1
8 ～ 10	———	0.0	6.4
全体	1.48	100.0	100.0

図 5-6　吐出量とバッククリアランス（F）との関係

ハ）吸水槽巾（W）寸法

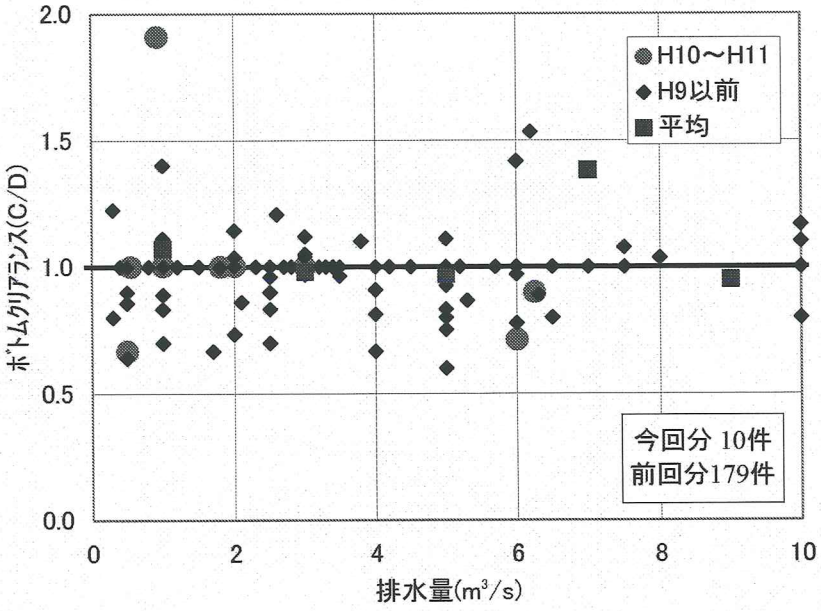


排水量範囲による内訳（全10件）

排水量 (m^3/s)	平均 W/D	割合（%） 今回分	割合（%） 前回分
0 ～ 2	3.30	70.0	21.9
2 ～ 4	3.00	10.0	30.9
4 ～ 6	4.06	10.0	33.1
6 ～ 8	3.03	10.0	7.9
8 ～ 10	———	0.0	6.2
全体	3.35	100.0	100.0

図 5-5　吐出量と吸水槽巾（W）との関係

ロ）ボトムクリアランス（C）寸法



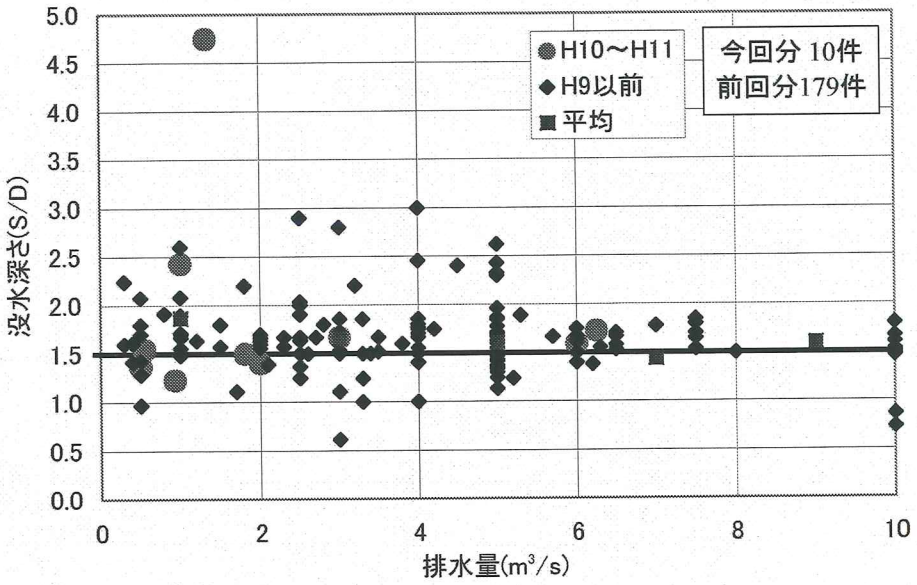
排水量範囲による内訳（全部 10 件）

排水量 (m^3/s)	平均C/D	割合（%） 今回分	割合（%） 前回分
0 ～ 2	1.37	70.0	22.3
2 ～ 4	1.00	10.0	30.7
4 ～ 6	1.00	10.0	33.0
6 ～ 8	0.71	10.0	7.8
8 ～ 10	———	0.0	6.1
全体	1.02	100.0	100.0

図 5-4　吐出量ボトムクリアランス（C）との関係

(2) ポンプの規模（排水量）と吸水槽寸法の関係

ｲ) 没水深さ（S）寸法



排水量範囲による内訳（全10件）

排水量 (m^3/s)	平均S/D	割合（%） 今回分	割合（%） 前回分
0 ～ 2	2.13	70.0	22.3
2 ～ 4	1.67	10.0	30.7
4 ～ 6	1.64	10.0	33.0
6 ～ 8	1.59	10.0	7.8
8 ～ 10	———	10.0	6.1
全体	1.76	10.0	100.0

図 5-3　排水量と没水深さ（S）との関係

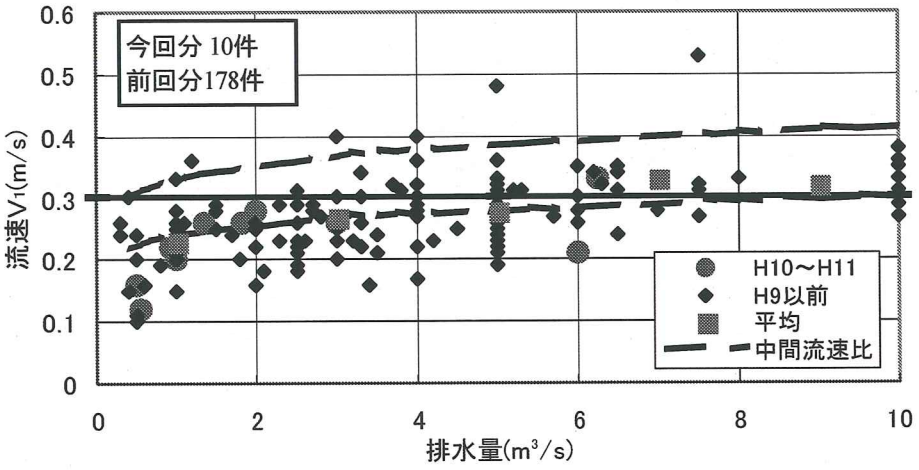
③ 調査結果と考察

③-1 直轄機場

表 5-2 の調査結果を基に、吸水槽の規模別および時系列傾向を分析する。

a) 吸水槽諸元の規模別分析

(1) ポンプの規模（排水量）と吸水槽流速の関係



排水量範囲による内訳（全 10 件）

排水量 (m^3/s)	平均V_1 (m/s)	割合（%） 今回分	割合（%） 前回分
0 ～ 2	0.21	24.5	21.9
2 ～ 4	0.26	29.8	30.9
4 ～ 6	0.21	31.9	33.1
6 ～ 8	0.33	8.0	7.9
8 ～ 10	———	5.9	6.2
全体	0.25	100.0	100.0

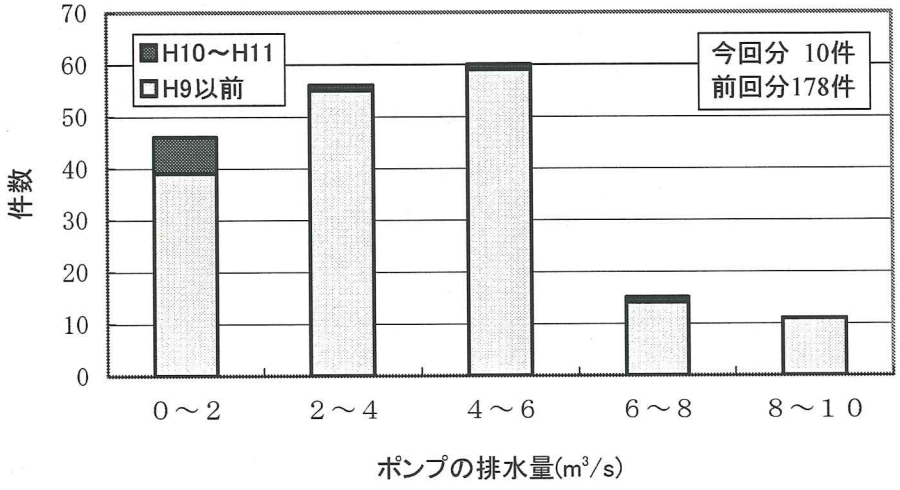


図 5-2　排水量と流速の関係

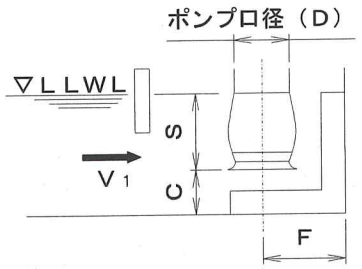


表 5-3　吸水槽実績調査表（高流速化対応渦流防止事例）続き

納　先	機場名	ポンプ形式	口径 (mm)	吐出量 (m^3/s)	吸水槽形状	高流速化対応技術	検証方法 (モデルor解析)	吸水槽諸元（mm）							完成年
								S	C	F	吸水槽巾	V_1 (m/s)	V_2 (m/s)	θ (°)	
九州地方建設局	青柳排水機場	立，軸	2000	10.0	クローズ	山形ライナ	実機	1500	1000	2200	6000 (3D)	0.67	1.67	60	1998
九州地方建設局	青柳排水機場	立，軸	3000	20.0	クローズ	山形ライナ	モデル	3300	1500	2550	6700 (2.2D)	0.62	1.99	60	1998
山口県 宇部土木	厚狭川排水機場	立，軸	2200	13.0	クローズ	山形ライナ	実機	2300	1200	2000	5450 (2.5D)	0.68	1.99	60	1998
愛知県 名古屋土木	中江川排水機場	立，軸	2000	9.0	クローズ	山形ライナ	実機	1300	1000	1900	5000 (2.5D)	0.78	1.80	60	1999
東北地方建設局	岩沼地区 排水機場	立，軸	3000	20.0	クローズ	――	――	3400	1600	――	7000 (2.3D)	0.57	1.79	60	――
東北地方建設局	大沢川排水機場	立，軸	1200	3.0	クローズ	――	――	1400	1000	1025	3600 (3.0D)	0.35	0.83	60	――
関東地方建設局	外郭放水路 排水機場	立，斜	――	50.0	クローズ	――	――	2213	2600	――	10000 (---)	1.04	1.92	60	――
愛知県名古屋農地開発事務所	福田川河口 排水機場	立，軸	2600	15.0	クローズ	――	――	1700	2200	2000	7000 (2.7D)	0.55	0.97	60	――
九州地方建設局	牛津江排水機場	立，軸	3000	20.0	クローズ	――	――	1800	1500	2100	6700 (2.2D)	0.9	1.99	60	――

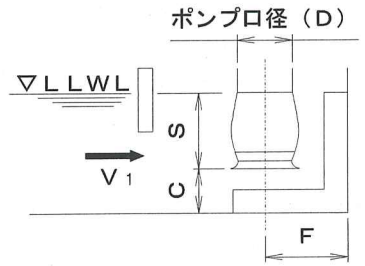


表 5-3　吸水槽実績調査表（高流速化対応渦流防止事例）

F 寸法の下段の数値は渦流防止壁までとする

納　先	機場名	ポンプ形式	口径 (mm)	吐出量 (m^3/s)	吸水槽形状	高流速化対応技術	検証方法 (モデルor解析)	吸水槽諸元（mm）					完成年
								S	C	F	吸水槽巾	V_1 (m/s)	
S電力	T発電所	立，斜	2300	15.7	オープン	渦流防止板	モデル	4500	2200	2800	8000 (3.48D)	0.39 (高25m)	1999
T電力	A発電所	立，斜	2135	9.8	オープン	渦流防止板	なし	4350	1250	2600	5200 (2.44D)	0.34	1999
K電力	K発電所	立，斜	1700	7.5	オープン	渦流防止板	モデル	2800	850	3000	4500 (2.65D)	0.46	1999
C電力	O発電所	立，斜	2000	9.722	オープン	渦流防止板	モデル	4050	1350	2600 1500	5500 (2.75D)	0.33	1998
T電力	K	立，斜	2000	9.7	オープン	渦流防止板	モデル	4010	1230	3000	4900 (2.45D)	0.38	2000
T電力	H	立，斜	3000	24.5	オープン	渦流防止板	モデル	4813	1880	3500	10000 (3.3D)	0.37	2000

② 高流速化機場の調査

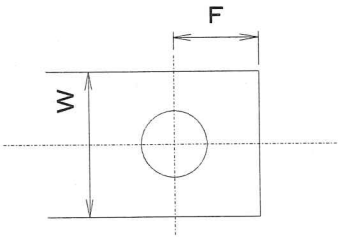
a）調査項目

高流速化機場の実績調査に当たっては、次の項目を対象とした。

調査項目			記号（単位）等	調査目的
機場名			―――	高流速化分
ポンプ諸元	ポンプ型式		―――	ポンプの規模、能力等基礎データ収集
	ポンプ口径		D（mm）	
	ポンプ排水量		Q（m^3/s）	
吸水槽諸元	吸水槽形状		オープンピット等	形状の確認
	必要突込深さ		S（mm）	吸水槽分析のため
	ボトムクリアランス		C（mm）	
	バッククリアランス		F（mm）	
	吸水槽巾		W（mm）	
	吸水槽内流速	呑口部流速	V_1（m/s）	ポンプ規模と吸水槽寸法より吸水槽内流速を分析
		ポンプ入口部流速	V_2（m/s）	
	呑口部角度		θ	形状の確認
高流速化対応技術			渦流防止板等	渦流防止対策の確認
検証方法			モデル試験等	高流速化検討方法の確認
完成年			―――	時系列変化を分析するため

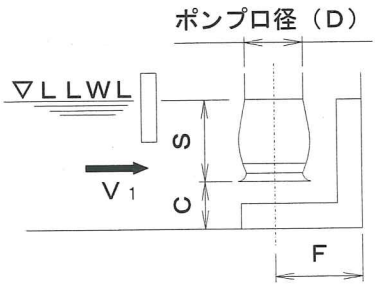
なお、吸水槽の基本寸法と記号は次による、

<1>平面図

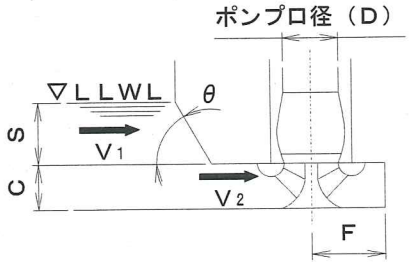


<2>断面寸法

オープン



クローズ



b）調査結果

表 5-3 の高流速化機場の調査結果を示す。なお、対象は渦流防止対策等を行い、吸水槽の高流速化、小型化を図った機場で、H10～H11 で 15 機場分を追加し、全 44 件（H9 年度までの調査分 29 機場を含む。）また、救急排水ポンプ設備は除いた。

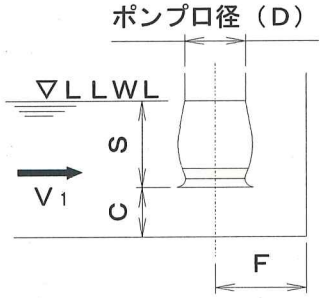


表 5-2 吸水槽実績調査表（建設省直轄機場）

納　先	機場名	ポンプ形式	口径 (mm)	吐出量 (m^3/s)	ポンプ吸込形状	吸水槽形状	吸水槽諸元(mm)					完成年
							S	C	F	吸水槽巾	V_1 (m/s)	
北海道開発局	西長沼揚水機場	立，斜	900	1.805	ベルマウス	オープン	1390	900	1000	3000 (3.3D)	0.26	2000
東北地建	岩沼地区農業用水ポンプ場	横軸	700	0.928	ベルマウス	オープン	1300	700	800	2100 (3.0D)	0.22	1998
関東地建	小山排水機場	水中渦巻	800	1.333	ベルマウス	オープン	1380	720	3400	2400 (3.0D)	0.26	1998
関東地建	坂川分派揚水機場	水中渦巻	500	0.5	ベルマウス	オープン	615	955	2300	2000 (4.0D)	0.16	2000
北陸地方建設局	長岡消流雪導入ポンプ場	立，斜	1000	2.0	ベルマウス	オープン	1400	1002	1100	3000 (3.0D)	0.28	1997
北陸地方建設局	長岡消流雪導入ポンプ場	立，斜	700	1.0	ベルマウス	オープン	1700	702	1100	2100 (3.0D)	0.20	1997
中部地方建設局	四日町排水機場	立，斜	1200	3.0	ベルマウス	オープン	2000	1200	1300	3600 (3.0D)	0.26	1997
中部地方建設局	新犀川排水機場	立，斜	1650	6.0	ベルマウス	オープン	2700	1650	1800	6700 (4.0D)	0.21	1998
中部地方建設局	金草川排水機場	立，斜	1650	6.25	ベルマウス	オープン	2625	1175	2510	5000 (3.0D)	0.33	1999
九州地建	筑後川機場	横両吸込	400	0.550	ベルマウス	オープン	1900	1100	750	1500	0.12	1999

2） 目標流速

① 過去の実績調査

①-1 直軸排水機場の調査

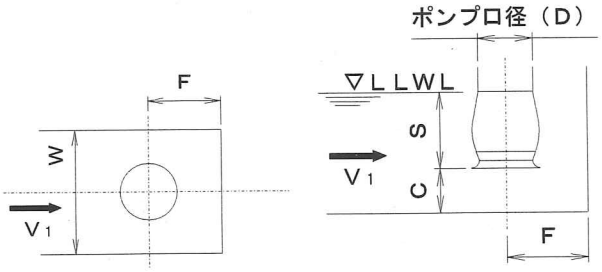
a）調査項目

直軸排水機場の実績調査にあたっては、次の項目を対象とした。

調査項目		記号（単位）等	調査目的
機場名		―――	直軸分
ポンプ諸元	ポンプ形式	―――	ポンプの規模、能力等 基礎データ収集
	ポンプ口径	D（mm）	
	ポンプ排水量	Q（m^3/s）	
吸水槽諸元	呑口形状	ベルマウス等	形状の確認
	没水深さ	S（mm）	吸水槽の寸法分析のため
	ボトムクリアランス	C（mm）	
	バッククリアランス	F（mm）	
	吸水槽巾	W（mm）	
	ポンプ部流速	V_1（m/s）	ポンプ規模と吸水槽寸法よりポンプ部流速を分析
完成年		―――	時系列変化を分析するため

なお、吸水槽の基本寸法と記号は次による。

<1>平面図　　<2>断面図



b）指針での吸水槽諸元値

「揚排水ポンプ設備技術指針（平成8年度版）」では、次の値を標準としている。

ポンプ部流速	(V_1)	最大でも 0.3 m/s 程度
没水深さ	(S)	1.5～1.6D 以上
ボトムクリアランス	(C)	1.0D
バッククリアランス	(F)	1.1～1.2D
吸水槽巾	(W)	3.0D

c）調査結果

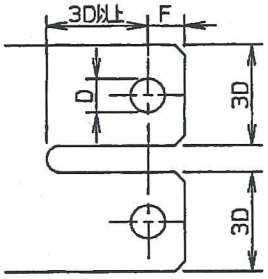
表 5-2 に直軸分オープンピット型排水機場の調査結果を示す。なお、対象はオープンピット型吸水槽を有する機場で H10～H11 で 10 機場分を追加し全 191 機場（H9 年度までの調査分 181 機場を含む。）また、救急排水ポンプ設備およびクローズピット型吸水槽排水機場は除いた。

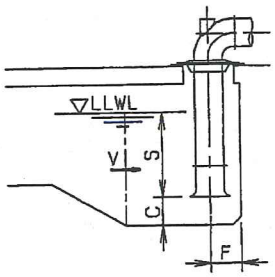
（2）基本形状・寸法と目標流速

1）基本形状

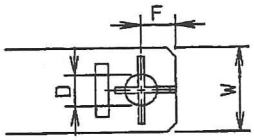
従来水槽寸法と3案の基本形状を下図に示す。

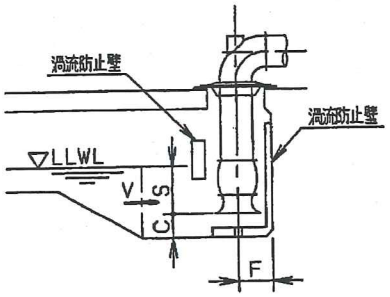
① 従来水槽



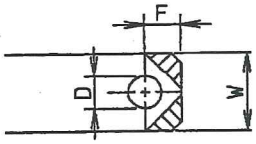


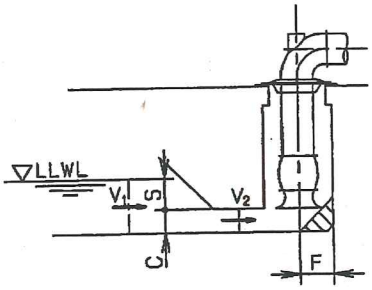
② 高流速オープン



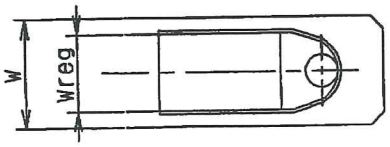


③ セミクローズ





④ クローズ（鋼板製ライナの場合）



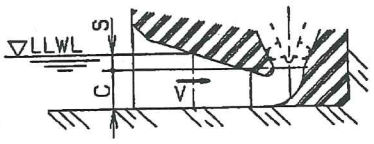
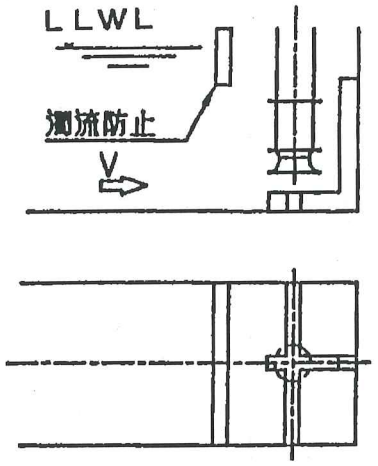
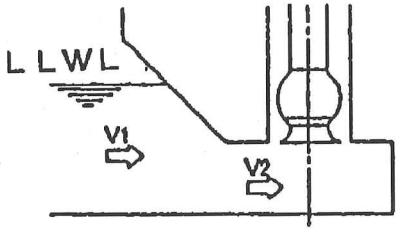
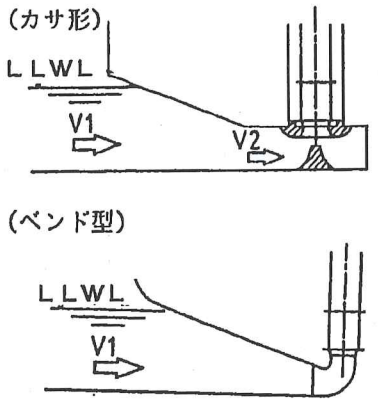
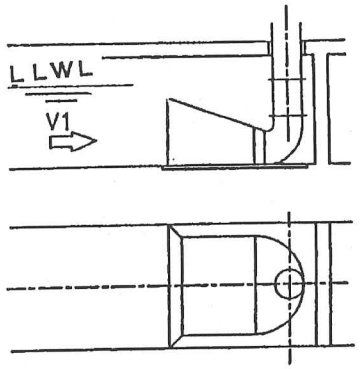


表 5-1　高流速化の具体的方法

	オープンタイプ（渦流防止）	セミクローズタイプ	クローズタイプ	
			2 次コンクリート	鋼板ライナ
吸水槽形状				
概要	自由表面をもつ吸水槽であり、ポンプの上下流部に渦流防止板（突込整流板、後壁および底面整流板）を設けている。	ポンプ周辺部で自由表面のない吸水槽であり、ポンプの上流側にクローズ吸水路を形成する前垂れ部がある。	自由表面のない吸水槽であり、ポンプ吸込部付近の形状は機械設備側にて 2 次コンクリートや鋼板ライナにてポンプ設置時に施工する。	
特徴	1．ポンプは従来通りのポンプであり、ポンプ据付時には水路の施工をする必要はない。 2．その都度の模型試験は不要である。	1．オープンタイプに較べ、高流速にできる。 2．ポンプは従来通りのポンプであり、ポンプ据付時には水路の施工をする必要はない。 3．その都度の模型試験は不要である。	1．セミクローズ、オープンタイプに較べ、若干高速にできる。 2．従来のポンプに 2 次コンクリートや鋼板ライナを追加施工するので、工期とコストが増えることがある。 3．工場での性能試験は、その都度模型試験を要する。 4．施工時の作業スペース等により、吸込部寸法に制限がある。	

5.2. 具体的方法の提案

高流速化を図る吸水槽の方式は、クローズタイプ、セミクローズタイプ、オープンタイプがある。クローズタイプは表 5-1 に示すように、ポンプ吸込口付近の吸込水路形状は、機械設備側にて 2 次コンクリートや 2 次コンクリートから派生した鋼板ライナにて、ポンプ設置時に施工する。従って、設置費用は従来のポンプに対し付加される分だけコストが増えることがある。また、現地での設備施工期間も長くなることがある。ポンプ性能試験は、その都度模型試験にて確認する必要がある。

セミクローズ、オープンは、クローズとは逆にポンプは従来通りでの形であり、水路にもポンプ設置時設備側で施工することはないので施工時間も長くなることはない。ポンプと水路は従来オープン水槽内へのポンプ設置と同じであり、その都度の模型試験等は不要である。

それらの概要と特徴について表 5-1 に示す。

5.3. 各案の比較検討

高流速化を図る吸水槽方式は、クローズタイプ、セミクローズタイプ、オープンタイプがある。本項ではそれぞれの案の吸水槽形状と諸寸法を示し、土木施工限界および設備の必要寸法の観点から 3 案を比較し、高流速化の吸水槽形状の検討範囲を絞り込み、経済性の検討から高流速化の方針を示す。

（1）高流速化技術の概要

従来の吸水槽を無対策で高流速化すると水中渦や空気吸込渦が発生し運転に支障をきたす。高流速化する場合には、下表の対策を行う必要がある。

No.	渦の種類	水槽形状	対策案
1	水中渦	オープン	底面と後壁に渦防止壁を取り付け、旋回流を防止
		セミクローズ	ポンプへの入口を疑似ベンドとし、旋回流を防止
		クローズ	ポンプへの入口をベンド形状とし、旋回流を防止
2	空気吸込渦	オープン	突込整流板を吸込ベルマウス上流の自由表面に設置し、自由表面付近の旋回流を防止
		セミクローズ	吸込ベルマウス直近の自由表面をコンクリートで覆い、空気吸込渦を防止
		クローズ	吸込ベルマウス直近の自由表面をコンクリート（または鋼板）で覆い、空気吸込渦を防止

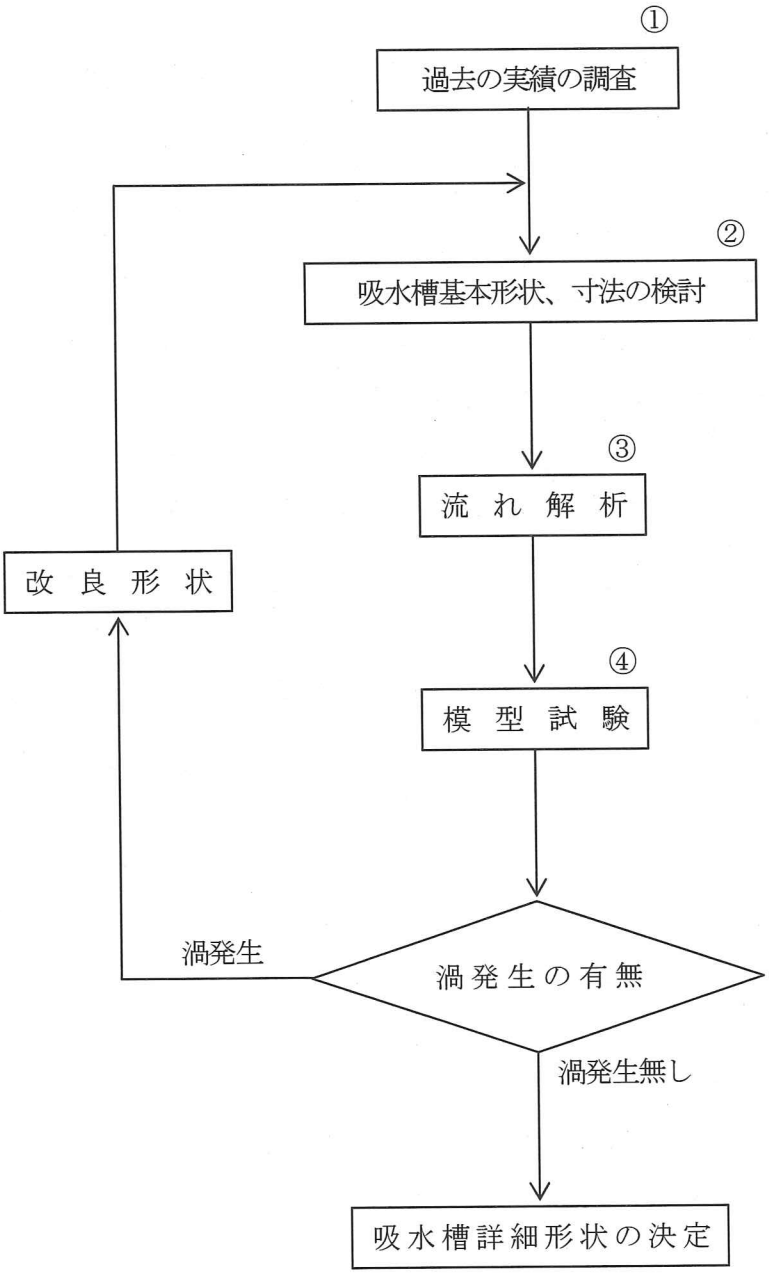


図 5-1　吸込水路の高流速化の実施手順

5. 吸込水路の高流速化検討

5.1. 高流速化の実施方針

高流速化の実施方針の概略を述べると、まず吸水槽形状の過去の実績調査と流れ解析等より、高流速状態において渦の発生しにくいと思われる基本形状を決定する。

このように決定された形状、寸法につき模型試験を行う。

模型試験により渦発生が見られた場合は、改良した形状を改めて決定し、模型試験以降の手順を再度繰り返す。

これらをまとめた手順を図 5-1 に示す。

1） 過去の実績の調査〔フロー①〕と吸水槽基本形状・寸法の検討〔フロー②〕

ポンプの様な流体機械においては、実稼働状態にある実績は、設計の大きな寄り所となる。吸水槽の設計や開発においてもその例外ではない。従来の実績基準化の範囲内で使用される場合は、以下に述べる解析や模型試験は省略される。今回の様な従来実績範囲外で使用される開発形状においても、実績を踏まえた形状設計を行うことが開発効率の観点や、開発品の信頼性という観点から望ましい。このように設計された水槽形状を解析、模型試験により評価する。

2） 流れ解析〔フロー③〕

流れ解析により吸水槽内の流れを解析し、渦発生の原因となる旋回流れが発生している場合には、その部分で空気吸込渦あるいは水中渦が発生する可能性が高いと判断する。そして、渦発生の可能性が高い流れの場合には渦防止を図る目的で吸水槽や渦防止装置の形状および位置を流れ解析により検討する。

しかし、流れ解析は、最終的に渦発赤の有無を判断するにはまだ判定精度が十分とはいえないのが現状であるので、模型試験と平行に進め精度の確認を行う。

3） 模型試験〔フロー④〕

流れ解析等により絞り込まれた形状について、模型試験で最終確認をする。模型試験は、日本機械学会基準「ポンプの吸込水槽の模型試験法」JSME S004-1984 に準拠して実施する。

渦の発生があった場合は、吸水槽の形状を改良し、再度模型試験を行い、渦発生のない吸水槽形状を決定する。

3） 設備のスペースのまとめ

表 4-6 より水路巾が従来の 3.0D 以上となる小口径域（600 mm 以下）は高流速化水路の対象外とし 700 mm（1 m^3/s）以上のポンプを対象とする。

（4）各制約条件よりの限界値のまとめ

以上の検討より、高流速化吸水槽の限界値をまとめると表 4-7 のとおりとなる。

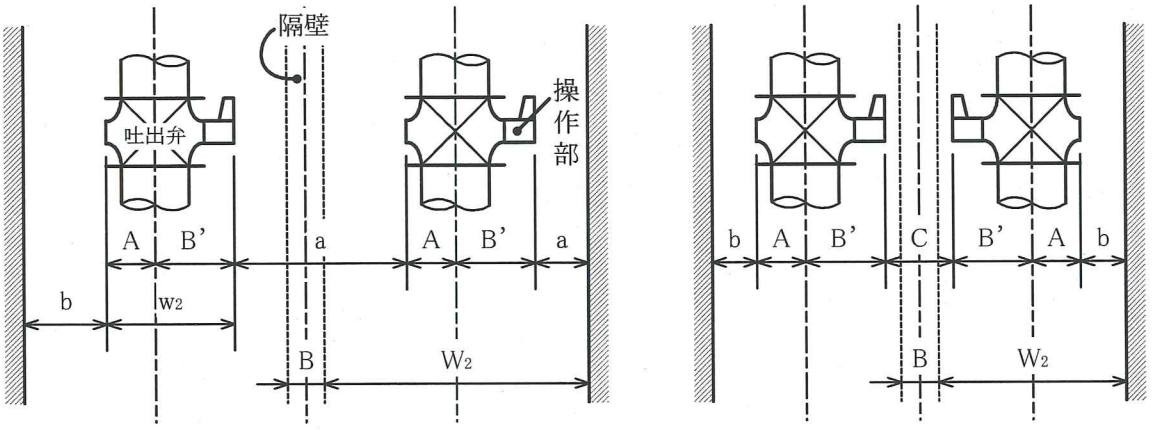
表 4-7 高流速化水槽のまとめ

			オープンピット形	セミクローズ形
適用可能範囲			口径 700～2000 mm (1 m^3/s～10 m^3/s)	口径 1350～2000 mm (4 m^3/s～10 m^3/s)
制約項目と限界値	水理的限界	水路巾 (W)	1.6 ～ 2.3D 以上	1.6 ～ 2.3D 以上
		水　深 (H)	2.0D 以上	1.5D 以上
		流　速 (V_1)	0.5 m/s	0.7 m/s
		流　速 (V_2)	——	1.6 m/s
	土木施工限界		——	C=974 mm 以上 → 口径 1350 mm 相当以上
	設備の必要スペース限界 (W)	原動機	1.5 ～ 3.0D	1.5 ～ 1.7D
		吐出弁	2.1 ～ 3.0D	2.1 ～ 2.5D

尚、水路巾（W）は水理面では、2.0D 程度が眼界となるが設備の設置やメンテナンス上必要なスペースでは、特に小口径域で 3.0D 程度となることもあるので水路巾は種々の要因を加味して決定する必要がある。

2） 吐出弁の設置上必要な水路巾

① 配置とスペースの関係



	一列配置	対向配置
水路の巾	W_2＝（B'＋a）×2 及びb≧a以上のこと	W_2=B'×2＋（C−B）
評価	スペース 大	スペース 小

操作部メンテナンス寸法（C）	
1000 以下	100 mm
1200 以上	200 mm

従って、水路巾を小さくできる対向配置とする。

② 条 件

i) 原動機室と同様水槽部の隔壁は弁室にもないものとする。

ii) 操作部側には作業スペース（a）又は（C）を確保する。

以上の設備を設置するために必要な水路巾をまとめると表4-6のとおりとなる。

表4-6 設備の設置上必要な水路巾

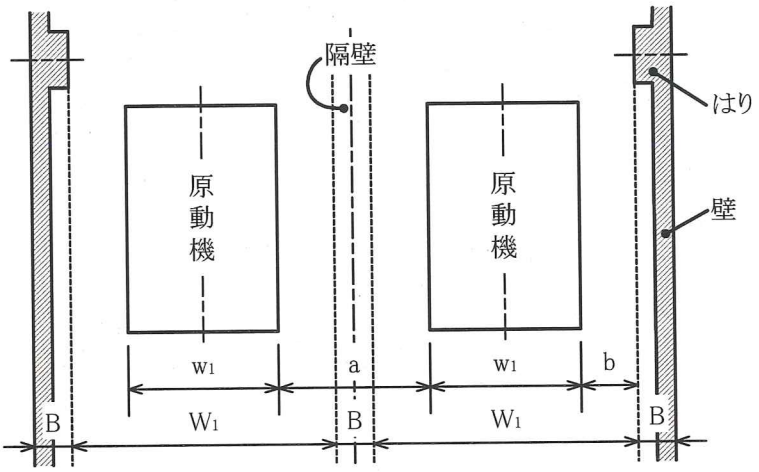
ポンプ口径 mm	概略出力 PS	ディーゼル機関巾 (W_1) mm	ガスタービン巾 (W_1) mm	吐出弁巾 (W_2) mm
400	50	1800 (4.5D)	——	1600 (4.0D)
500	75	1800 (3.6D)	——	1700 (3.4D)
600	100	1800 (3.0D)	——	2000 (3.3D)
700	150	1800 (2.6D)	——	2200 (3.0D)
800	200	1800 (2.3D)	——	2400 (3.0D)
900	250	2000 (2.3D)	2300 (2.6D)	2600 (2.9D)
1000	300	2000 (2.0D)	2300 (2.3D)	2900 (2.9D)
1200	400	2000 (1.7D)	2300 (2.0D)	3120 (2.6D)
1350	500	2100 (1.6D)	2300 (1.7D)	3280 (2.4D)
1500	650	2400 (1.6D)	2500 (1.7D)	3800 (2.5D)
1650	800	2700 (1.6D)	2500 (1.6D)	3800 (2.3D)
1800	1200	2900 (1.6D)	3300 (1.9D)	4000 (2.2D)
2000	1500	3200 (1.6D)	3300 (1.6D)	4200 (2.1D)

（3）設備の必要スペース

原動機や吐出弁は水路上部に設置されるが、これらの機器寸法と作業スペースの関係を検討する。

1） 原動機の設置上必要な水路巾

① 配置スペースとの関係



② 条 件

i) ディーゼル機関又は、ガスタービンの原動機室には地下の水槽にある隔壁（センターピア）はないものとする。最近では2000 mm 以下でも一床式構造のポンプが多く省略した。この隔壁の厚さ（B）寸法、口径により次とした。

口 径（D）	隔壁の厚さ（B）	作業スペース（a）
400 ～ 900 mm	600 mm	600 mm
1000 ～ 1500 mm	800 mm	800 mm
1650 ～ 2000 mm	1000 mm	1000 mm

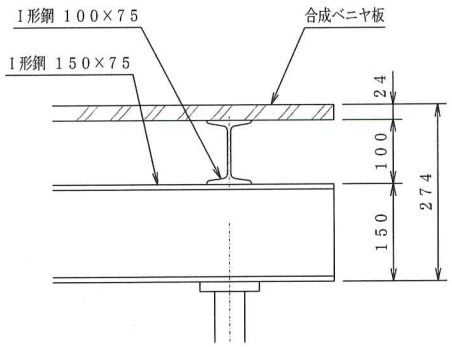
ii) 原動機間の作業スペース（a）は、上表に示すように口径別に 600～1000 mm とした。

iii) 建屋側の作業スペース（b）は、a 寸法をとると大きすぎることや、はりと壁の厚み差を考え b=1／2a とした。

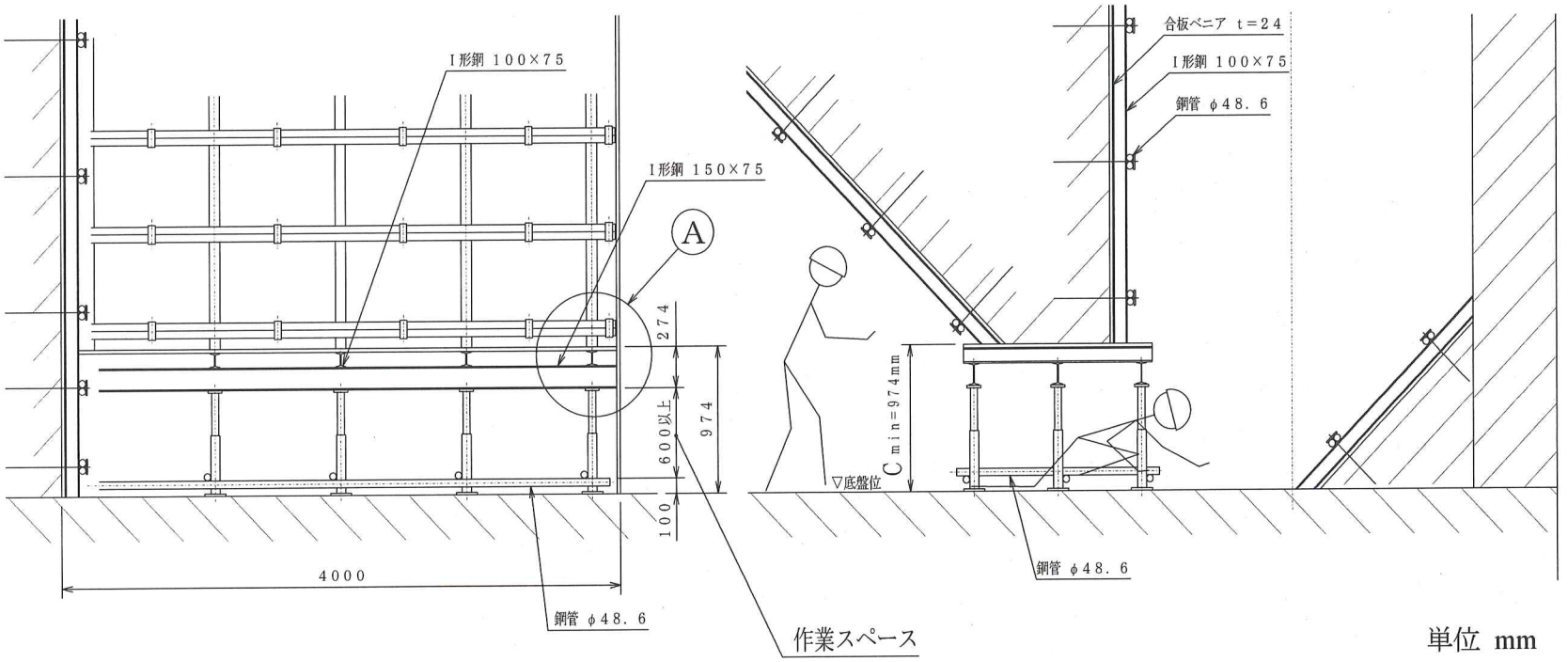
③ 以上より水路巾の最小寸法（W_1）は

W_1＝（1／2W_1＋b）×2＝（1／2W_1＋1／2a）×2

＝ W_1＋a とする。



Ⓐ部詳細図

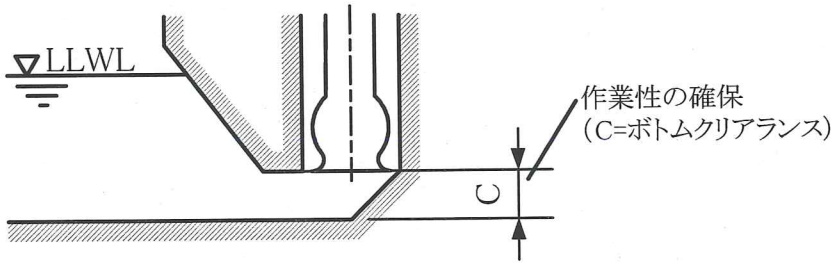


単位 mm

図 4-2　型枠作業スペース検討図

（2） 土木施工限界

セミクローズピットの場合、ボトムクリアランス部のコンクリート打設及び型枠取りなどの作業性を考慮する必要がある。尚、水路の巾寸法には強度上から中間梁（センターピア）を必要とするケースもでるが、水路巾（W）が7mを越える大型ポンプの場合であり10 m^3/s容量のポンプでは問題とならない。



このボトムクリアランス部のコンクリート打設時の作業手順と型枠との関係を図4-2に示す。

1） 作業手順

① まず、コンクリート打設は底盤位まで行う。

② 次に上部コンクリート打設のため、図4-2に示すよう型枠を組む

③ この場合、型枠の施工及び後での型枠取りのことも考慮し作業スペース 600 mm以上を確保する。また、型枠寸法は上部コンクリートの重さに耐えられる強度の鋼材が必要となり図4-2では1500 mmポンプ相当の寸法で示してある。

④ 上部コンクリートの打設

2） ボトムクリアランスの最小寸法

図4-2よりボトムクリアランス（C）の最小寸法は

C ＝作業スペース＋上部型枠寸法＋下部型枠寸法

＝600＋274＋100

＝974 mm

ここに、作業スペースは人が作業するに必要な最小寸法としてマンホール寸法600 mmとした。

3） セミクローズピット形を適用可能な最小ポンプ口径

セミクローズピット形のコンクリート打設時の制約からC＝974 mm

とすれば、セミクローズピットの適用可能なポンプ口径はC＝0.75Dより

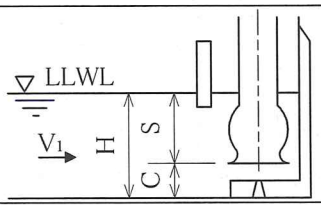
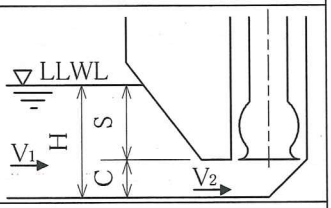
$$D = \frac{974}{0.75} = 1300 \ \text{mm}$$

従って、適用可能ポンプ口径1350 mm（4 m^3/s）以上となる。

3） 水深（H）の限界

オープンピット形及びセミクローズ形の高流速化の制約条件実績及び文献などから水深（H）の限界値を検討すると表4-4となる。

表4-4　水深の限界値

			オープンピット形	セミクローズ形
形　状				
実績	呑口部流速	(V_1)	V_1=0.48 m/s	(V_1=0.8 m/s)
	ポンプ入口部流速	(V_2)	——	(V_2=1.6 m/s)
	最小水深	(H)	H=2.0D	(H=1.2D)
限界値	呑口部流速	(V_1)	V_1≒0.5 m/s	V_1=0.7 m/s
	ポンプ入口部流速	(V_2)	——	V_2=1.6 m/s
	水深	(H)	H=2.0D	H=1.5D

但し（ ）内値はクローズピット形のもので1500 mm相当に換算したものを示す。

4） 水路巾の限界

一方、現行指針では水路巾は、3×口径（D）を標準としているが高流速化する場合、どの程度まで縮減可能かを10 m^3/s以上の大形ポンプのクローズピット形吸込水路の実績（八潮排水機場）から検討する。

呑口部流速　　V_1=1.0 m/s

ポンプ入口部流速　V_2=2.0 m/s　　であることから

但し、口径は平均流速3 m/sの円形とする。

表4-5　水路巾の限界

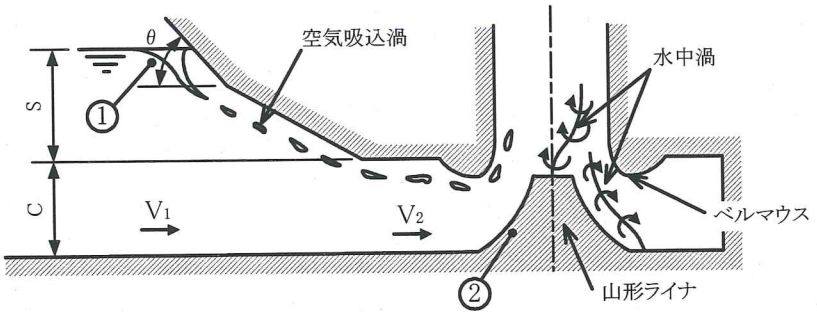
	V_1部の必要巾 (V_1=1.0 m/s)	V_2部の必要巾 (V_2=2.0 m/s)
水深　(S+C) 1.5～2.0D相当	1.6～2.3D	——
ボトムクリアランス（C） (0.5～1.0D相当)	——	1.2～2.3D

$$\left[\frac{Q}{巾\times水深}=\frac{\frac{\pi}{4}D^2\times 3.0m/s}{巾\times(S+C)}=V_1\ or\ V_2\right]$$

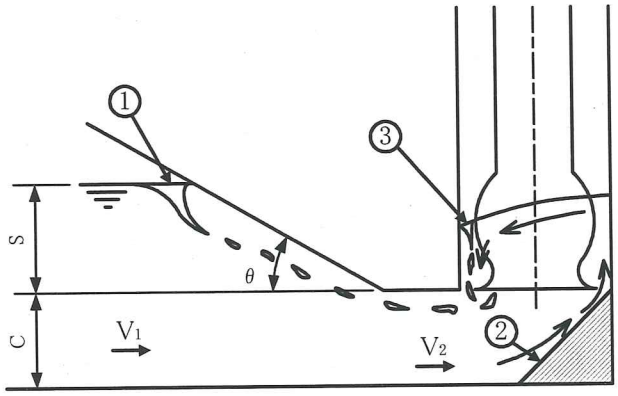
表4-5より、V_1及びV_2は1.6～2.3Dまでが可能と推定できる。

2） クローズピット形の高流速対策

従来のクローズピット形（2000 mm 超ポンプ）の吸込水路では、接近流速を早くすると流入部（①部）の自由表面の衝突流による乱れから吸気しやすくなるため、流入壁に角度を持せることが重要となる。又、ポンプ底部（②部）からの水中渦も発生しやすくなるので突込深（S）及び、ボトムクリアランス（C）に限界がある。尚、水中渦対策としては流速分布を均一にするため底部に山形のライナーを設ける方法が従来の大形ポンプにはとられている。



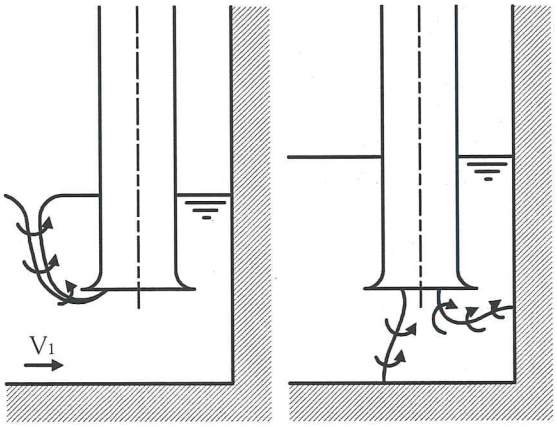
しかし、今回のクローズピット形は2000 mm 以下のポンプを対象として考えると底部の山形ライナーの設置やベルマウスのコンクリート埋設を行うことは土木構造の複雑さを招き標準化に適さないことから下図のようにポンプにベルマウス付の立軸ポンプをクローズピット水路に吊下げたセミクローズタイプとする。尚、流入部（①部）の自由表面の衝突流による乱れから生ずる吸気防止は、上図の2000 mm 超の大形ポンプと同様に①部の壁には、θ =45° ～ 60° 傾斜を持せる必要がある。



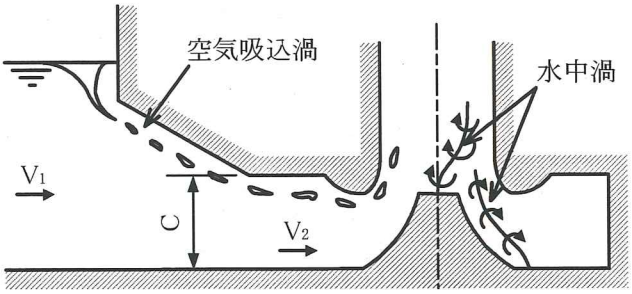
このセミクローズタイプも 2000 mm 超ポンプの大形用クローズピットと同じく呑部①からの吸気及び、底部②の水中渦対象及びベルマウスとポンプ抜出し穴部③からの吸気対策が必要となり、突込深さ（S）、ボトムクリアランス（C）及び形状には制約がある。

（1）水理的限界

吸込水路内の自由表面を持つ部分の呑口部流速（V_1）を速くすると表面からの吸気やボトムクリアランス（C）を狭くするとポンプのポンプ入口部流速（V_2）が速くなり底盤から有害な水中渦が発生する。この対策については、オープンピット形とクローズピット形では次のとおりである。



オープンピットの渦の形態

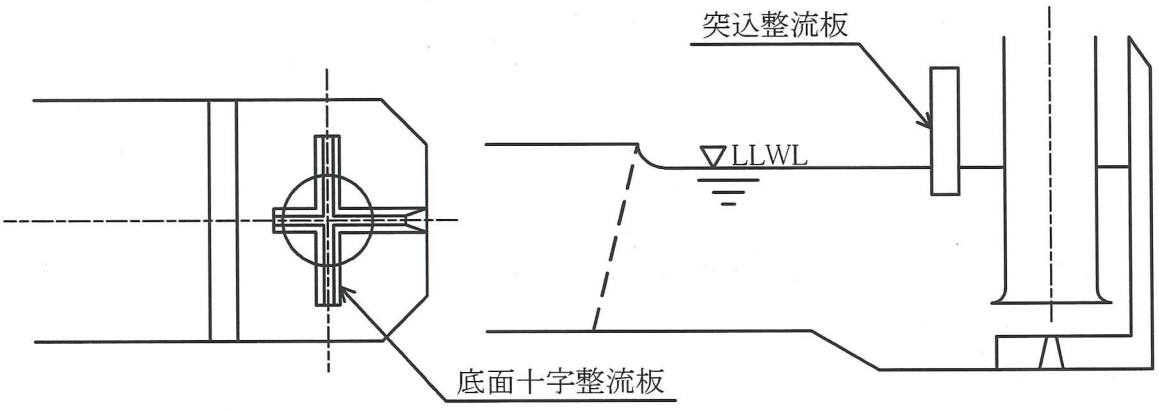


クローズピットの渦の形態

1） オープンピット形の高流速化対策

ポンプへのポンプ部流速（V_1）を速くすると、表面流速が比較的速くなり、水面の乱れや後壁への衝突流によりポンプベルマウスへの下降流の分布が局部的に速くなり自由表面から吸気が発生する。従ってこの対策としてはポンプの上流側に突込整流板を設け表面流速を減速させることが好ましい。

又、水中渦対策としてはポンプ底盤に発生する局部的な偏流を整流する目的から底面十文字整流板を設けるなどの対策が必要である。



4.2. 高流速化の制約条件と限界値の検討

この吸込水路の高流速化にあたっての制約は、乱流と渦などの水理的な限界の他に土木の施工面での限界及び吸込水路上部に配置される原動機や吐出弁など設備の必要スペースからの限界が生じるのでこれらの条件を十分加味し決定する必要がある。

特に、高流速化のためには「水路巾を狭く」「水深を浅く」することであるが、これらの観点でみると表4-3のような制約に区分される。

表4-3　高流速化に対する制約条件

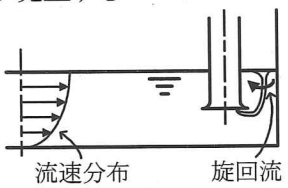
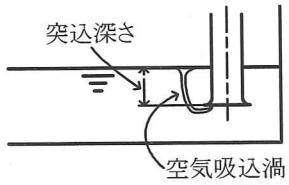
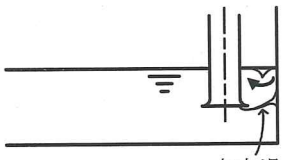
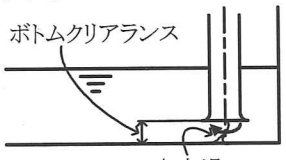
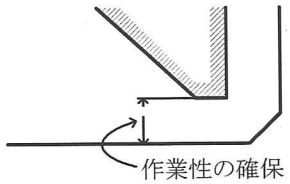
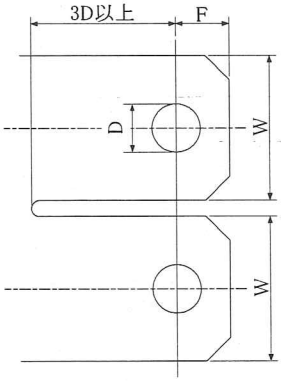
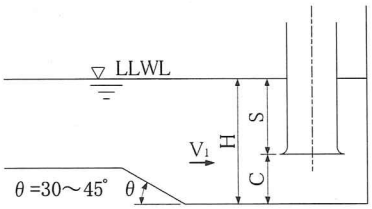
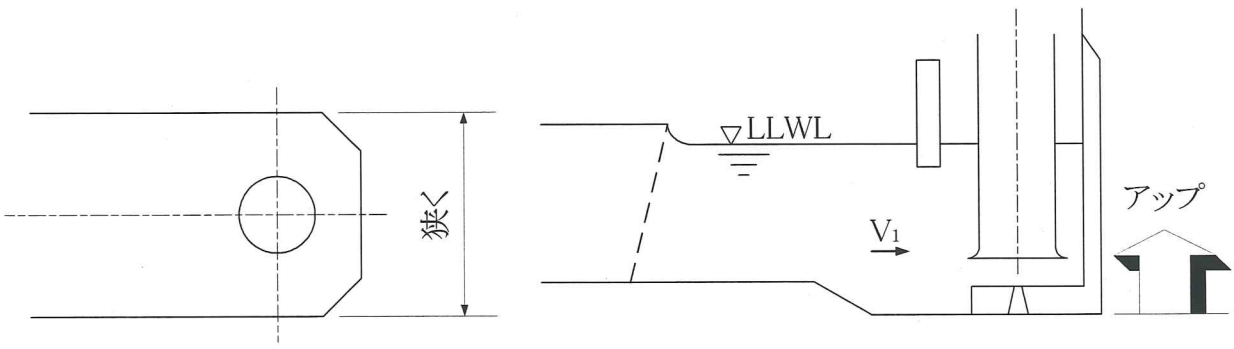
	内容	水路巾を狭く (平面スペースの縮小)	水深を浅く (底盤レベルのアップ)
1) 水理的な限界	空気吸込渦	水路巾を狭くすると上層の表面流が速くなり後壁部にぶっかった水流が旋回流を促進し空気吸込渦が発生する  	水深を浅くすると突込深さが少なくなるため表面から空気吸込渦を発生しやすくなる。 
	水中渦	後壁部の旋回流による乱れから後壁部よりの水中渦が発生しやすくなる  	水深を浅くするとボトムクリアランスが少なくなりやすくそのため底盤からの水中渦が発生しやすくなる 
2) 土木の施工限界	オープンピット形	特に制約なし	特に制約なし
	クローズピット形	特に制約なし	ポンプ接近部のｺﾝｸﾘｰﾄ打設に作業性の面からの制約がある 
3) 設備の必要スペース	吸込水路上に設置される機器寸法や作業性	原動機や吐出弁などの必要スペースからの制約がある	特に制約なし

表 4-2 は現行技術指針におけるオープンピット形の寸法・形状及び流速の規定を示す。

表 4-2　現行技術指針のオープンピット形水路の形状・寸法・流速

			オープン
形　状			(平面)  (断面) 
寸法	水 路 巾	(W)	3.0D
	突 込 深	(S)	1.5D
	ボトムクリアランス	(C)	1.0D
	水　　深	(H)	2.5D
ポンプ部流速		(V_1)	V_1≒0.3 m/s

ここで、吸水路の高流速化とは前表のポンプ部流速 (V_1) を速くすることで、その方法としては水路巾 (W) を狭く、水深 (H) を浅くすることで、結果的に平面スペースの縮減とポンプ底盤レベルのアップによる堀削土量、コンクリートボリュームが低減され建設費が低減されることになる。



4. 目標流速と高流速化に向けての課題検討

4.1. 高流速化の考え方

排水機場の高流速化は、除塵機以降の流速を高流速化することによって流路断面を縮小し、もって構造物の建設費の低減を図かること、及びポンプ入口部流速の高速化の結果として、ポンプの高速化（高比速度）にした方がバランスが良く効果的である。

従って、高速化の考え方は吸込水路の高速化とポンプの高速化（高比速度）の双方を検討することにある。

吸込水路は、流入水路からの円滑な流れを確実に引継ぎポンプの運転に有害な水流の乱れや、吸気、渦などを発生させない形状寸法とする必要がある（図 4-1）。

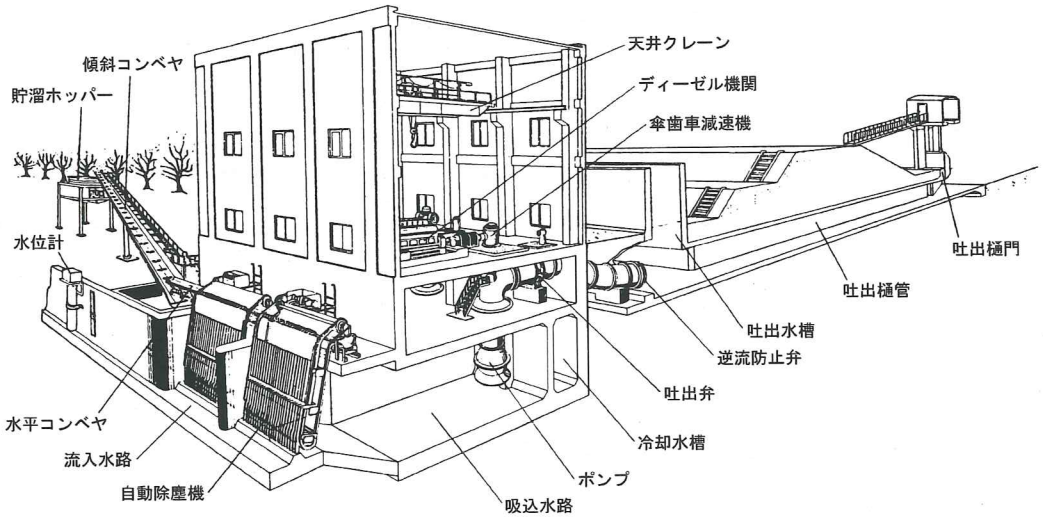
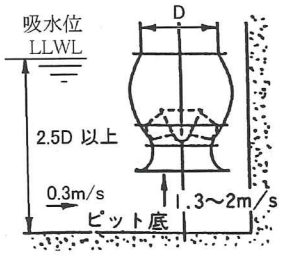
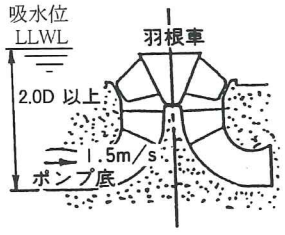
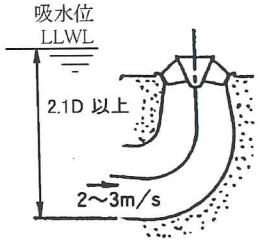


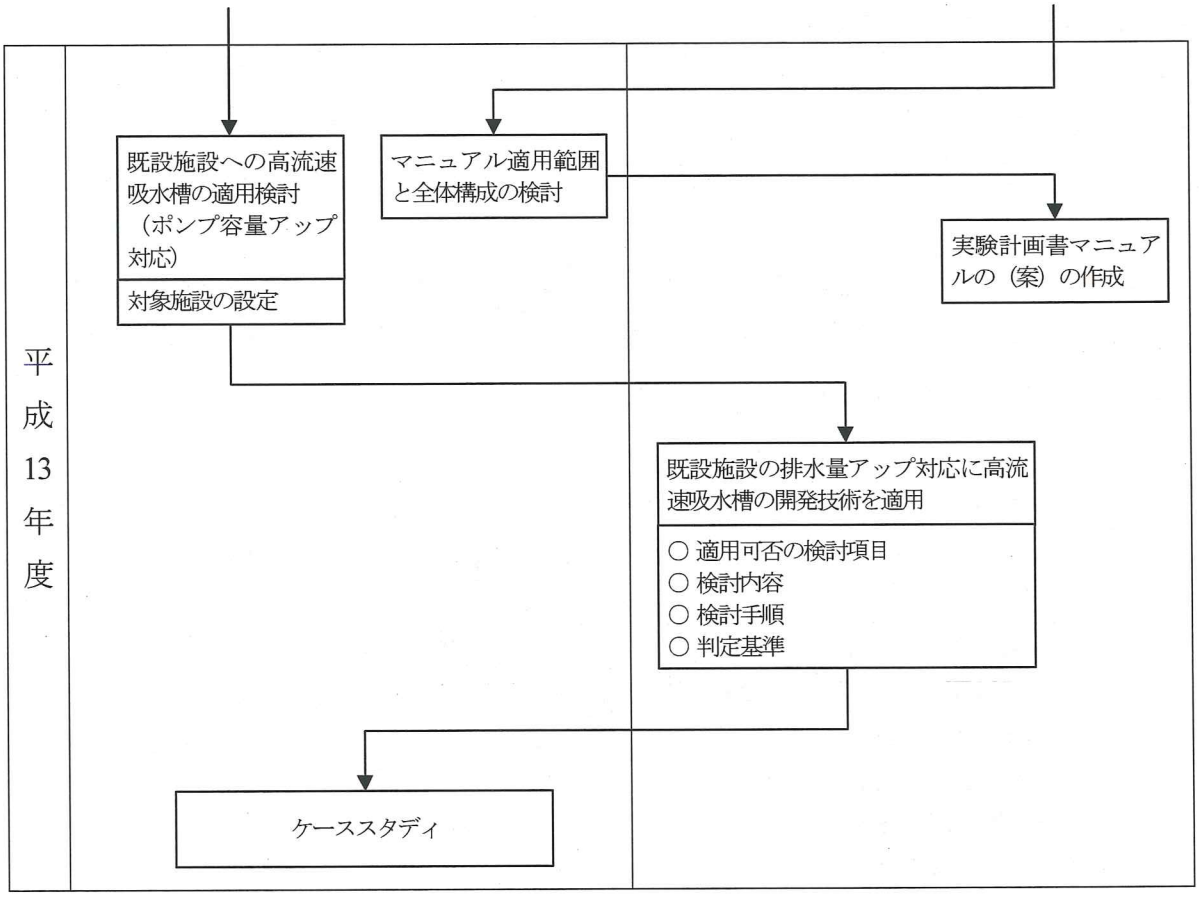
図 4-1　流入水路図

この吸込水路には、口径 2000 mm までに標準的に使われている自由表面を持つオープンピット形と口径 2000 mm を超えるポンプに採用されている自由表面をなくしたクローズピット形に大別できる。尚、クローズピット形には傘形とベンド形がある。

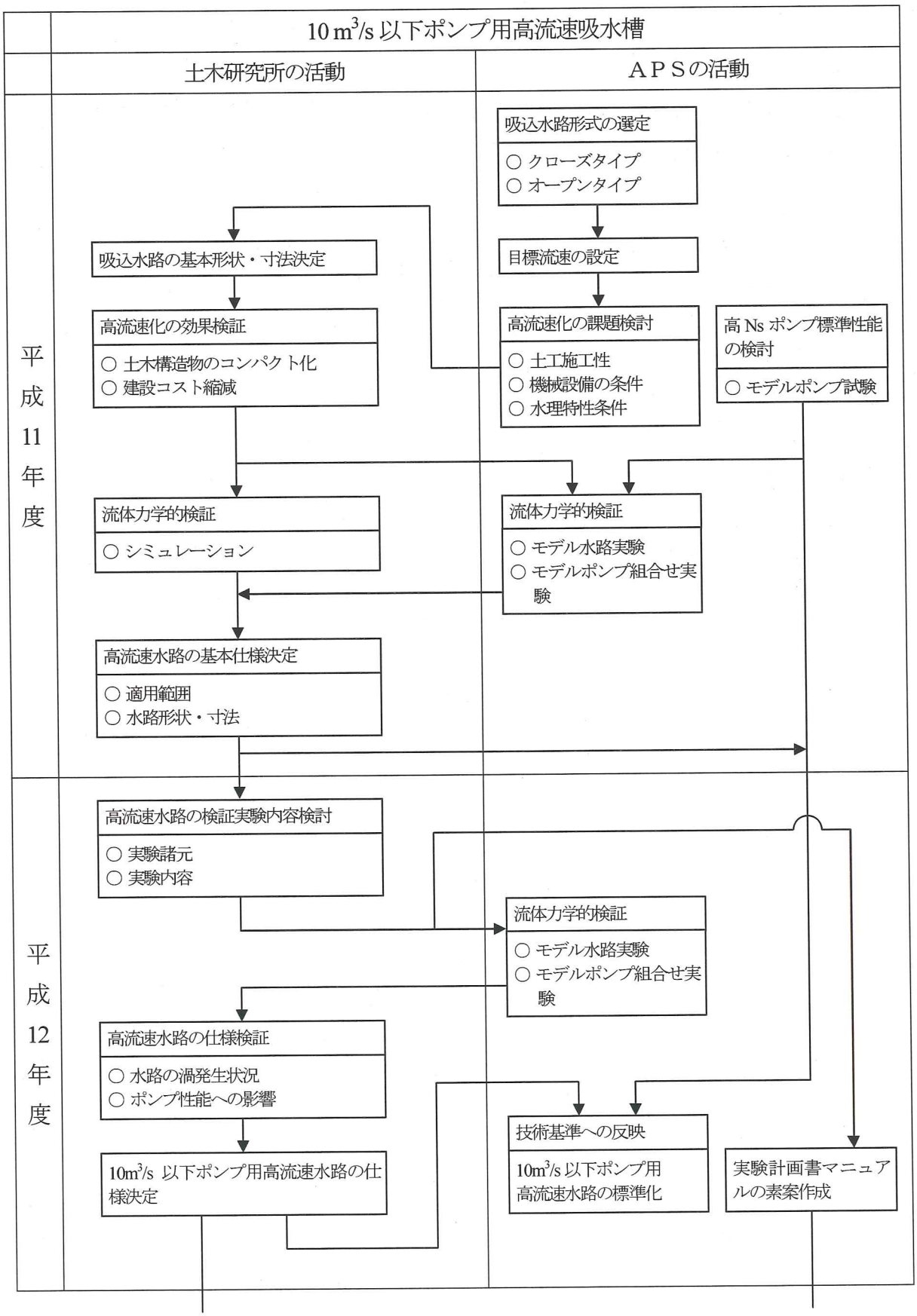
表 4-1 は現行技術指針の吸込水路形状比較を示す。

表 4-1　各種吸込ケージ形状比較（参考）

項目＼形状	（吸込　直管形） オープンピット形	傘　　形	ベンド形
略　　図			
掘　削　深　さ	深くなる。	最も浅くできる。	ロング，ショート，矩形の種類によるが，浅くできる。
土　木　構　造	単純である。	やや複雑である。	傘形より単純。
ポンプ性能への影響	良い。	やや劣る。	最も良い。


平成13年度
既設施設への高流速吸水槽の適用検討（ポンプ容量アップ対応）
対象施設の設定
マニュアル適用範囲と全体構成の検討
実験計画書マニュアルの（案）の作成
既設施設の排水量アップ対応に高流速吸水槽の開発技術を適用
○ 適用可否の検討項目
○ 検討内容
○ 検討手順
○ 判定基準
ケーススタディ

3.3. 検討フロー


10 m³/s 以下ポンプ用高流速吸水槽
土木研究所の活動
ＡＰＳの活動
平成11年度
吸込水路形式の選定
○ クローズタイプ
○ オープンタイプ
吸込水路の基本形状・寸法決定
目標流速の設定
高流速化の効果検証
○ 土木構造物のコンパクト化
○ 建設コスト縮減
高流速化の課題検討
○ 土工施工性
○ 機械設備の条件
○ 水理特性条件
高 Ns ポンプ標準性能の検討
○ モデルポンプ試験
流体力学的検証
○ シミュレーション
流体力学的検証
○ モデル水路実験
○ モデルポンプ組合せ実験
高流速水路の基本仕様決定
○ 適用範囲
○ 水路形状・寸法
平成12年度
高流速水路の検証実験内容検討
○ 実験諸元
○ 実験内容
流体力学的検証
○ モデル水路実験
○ モデルポンプ組合せ実験
高流速水路の仕様検証
○ 水路の渦発生状況
○ ポンプ性能への影響
技術基準への反映
10m³/s 以下ポンプ用高流速水路の標準化
実験計画書マニュアルの素案作成
10m³/s 以下ポンプ用高流速水路の仕様決定

3. 研究の実施期間と検討フロー

3.1. 研究の実施期間

自　平成11年4月19日　　至　平成14年3月31日　(3年間)

3.2. 実施体制と分担

独立行政法人土木研究所(旧建設省土木研究所)と社団法人河川ポンプ施設技術協会による共同研究体制をとっている。その分担は下表に示すとおりである。

研究項目	研究分担	
	土木研究所	河川ポンプ施設技術協会
① 高流速化モデルの検討	◎	○
② 3次元流れ解析	○	◎
③ 流路実験設備の設計・製作	◎	○
④ 模型実験のモデル決定	◎	○
⑤ 模型実験モデル水路の製作	○	◎
⑥ 模型実験の実施	○	◎
⑦ 実験結果の比較検討	◎	○
⑧ 既設施設への適用手法検討	◎	○
⑨ 高流速化設計手法の提案	◎	○

2. 研究内容

2.1. 研究項目

(1) 高流速化検討モデルの抽出・検討

(2) 三次元流れ解析による高流速化形状の検討

(3) 模型実験のモデル決定

(4) 模型実験モデル水路の製作

(5) 模型実験の実施

(6) 実験結果と流れ解析検討結果の比較

(7) 高流速吸水槽の既存施設への適用方法の検討

2.2. 研究概要

平成 11 年度

＜高流速吸込水路の基本仕様の決定＞

高流速化に向けての課題として、オープン・セミクローズの両タイプの吸込水路形状に関して水理的限界、土木施工上の限界、必要スペースといった制約条件の検討を行った。その検討結果に基づき基本形状・寸法を決定した。さらに土木構造物のコンパクト化や建設コスト縮減等、高流速化の効果の検証、ならびにコンピュータシミュレーションによる流体力学的検証を行った。

平成 12 年度

＜検証実験による高流速吸込水路の仕様検証＞

平成 11 年度に設定した吸込水路の基本形状・寸法が、有害な渦やポンプ性能にどう影響するか各種実験を行い評価した。これにより、最終的な形状・寸法を決定し、「揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説」へ反映、高流速吸込水路の標準化を行った。

平成 13 年度

＜既設施設への適用手法の検討＞

平成 12 年度の検討成果により吸込水路の寸法基準が規定されたが、平成８年以前の基準で規定された吸水槽の寸法では既設のポンプの吐出量より多く出せることになる。そこで既設施設の更新の際、ポンプ吐出量を増やそうとした場合に必要な検討項目を整理し、「吸水槽モデル実験計画マニュアル(案)」を作成した。

1. 研究目的

低地の冠水を防ぐ目的の排水機場は、設備の機能と信頼性の確保とともに、設備の簡素化、メンテナンスフリー化、低コスト化が求められている。このため $10\,m^3/s$ 以下の小・中規模の揚排水機場については、吸水槽をはじめとする標準的な各部の構造や寸法が、「揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説」に定められ、設計コストの縮減が図られている。

この標準的な構造では、流入水路から水を低速で引き込み、一旦水槽に溜めた後に水槽につり下げられたポンプで吸い上げる形になっている。そのため、大きな水槽が必要になり、揚排水機場の用地もポンプ自体の大きさに比べ比較的広いものとなっている。

しかし、最近では社会資本へのコスト縮減が求められており、また揚排水機場の建設用地の取得が困難となってきた。これに伴い、標準的な構造・寸法の定められていない大型の揚排水機場では、水槽からポンプまでの水の流れを高速化することによって土木構造物の規模を縮小する取り組みがなされている。また既設の揚排水機場に関しては、効率的な構造に改修して限られた敷地面積で大きな吸込容量を発揮させることが求められている。このような流速の高速化（以下、高流速化という）を小中規模の揚排水機場に適用することが考えられるが、高流速化においては、有害な渦の発生防止や寸法精度などの設計・施工上の課題を整理する必要がある。しかし、小中規模の揚排水機場においては、高流速化に必要な実験やシミュレーションを大規模な揚排水機場と同等レベルまで行うことは現実的ではない。

そこで本共同研究では、大規模な揚排水機場で実用化されつつある水槽内の高流速化技術を小中規模の揚排水機場にも適用し、標準化を図るため技術的課題の整理と標準化の方針案をとりまとめた。

6. 高流速吸込水路に設定されるポンプの高速化

6.1. ポンプの高速化

6.1.1. ポンプ羽根車の高比速度化

比速度は、ポンプ羽根車の形状を表す数値で、吐出し量が異なるポンプであっても比速度が等しければ羽根形状は相似形をなしている。一般的に、比速度はNs（エヌエス）とも言われる。図6-1に比速度による羽根形状の例を示し、片吸込渦巻ポンプは比速度が小さいポンプ、軸流ポンプは比速度が大きいポンプの例を示す。

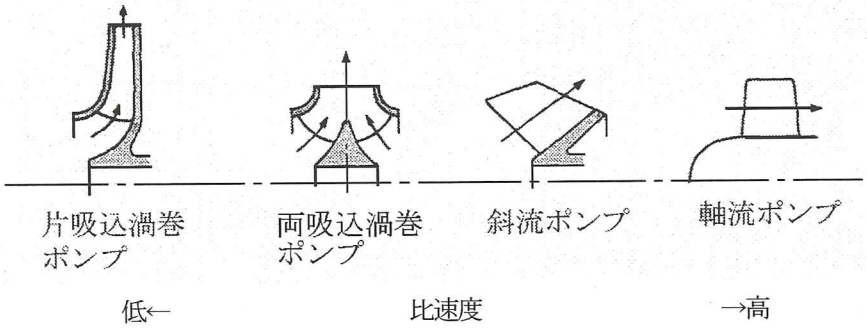


図6-1　比速度による羽根形状と水の流れ方向

高比速度化（高 Ns 化）とは、与えられた吐出し量と全揚程に対して回転速度を大きくすることであり、回転速度を高速化すれば羽根車の外形寸法が小さくなり、ポンプケーシングの小型、軽量化が図れる。

しかし、斜流形羽根を高比速度化することは、より軸流形羽根に近づくことになり、ポンプ効率と吸込性能の低下、小水量域における軸動力の増加という性能低下を来すことになる。軸流形羽根車の高比速度化も同様のことが言える。

従って、高比速度化の検討にあたっては、水位や運転時間などポンプの使用条件を十分考慮する必要がある。

6.1.2. ポンプ口径の小口径化

河川の排水ポンプとして多く使用されている、斜流ポンプあるいは軸流ポンプの口径は、計画吐出し量で流速が3 m/s 以下になるように決定されてきた。そこで、流速を30%程度速くして、計画吐出し量で流速を4 m/s 程度と高流速化することで、立軸ポンプの揚水管および吐出曲管の口径を、従来より1ランク小さくすることが可能になり、このこともポンプの高速化と言える。

しかし、高流速化により管内損失水頭が増えるので、効率が低下する。

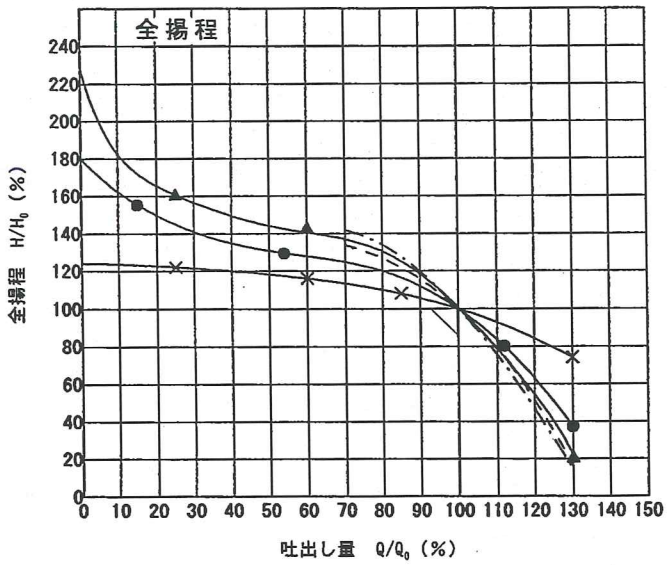
6.2. 高速化ポンプの特性

平成 13 年発行の「揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説」に高比速度ポンプについて、特性等が規定されたので、従来の比速度と高比速度にした場合のポンプ特性の比較を行った。

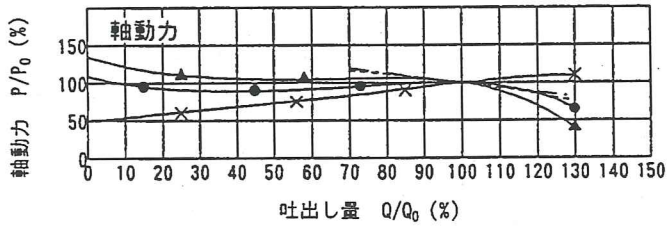
		斜流ポンプ		軸流ポンプ	
		従来Ns	高Ns化	従来Ns	高Ns化
比速度 (Ns)		900	1300	1500	2000
回転速度比 従来Ns斜流ポンプを100とする		100	144	167	222
吸込比速度 (S)			従来 Ns より吸込性能は低下する		従来Nsより吸込性能は低下する
	100% 吐出し量	1350	1300	1250	1200
	130% 吐出し量	880	680	640	580
効率			従来Nsより2%低下する		従来 Ns より 3%低下する
軸動力		軸動力に対する原動機出力の余裕率は10%	従来 Ns より小水量域で大きくなり締切運転は不可 軸動力に対する原動機出力の余裕率は 15～20%	軸動力に対する原動機出力の余裕率は 15～20%	従来Nsより小水量域で大きくなる 軸動力に対する原動機出力の余裕率は 20～25%
全揚程			従来 Ns より大水量域では全揚程が低くなり、吐出し量は減る		大水量域でも従来 Ns とほぼ同程度

揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説では、以下の特性曲線が示された。

(a) 揚程曲線

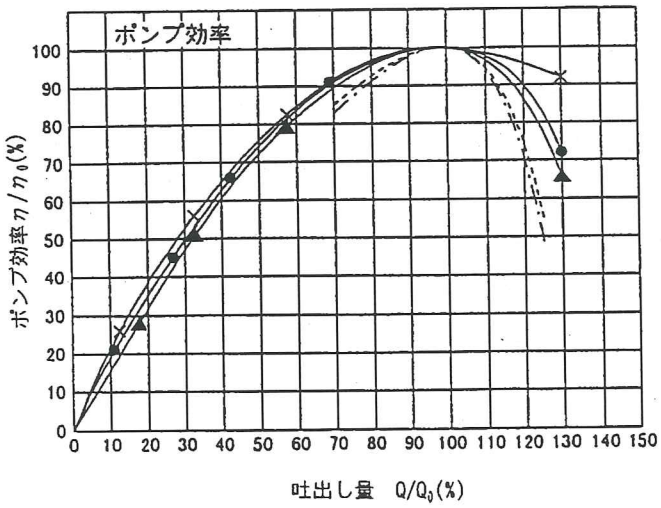


(b) 軸動力曲線



H_0 ：設計点での全揚程
η_0 ：設計点での効率
P_0 ：設計点での軸動力
Q_0 ：設計点での吐出し量
H ：各吐出し量での全揚程
P ：各吐出し量での軸動力
η ：各吐出し量での効率
Q ：各点での吐出し量

(c) 効率曲線



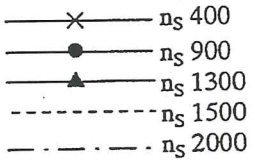


図 6-2　ポンプの特性比較

6.3. 高速化ポンプの適用課題

オープン形吸水槽で高速化ポンプを採用した場合の、キャビテーションと原動機出力について従来ポンプと比較し、コスト等への影響を抽出する。

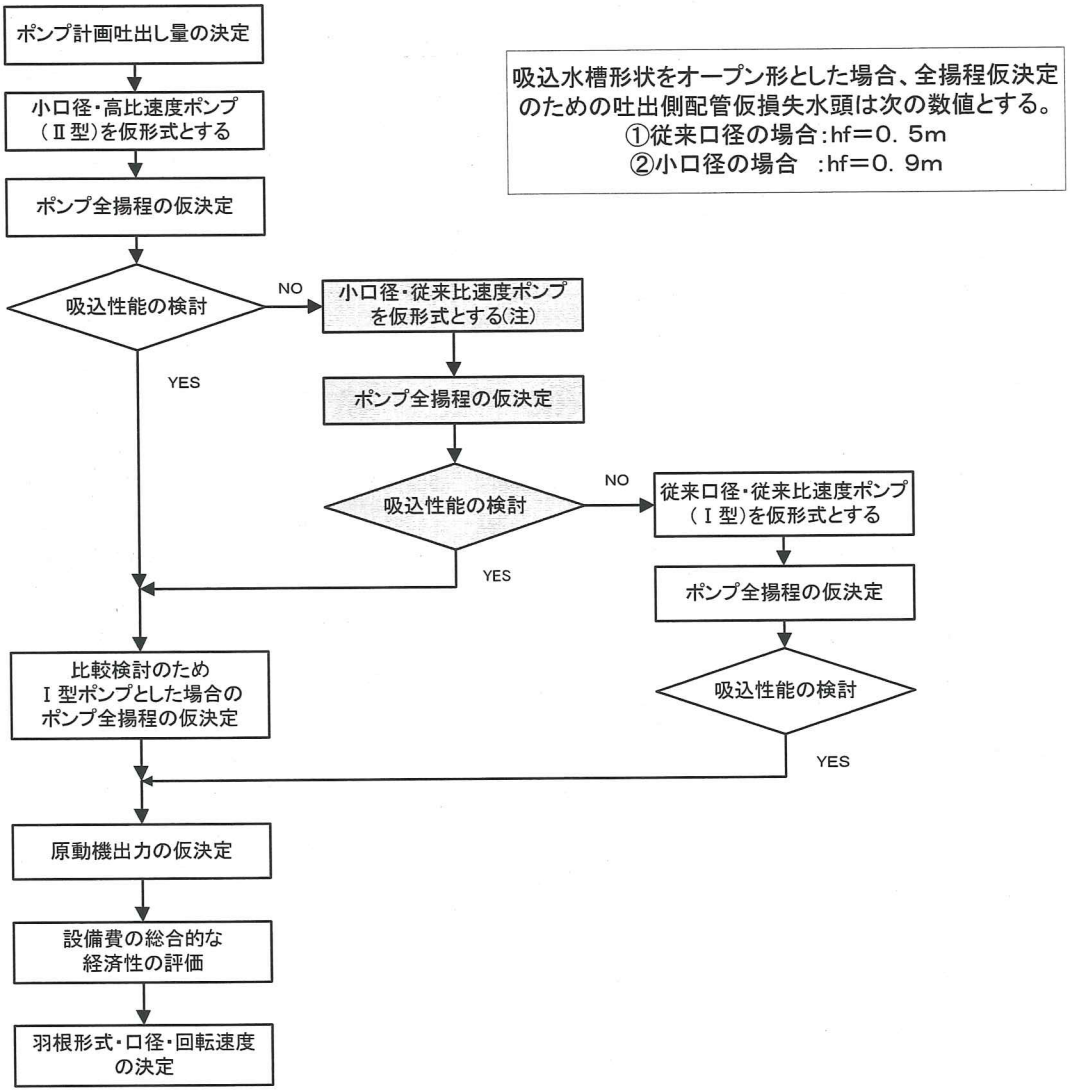
吐　出　し　量	$5\ m^3/s$	
実　揚　程	3 m	
ポンプ形式および長さ	立軸軸流ポンプ	ポンプ長さ L=4m
種　　類	従来比速度、従来口径（Ⅰ型）	高比速度、小口径（Ⅱ型）
比　速　度	1500	2000
口　　径	1500 mm	1350 mm
損　失　水　頭	0.5 m	0.9 m
全　揚　程	3.5 m	3.9 m
ポンプ効率	83 %	76 %
100%流量吸込比速度	1250	1200
最大流量吸込比速度	700（128%Q）	720（124%Q）
必要 NPSH（L.L.W.L）	10.98 m	10.98 m
必要 NPSH（L.W.L）	11.28 m	11.28 m
利用 NPSH（Hsv0）	4.47 m	7.69 m
利用 NPSH（Hsv）	9.69 m	15.19 m
キャビテーションの判定	設計点 10.98 m＞4.47 m（運転可）	設計点 10.98 m＞4.47 m（運転可）
	最低実揚程点 11.28 m＞9.69 m（運転可）	最低実揚程点 11.28 m＜15.19 m（運転不可）
減速機効率	96.5%（機付きファン空冷型１段減速）	
軸動力	214.1 kW	260.6 kW
原動機の余裕率	20 %	25 %
ディーゼル機関出力	260 kW	330 kW
循環水冷式ディーゼル機関のメーカ別形式 機関回転速度 $1000min^{-1}$	A 社：6DL-16	A 社：6DL-16
	B 社：S6R2-PTA-K	B 社：S6R2-PTK-K
	C 社：6NY16L-EN	C 社：S185L-UT
課　題	揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説で規定された、吸水槽寸法が採用できるので、課題はない。	キャビテーション対策で吸水槽の底を標準より 4 m 程度下げる必要があること。原動機出力が大となること。

6.4. 高速化ポンプの適用範囲の検討

高速化ポンプの適用は、性能を基準としてポンプの仕様を決定するという新しい考え方に則り、総合的な経済性評価を行い決定しなければならない。

検討の順番としては、新たに平成 13 年度版「揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説」で規定されたⅡ型（高比速度・小口径ポンプ）の使用可否から行う。

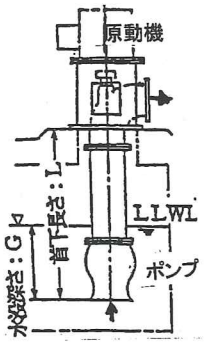
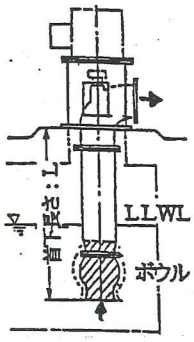
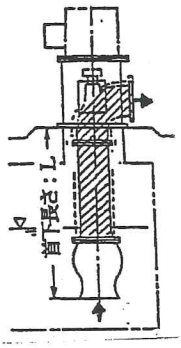
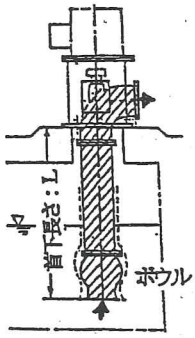
仮の全揚程から小口径・高比速度の羽根形式（軸流あるいは斜流）を仮定し、選択された羽根形式の吸込性能を検討する。吸込性能の検討で、運転範囲においてキャビテーションが発生するようであれば、比速度を小さくして吸込性能を再検討し、運転可能な比速度まで検討を行う。すなわち従来比速度で口径を小さくした場合（下図注）の検討、そしてⅠ型（従来比速度・従来口径ポンプ）の検討を順次行うものとする。なお、横軸ポンプは高速化によりキャビテーションが発生しやすくなるために、小口径化、高比速度化は検討しないものとする。



6.5. 高速化ポンプと従来ポンプの比較

従来ポンプと高速化ポンプの比較を次表に示す。

データは、平成 13 年度版揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説による。

	従来口径ポンプ（Ⅰ型）	高比速度化ポンプ	小口径化ポンプ	高比速度・小口径化ポンプ（Ⅱ型）
口径	Ⅰ型	Ⅰ型と同じ	Ⅱ型と同じ	Ⅱ型
全揚程			吐出し配管、弁も小口径化すると従来ポンプより高くなる	吐出し配管、弁も小口径化すると従来ポンプより高くなる
比速度	斜流形 900 軸流形 1500	斜流形 1300 軸流形 2000	斜流形 900 軸流形 1500	斜流形 1300 軸流形 2000
ポンプ効率	一番高い	Ⅰ型ポンプより低い 斜流形で 2% 軸流形で 3%	Ⅰ型ポンプより低い 斜流形で 2～3% (全揚程による) 軸流形で 4～5% (全揚程による)	Ⅰ型ポンプより低い 斜流形で 4～5% (全揚程による) 軸流形で 7～8% (全揚程による)
吸込比速度	斜流形 1350 軸流形 1250	斜流形 1300 軸流形 1200	斜流形 1350 軸流形 1250	斜流形 1300 軸流形 1200
原動機出力の余裕率	斜流ポンプ 10% 軸流ポンプ 15～20%	斜流ポンプ 15～20% 軸流ポンプ 20～25%	斜流ポンプ 10% 軸流ポンプ 15～20%	斜流ポンプ 15～20% 軸流ポンプ 20～25%
概念図 斜線部は高速化した部分				

7. 高流速化水路モデルのシミュレーション

7.1. 機場条件と検討ケースの設定

1） 機場規模

実機場に則した下記2機場とする。

・6 m^3/s 機場　(3 m^3/s×2 台)

・10 m^3/s 機場　(5 m^3/s×2 台)

2） 吸込水路形状

オープンピット形およびセミクローズピット形とする。ただし、6 m^3/s 機場の場合主ポンプが 3 m^3/s であるため、セミクローズピット形は施工上適用困難である。従って、3m^3/s ポンプはオープンピット形のみとする。尚、3m^3/s ポンプのオープンピット形水槽ではバッフルの位置がずれた場合のことも検討する。また、ずれ量は10%（口径1000 mm で100 mm）とする。

3） ポンプ比速度

Ns=900 および1300 の双方とする。

4） 水位条件

LLWL とする。

5） 検討ケース

以上の条件を組合せ、次の全8 ケースをシミュレーション対象とする。

表 7-1　検討ケース

	6 m^3/s 機場				10 m^3/s 機場			
水槽形状	オープン				オープン		セミクローズ	
バッフルのずれ	無		有		無		無	
ポンプ Ns	900	1300	900	1300	900	1300	900	1300
検討ケース	ケース1	ケース2	ケース3	ケース4	ケース5	ケース6	ケース7	ケース8

6） 解析ソフト

渦の解析ソフトは汎用性のある STAR-CD が広く使用されているが、水中渦など渦の特定がむずかしいことから、STAR-CD の流れ解析の流速分布より渦の強さを求め、渦発生の有無を判定する渦発生予測シミュレーションを適用する。

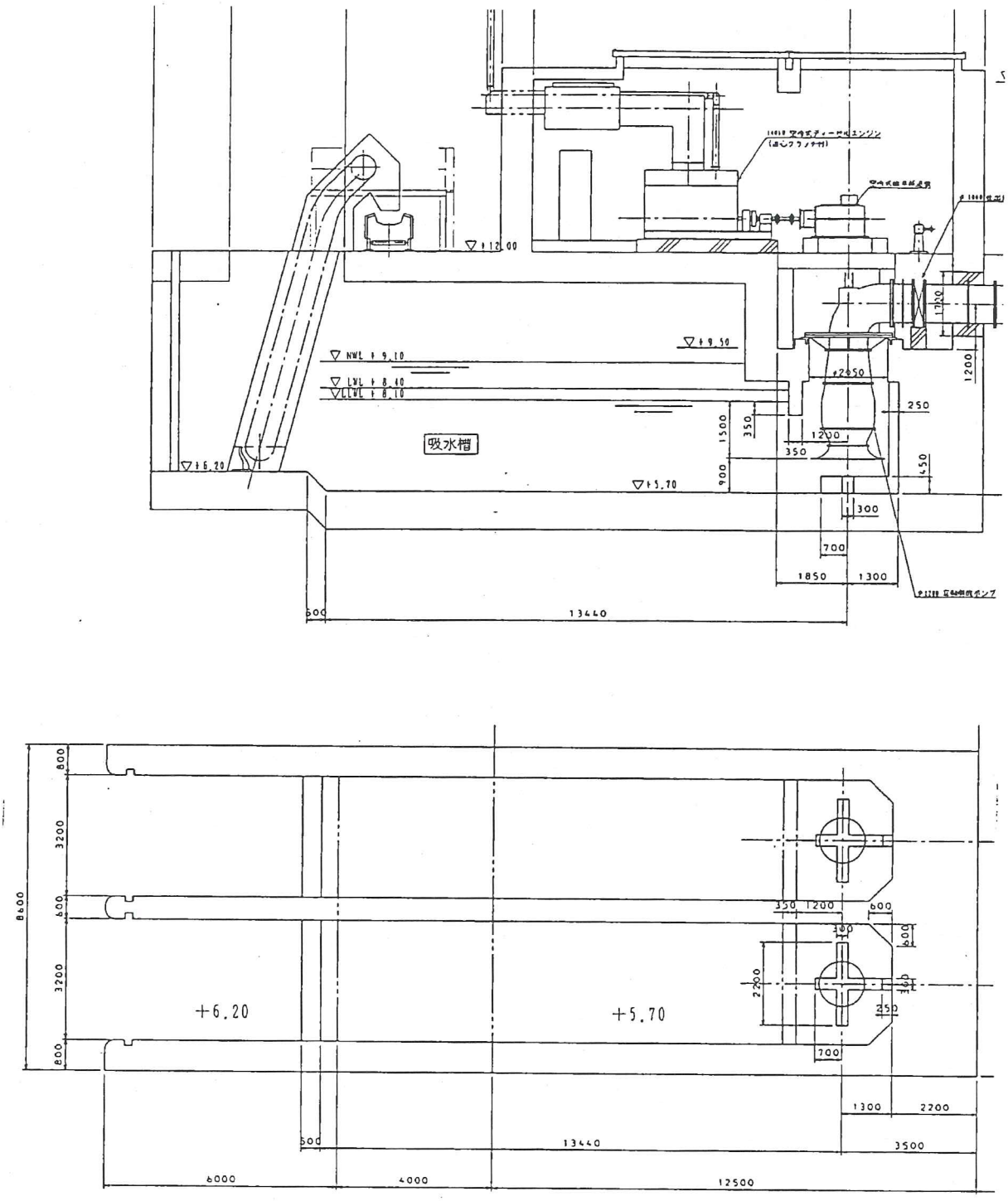

吸水槽
NWL +9.10
LWL +8.40
LLWL +8.10
+12.00
+9.50
+6.20
+5.70
13440
1850
1300
700
300
1200
350
250
450
1500
900
+6.20
+5.70
8600
3200
400
600
13440
6000
4000
12500
3500
2200
1300
350
600
700

図 7-1　6 m^3/s 機場

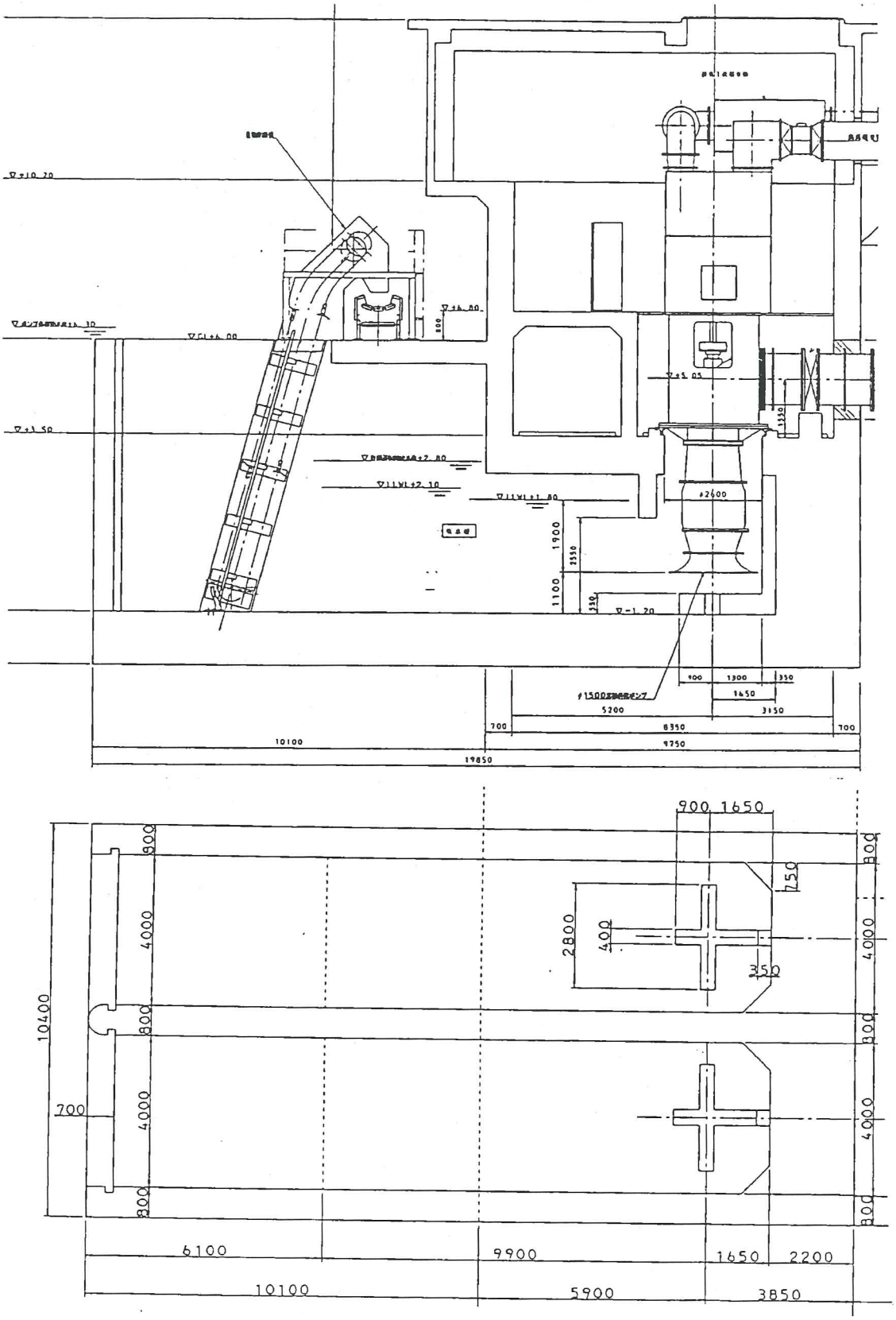

10100
19850
5200
8350
9750
3150
1650
1300
900
700
1900
1100
2800
400
350
150
10400
6100
9900
1650
2200
5900
3850

図 7-2　10 m^3/s 機場

7.2. 流れ解析モデル

以下図 7-3、図 7-4 および図 7-5 に流れ解析に用いた水槽形状の概要を示す。

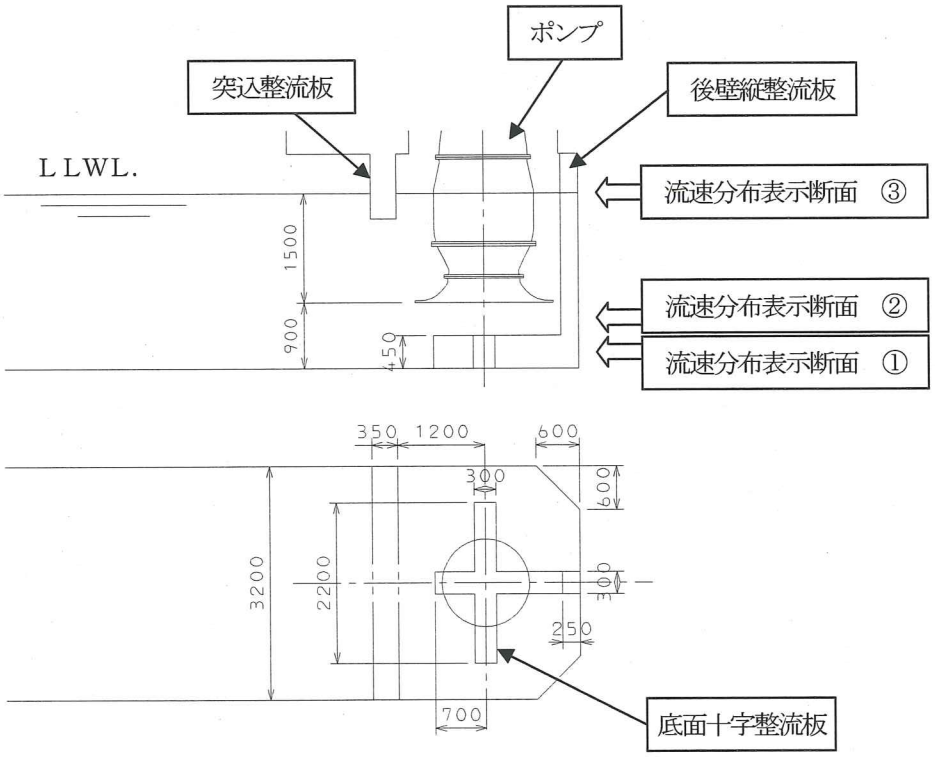


図 7-3　6 m^3/s 機場のオープン水槽形状

（ケース 1 およびケース 2（バッフルのずれ無し）、ケース 3 およびケース 4（バッフルのずれ有り））

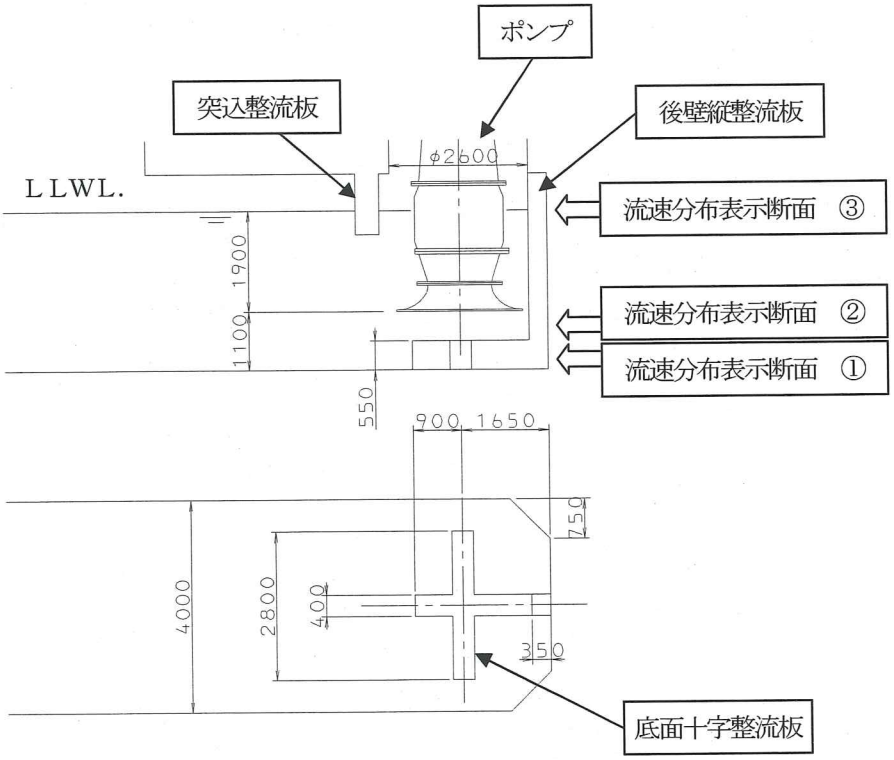


図 7-4　10 m^3/s 機場のオープン水槽形状　（ケース 5 およびケース 6）

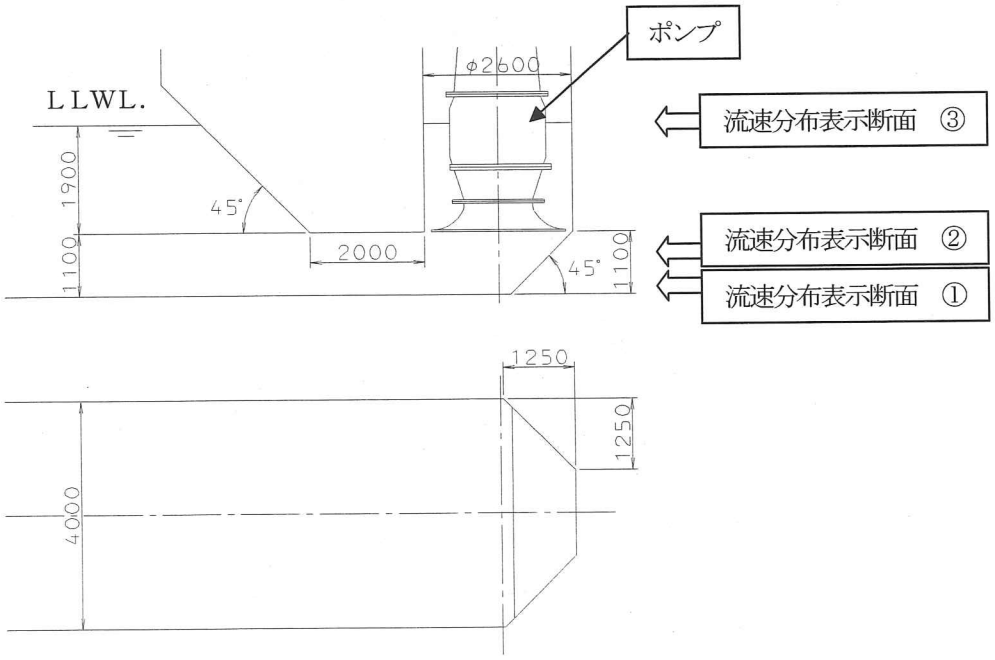


図 7-5　10 m^3/s 機場のセミクローズ水槽形状　（ケース 7 およびケース 8）

7.3. 流れ解析結果

1）以下図 7-6 および図 7-7 にケース 1 の流速分布、空気吸込渦、水中渦発生予測結果を示す。

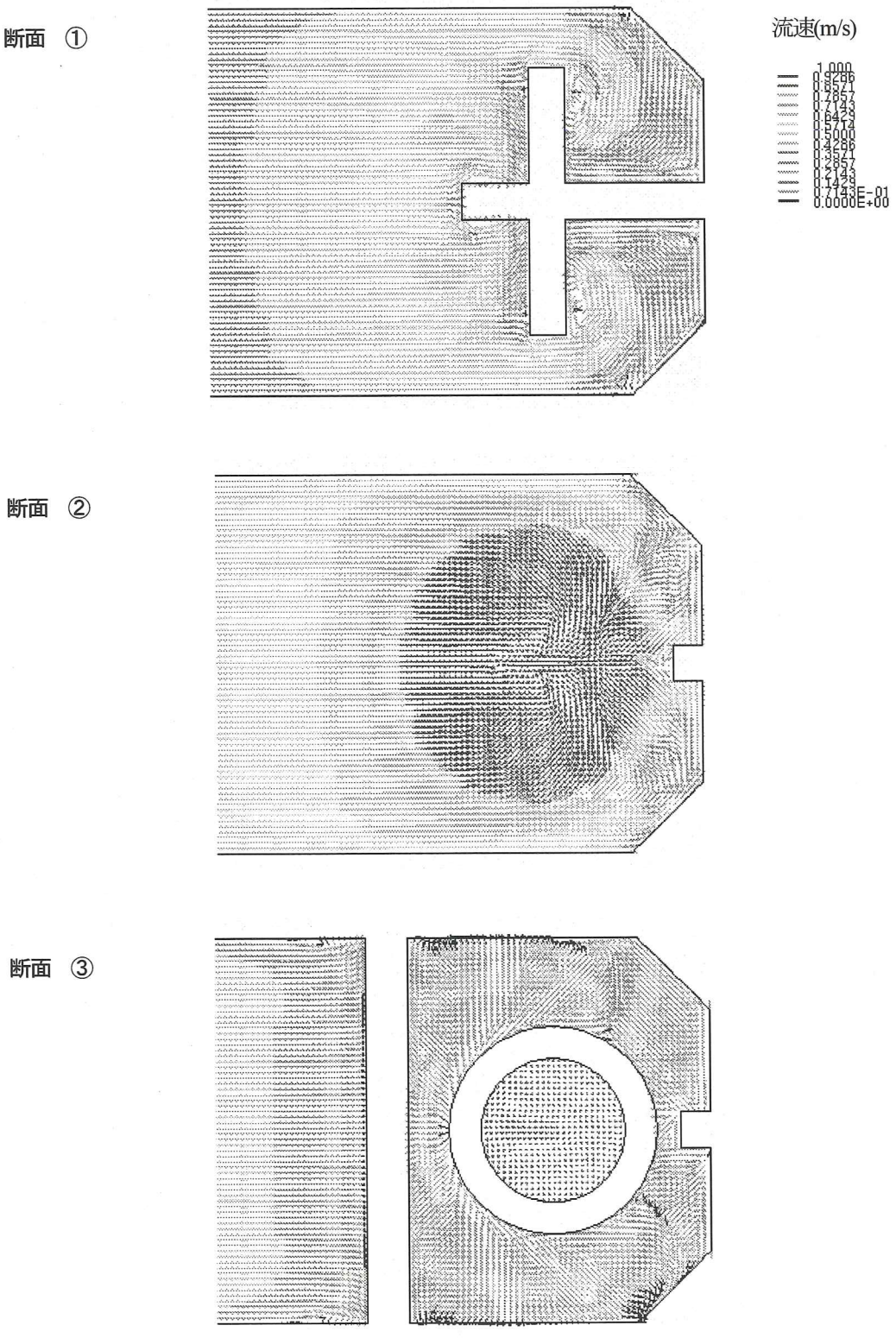
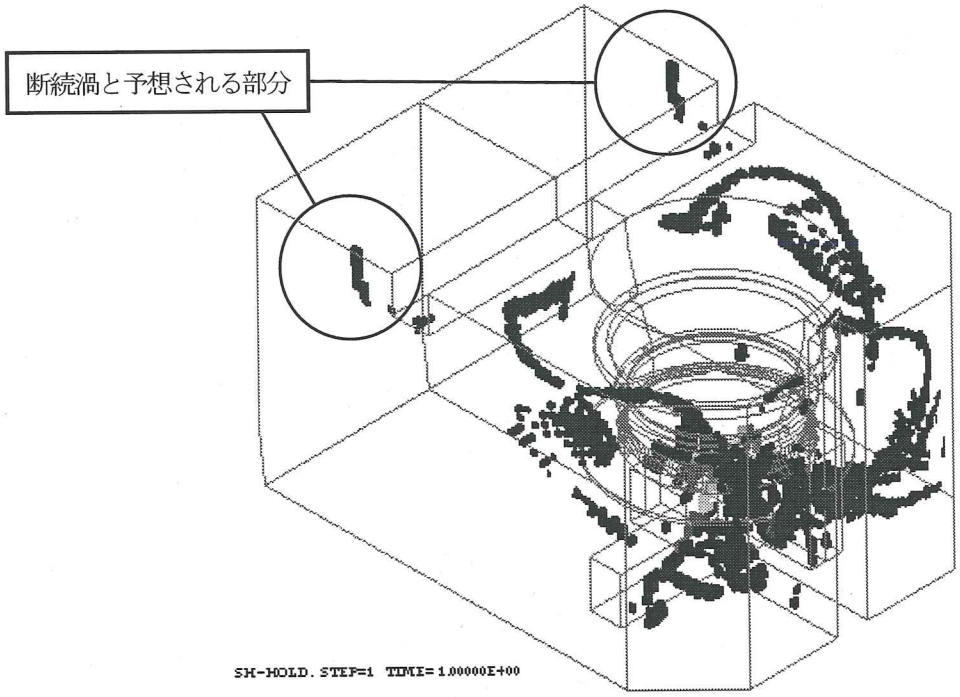
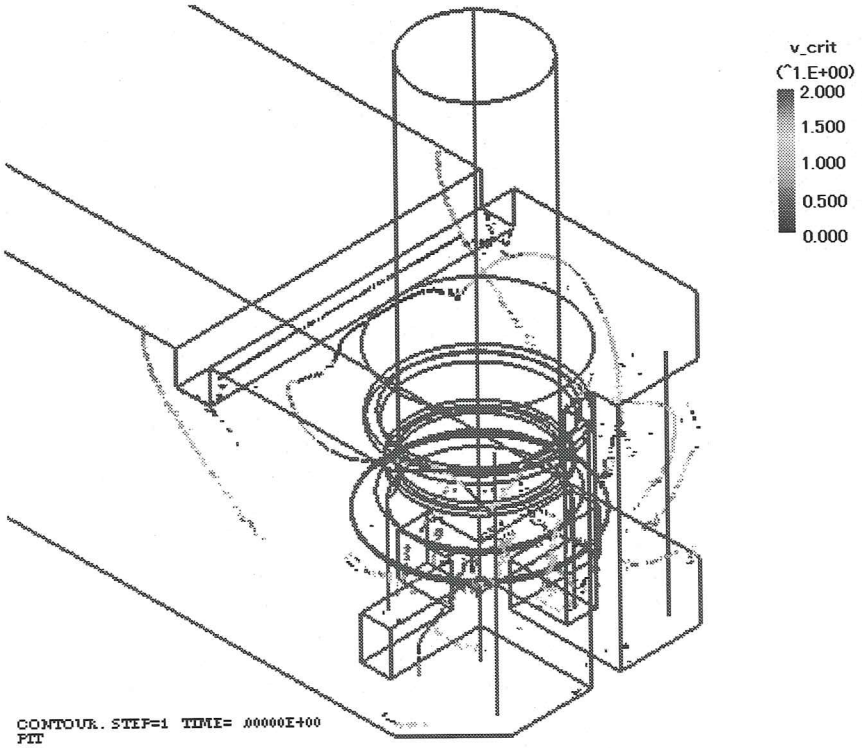


図 7-6　流速分布（平面図）



空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

図 7-7　渦予測結果

2）以下図 7-8 および図 7-9 にケース 2 の流速分布、空気吸込渦、水中渦発生予測結果を示す。

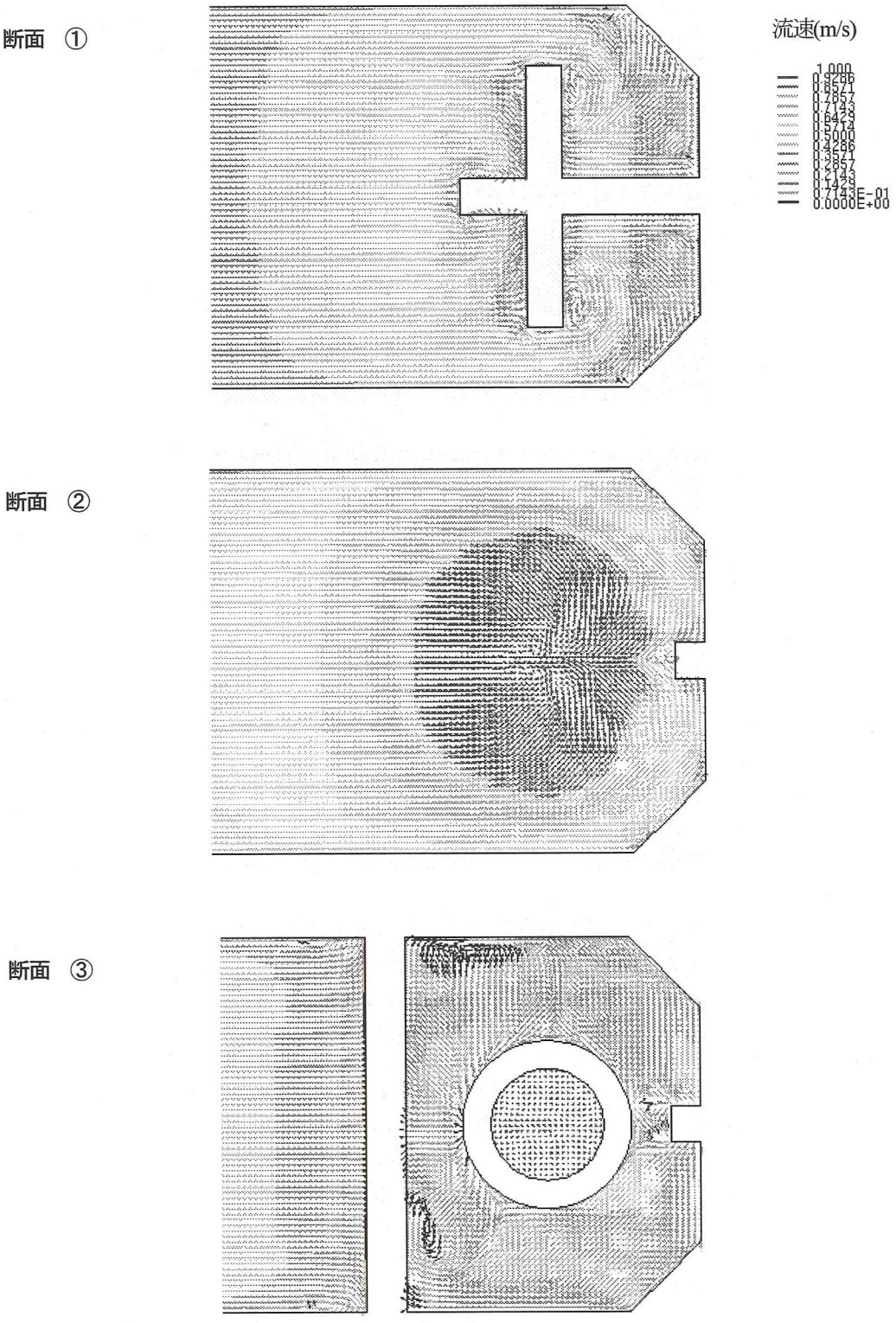
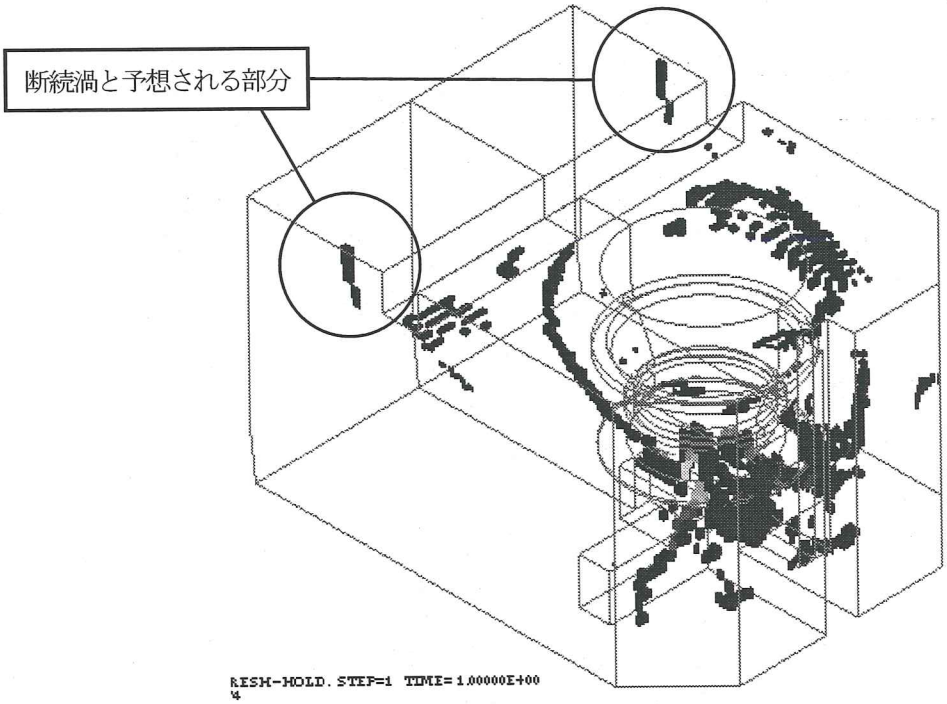
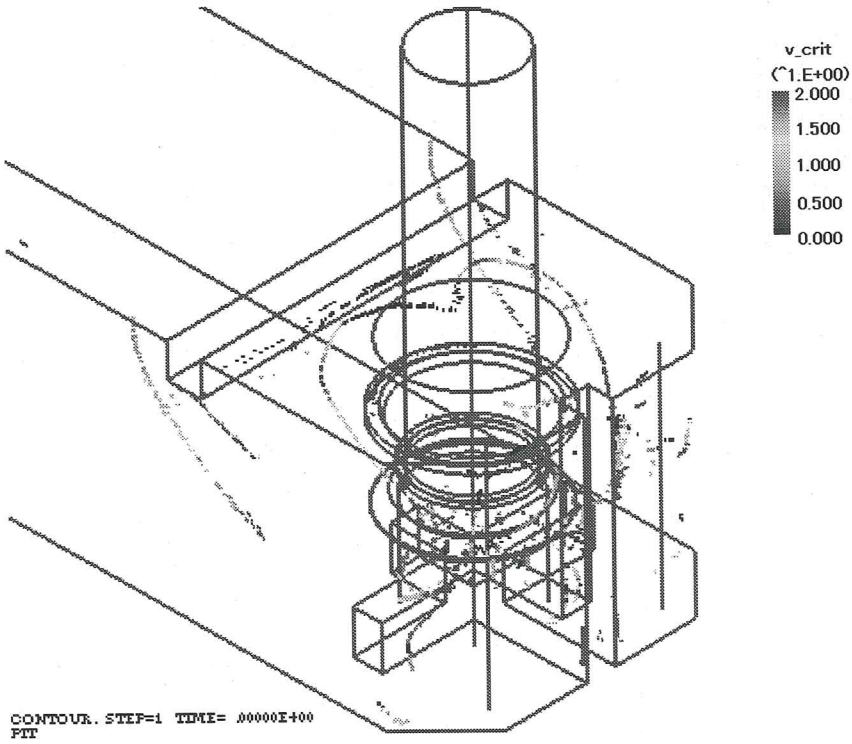


図 7-8　流速分布（平面図）



空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

図 7-9　渦予測結果

3）以下図 7-10 および図 7-11 にケース 3 の流速分布、空気吸込渦、水中渦発生予測結果を示す。

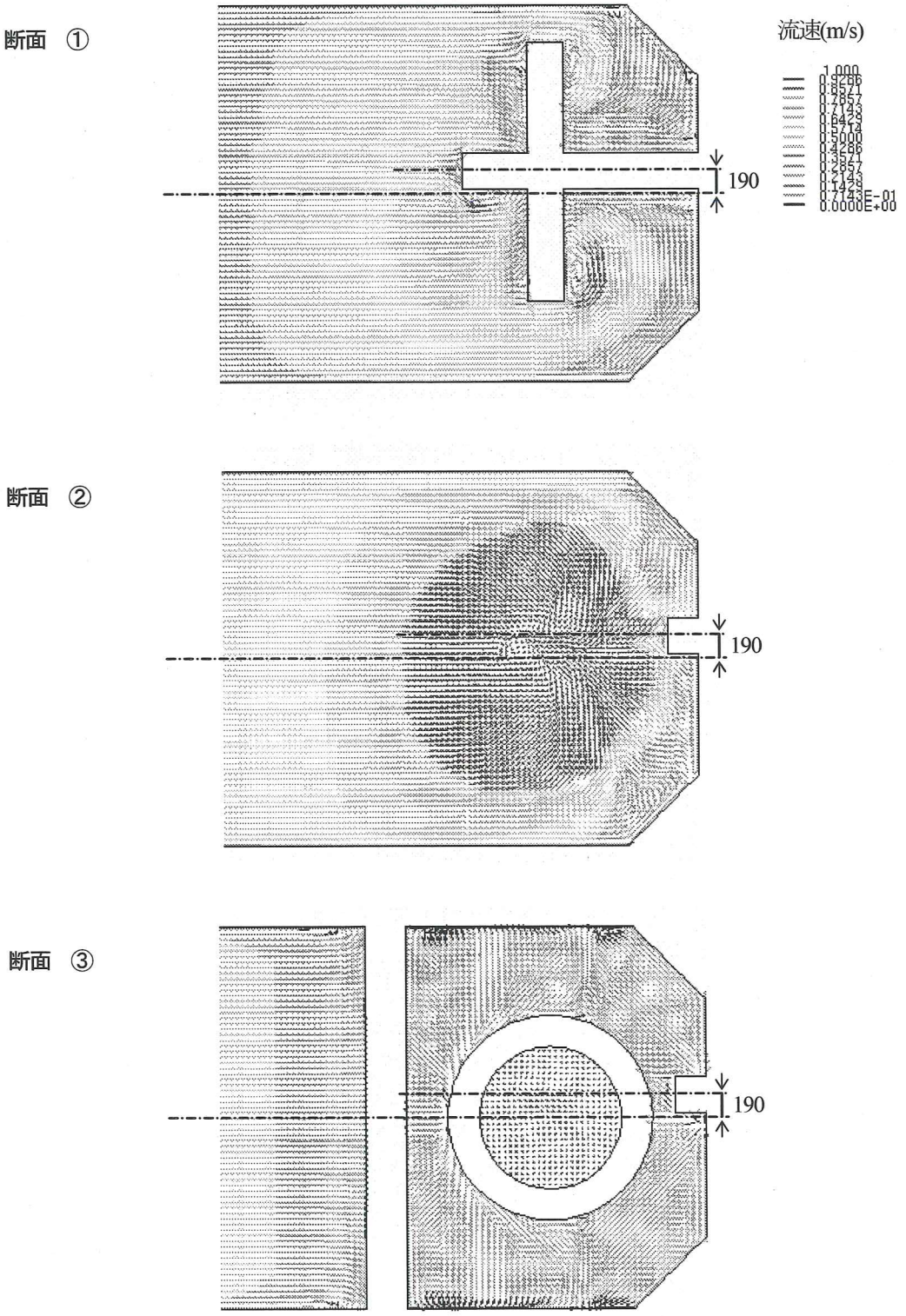
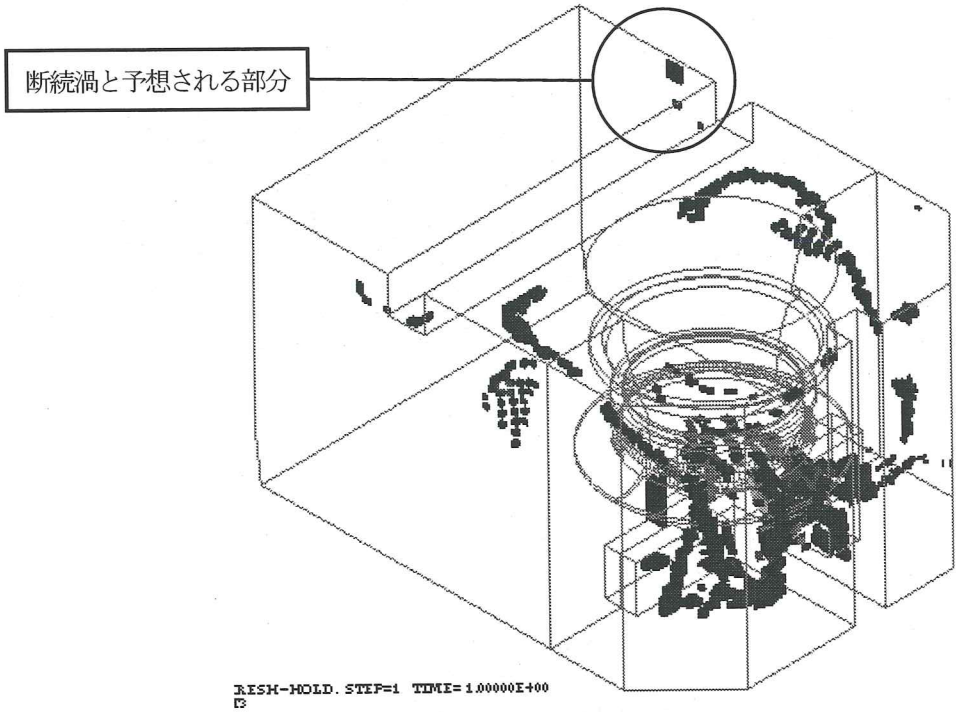
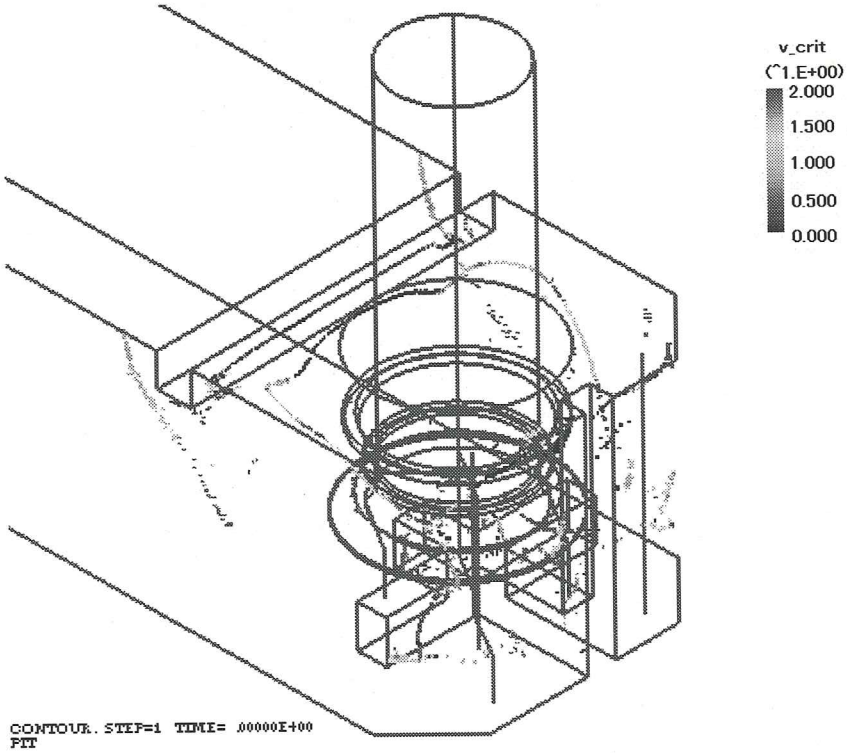


図 7-10　流速分布（平面図）



空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

図 7-11　渦予測結果

4）以下図 7-12 および図 7-13 にケース 4 の流速分布、空気吸込渦、水中渦発生予測結果を示す。

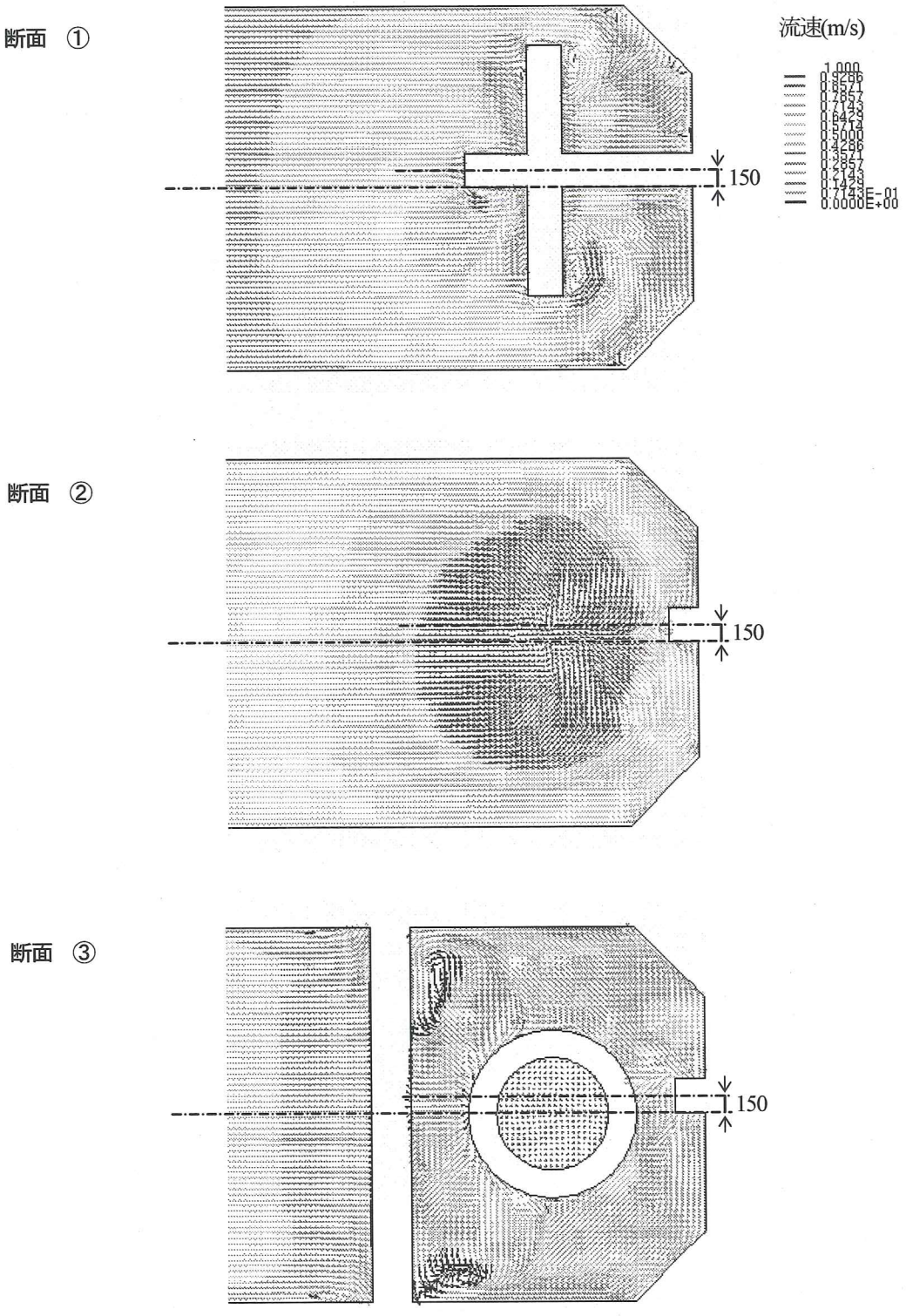
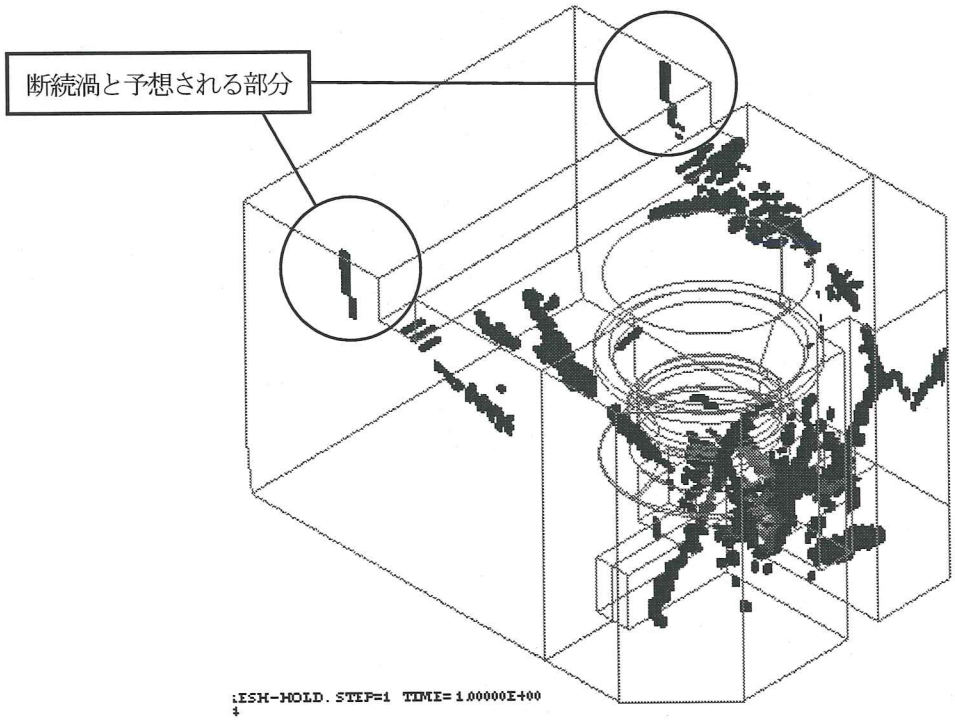
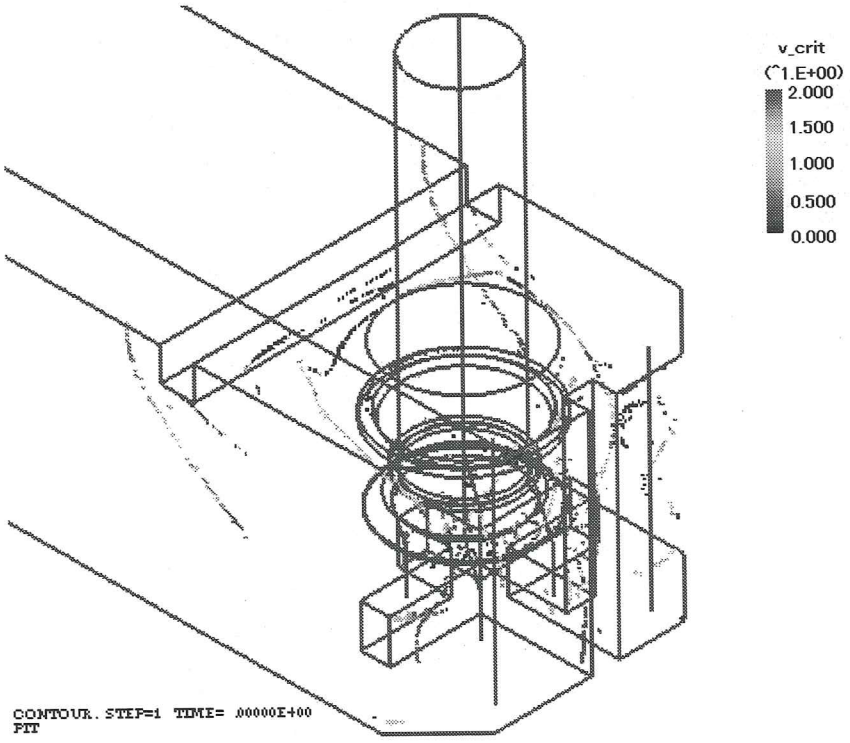


図 7-12　流速分布（平面図）



空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

図 7-13　渦予測結果

5）以下図 7-14 および図 7-15 にケース 5 の流速分布、空気吸込渦、水中渦発生予測結果を示す。

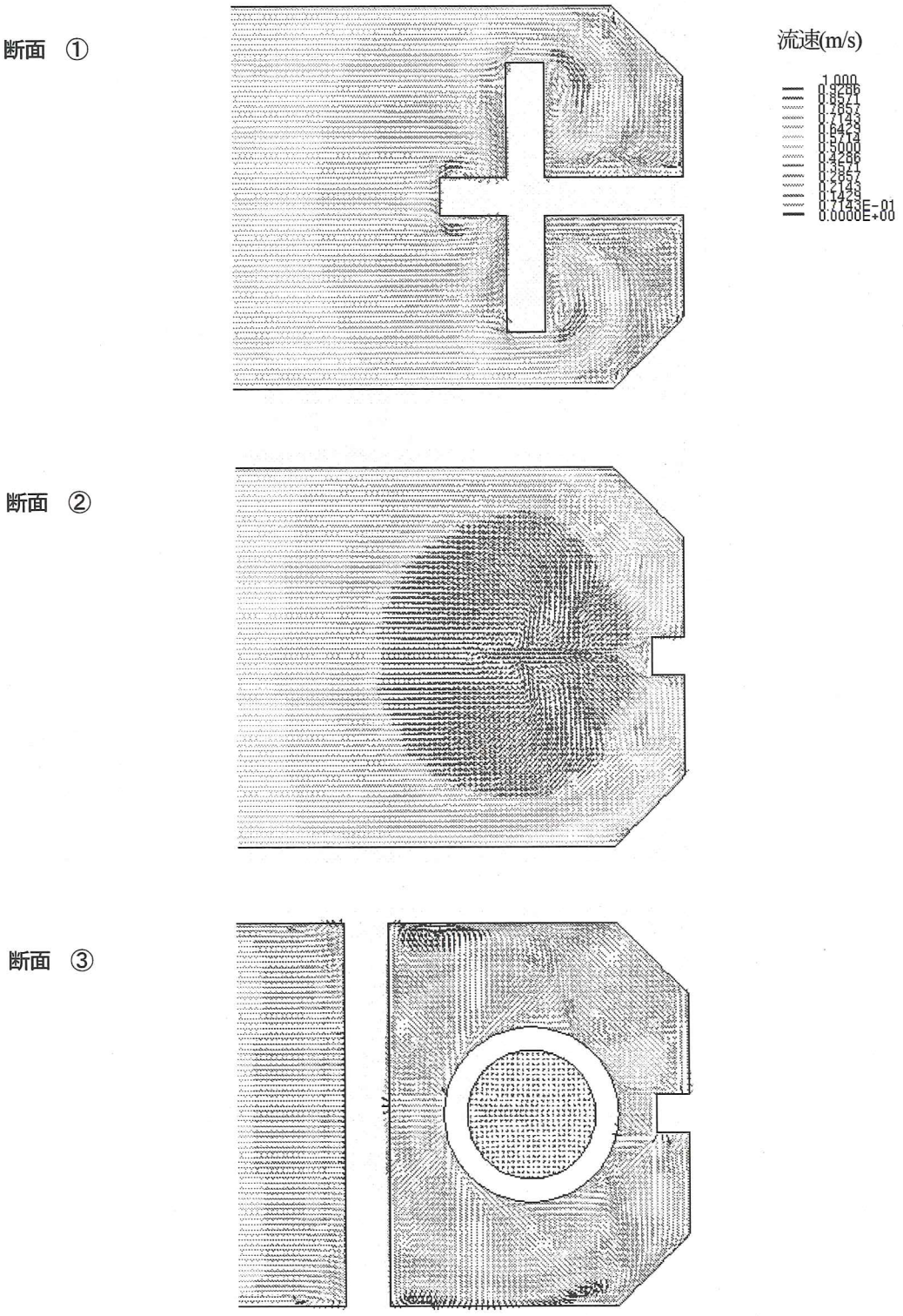
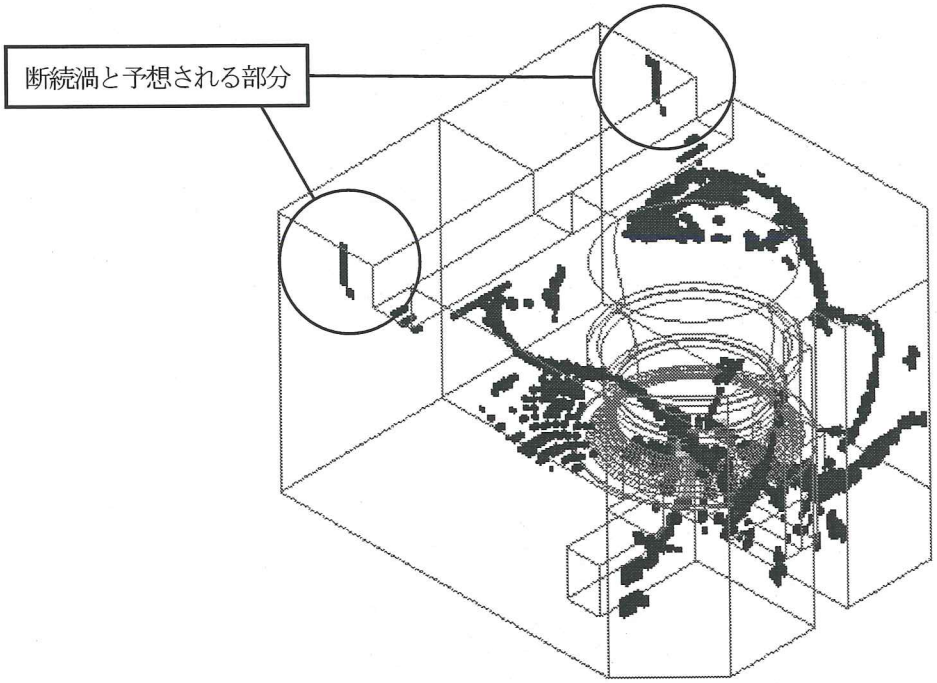
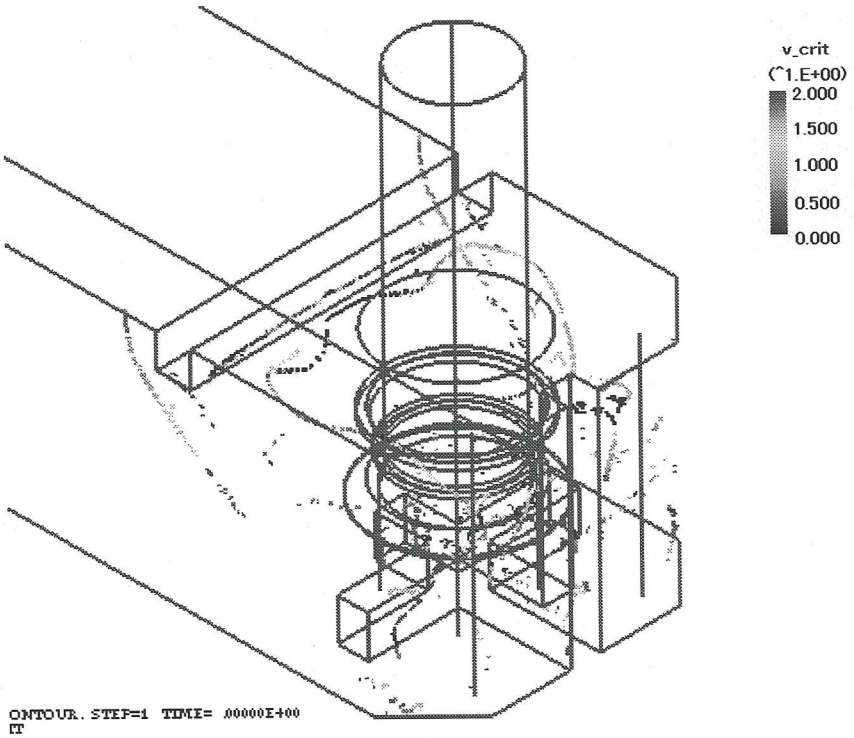


図 7-14　流速分布（平面図）



空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

図 7-15　渦予測結果

6）以下図 7-16 および図 7-17 にケース 6 の流速分布、空気吸込渦、水中渦発生予測結果を示す

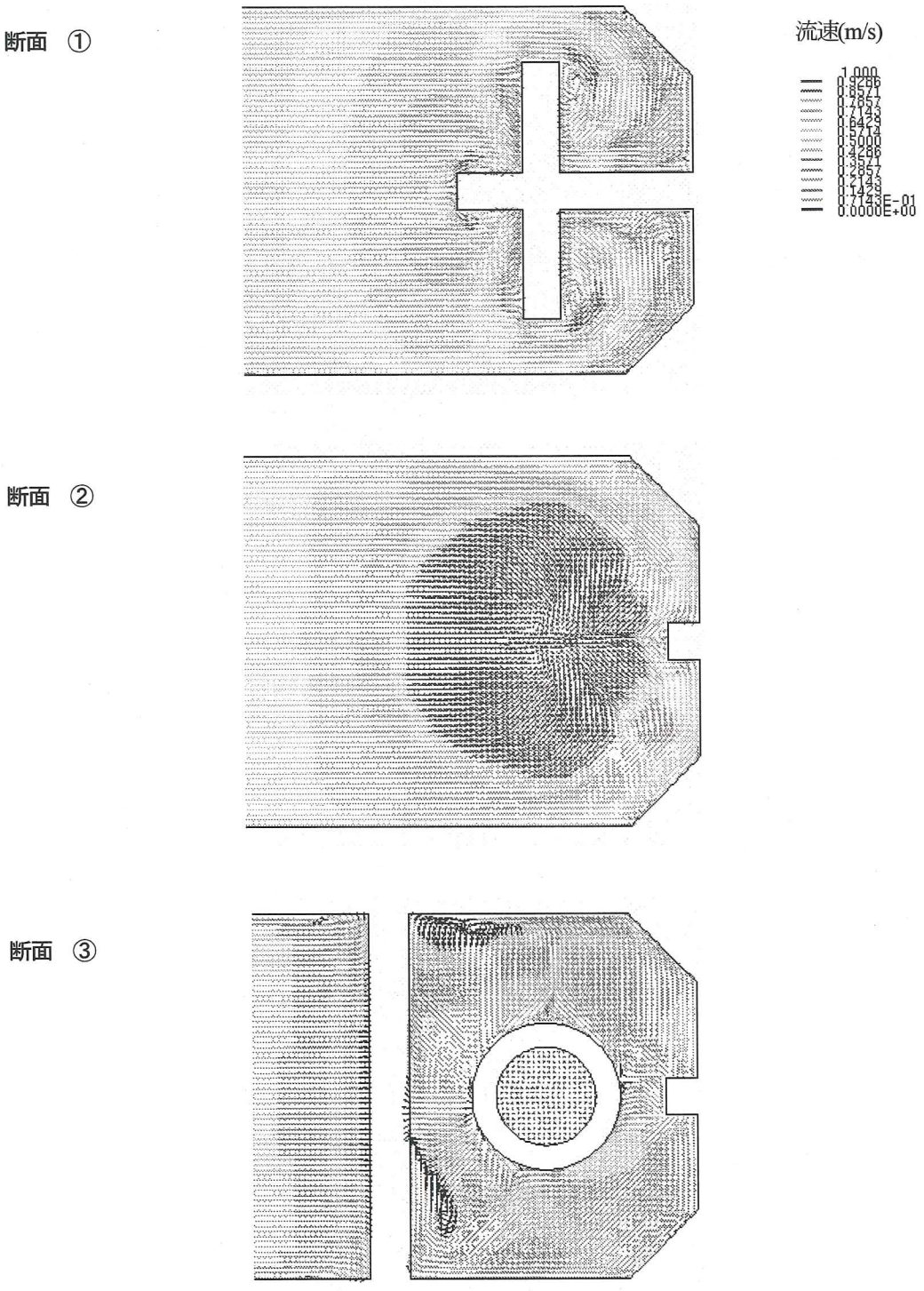
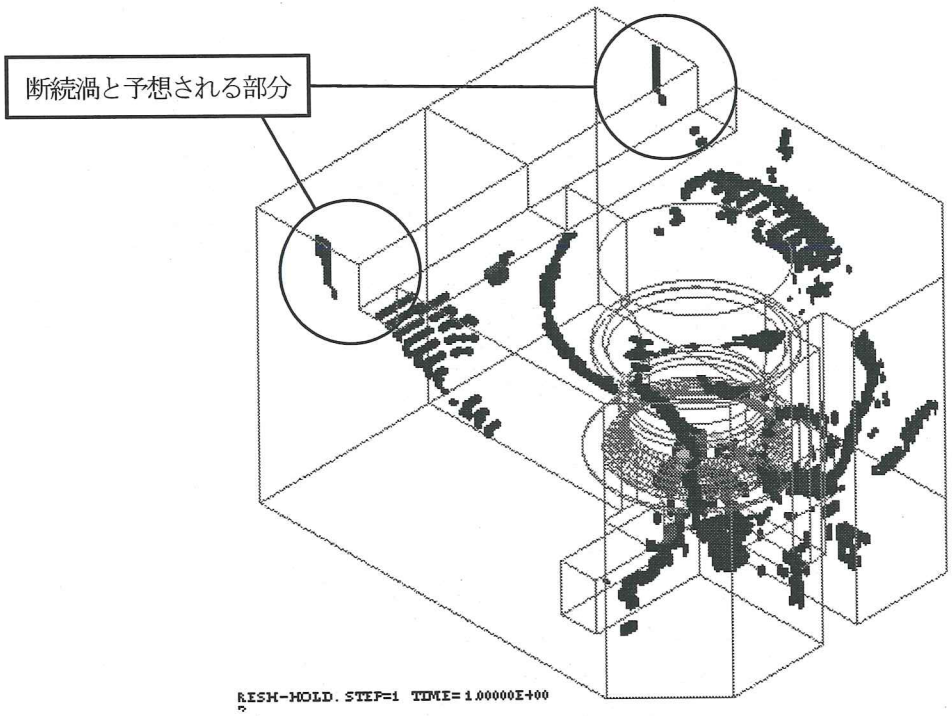
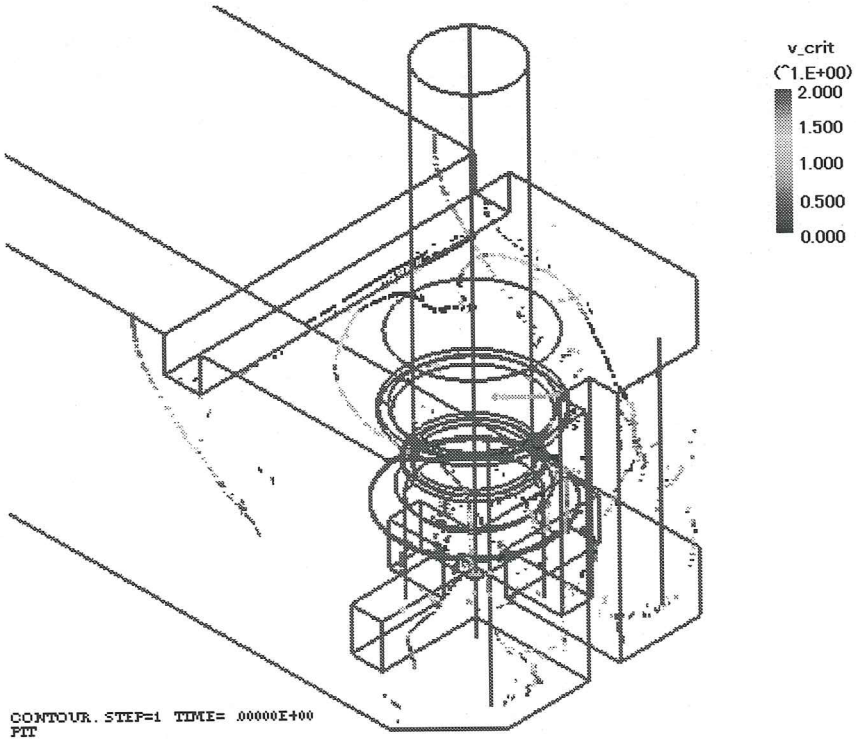


図 7-16　流速分布（平面図）



空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

図 7-17　渦予測結果

7）以下図 7-18 および図 7-19 にケース 7 の流速分布、空気吸込渦、水中渦発生予測結果を示す。

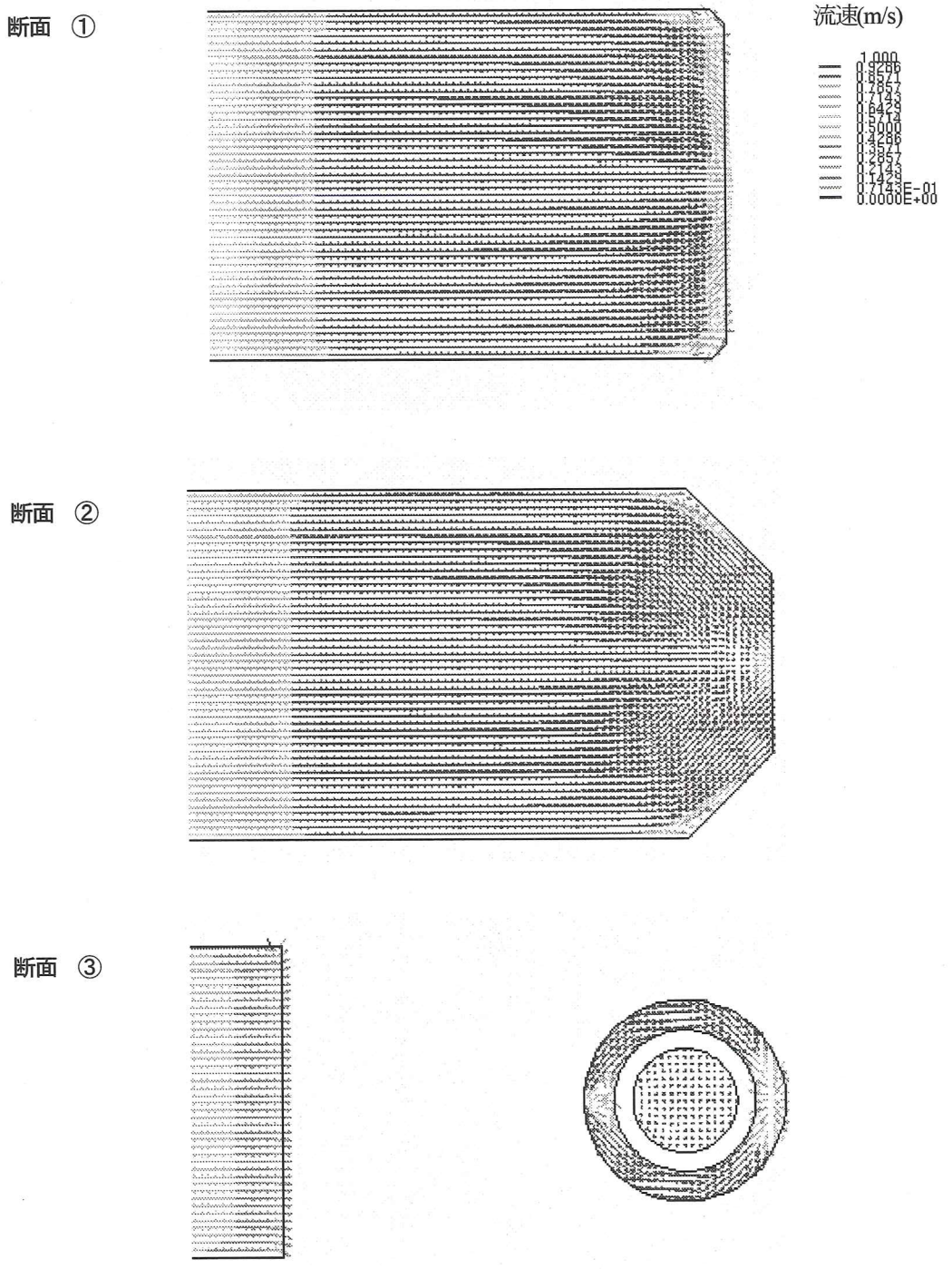
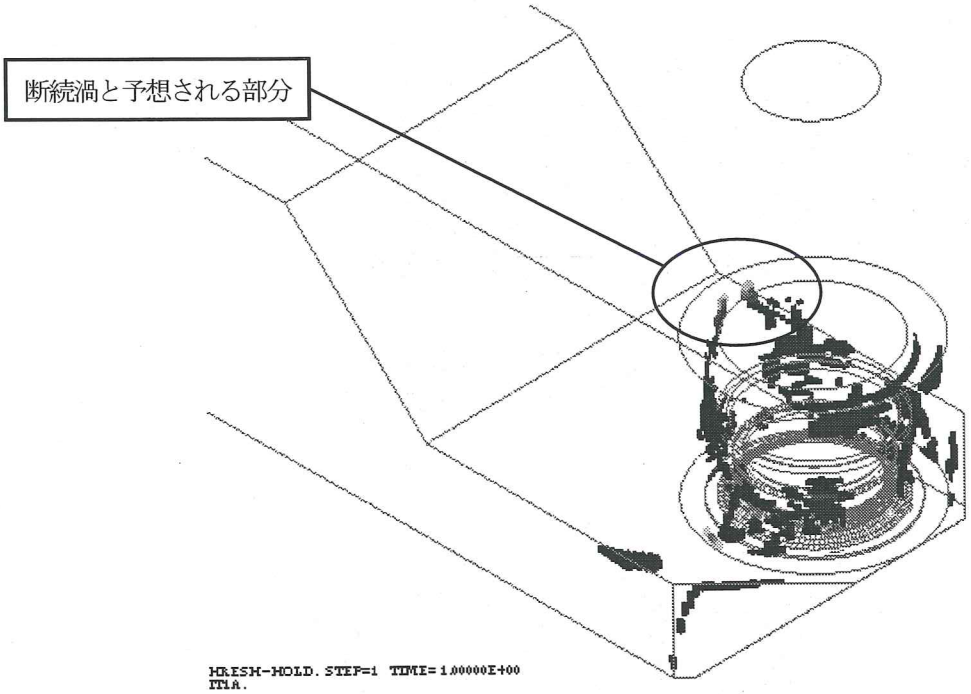
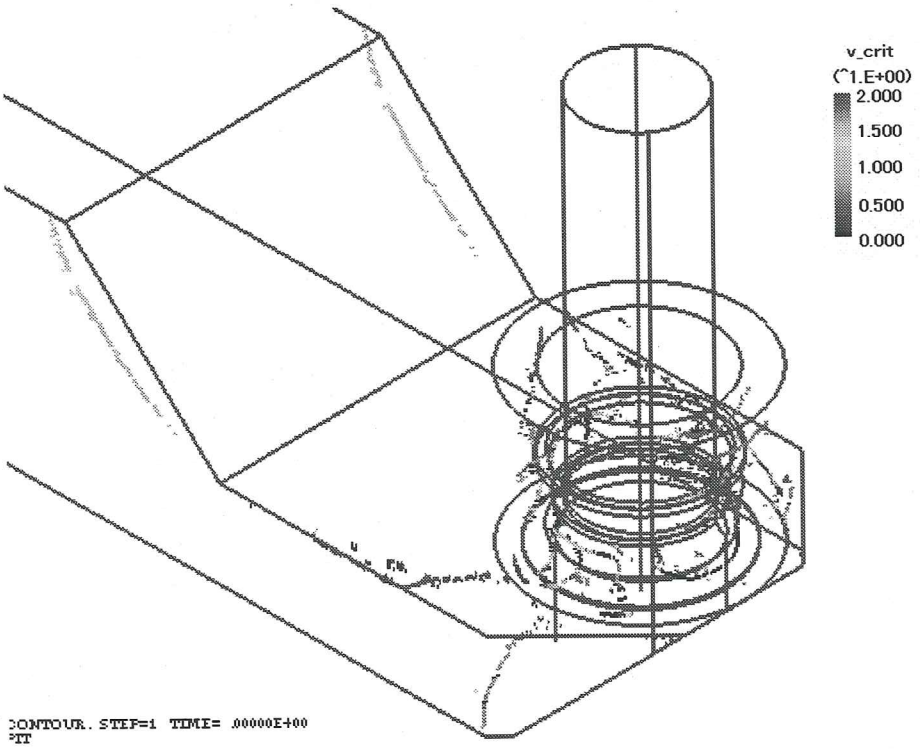


図 7-18　流速分布（平面図）



空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

図 7-19　渦予測結果

8）以下図 7-20 および図 7-21 にケース 8 の流速分布、空気吸込渦、水中渦発生予測結果を示す。

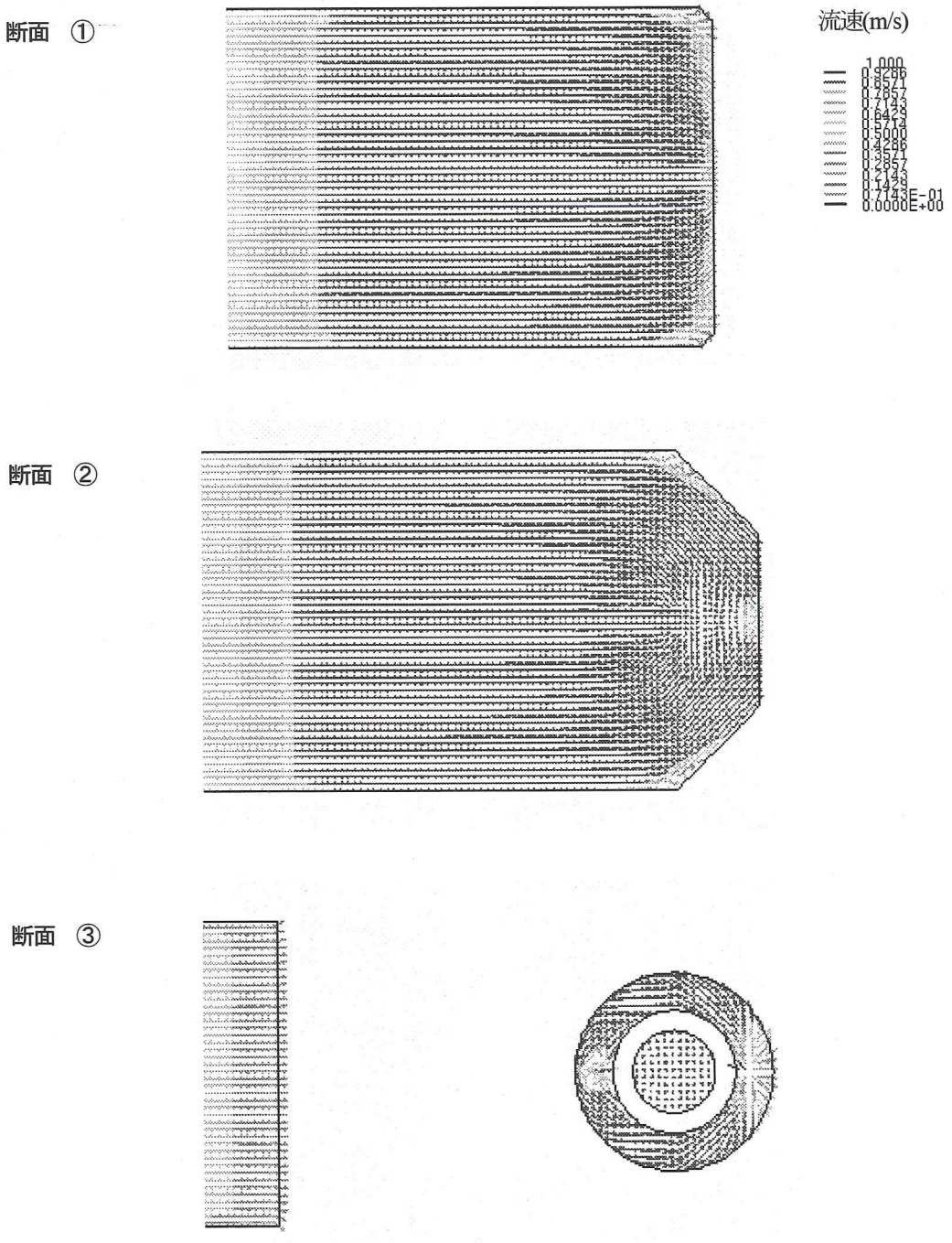
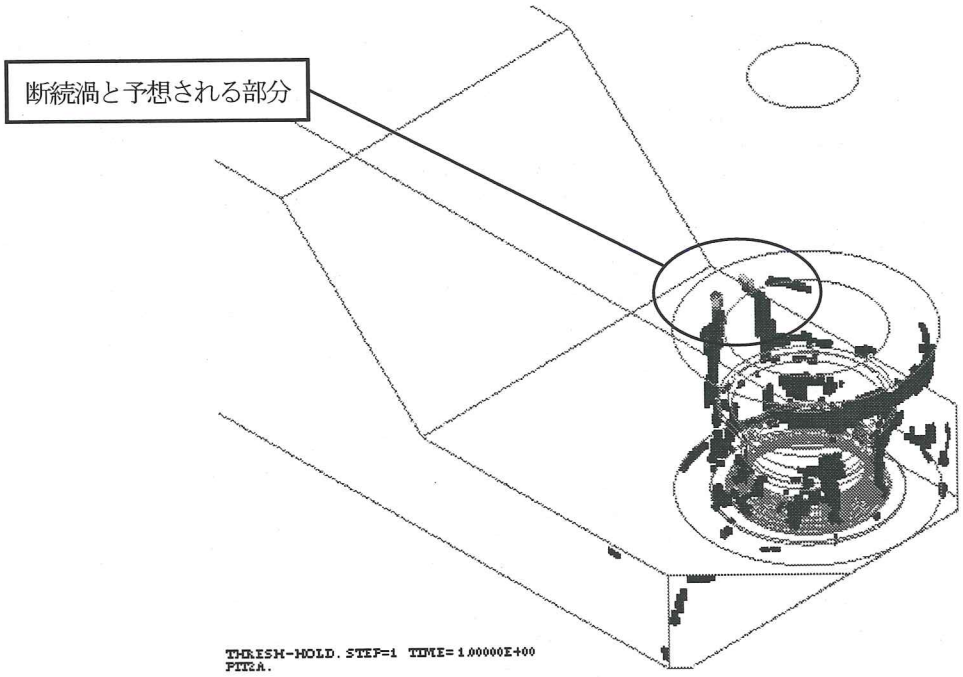
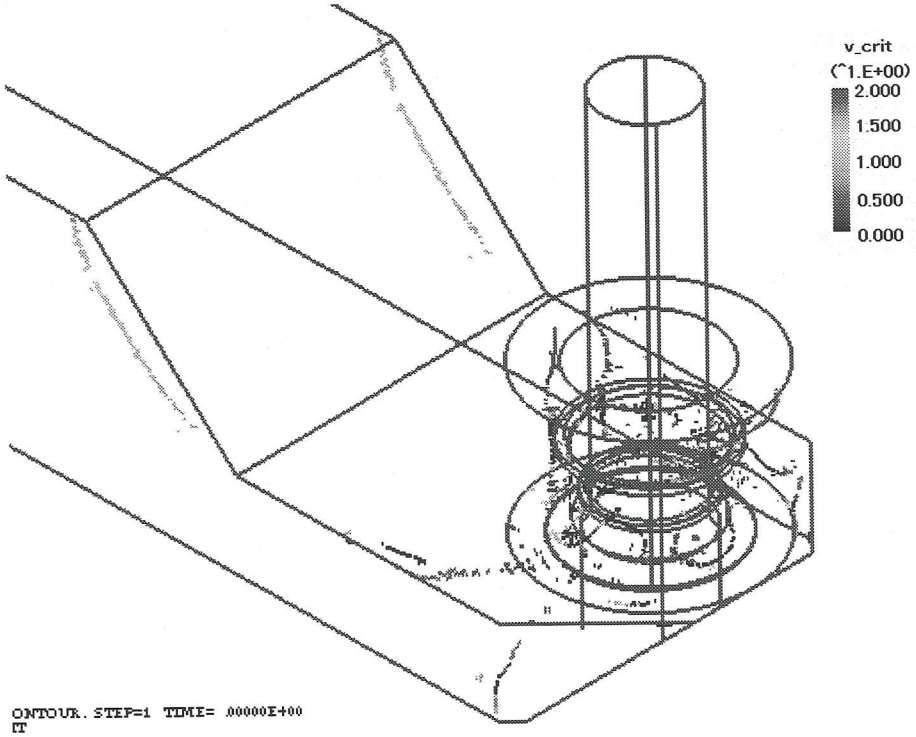


図 7-20　流速分布（平面図）



空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

図 7-21　渦予測結果

7.4. 結果の検討

以下表 7-2 に、流れ解析による検討結果のまとめを示す。

表 7-2　流れ解析による検討結果のまとめ

ケース	空気吸込渦予測結果	水中渦予測結果	判定
ケース 1	連続渦が発生する可能性は 低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が 発生する可能性は 低いと考えられる。	○
ケース 2	連続渦が発生する可能性は 低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が 発生する可能性は 低いと考えられる。	○
ケース 3	連続渦が発生する可能性は 低いと考えられる。	ケース 1 と比較して水中渦が 発生する可能性が考えられる。	△
ケース 4	連続渦が発生する可能性は 低いと考えられる。	ケース 2 と比較して水中渦が 発生する可能性が考えられる。	△
ケース 5	連続渦が発生する可能性は 低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が 発生する可能性は 低いと考えられる。	○
ケース 6	連続渦が発生する可能性は 低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が 発生する可能性は 低いと考えられる。	○
ケース 7	連続渦が発生する可能性は 低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が 発生する可能性は 低いと考えられる。	○
ケース 8	連続渦が発生する可能性は 低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が 発生する可能性は 低いと考えられる。	○

判定

◎：空気吸込渦および水中渦の発生は無い。

○：連続渦および水中渦が発生する可能性は低く、ポンプに悪影響は無いと考えられる。

△：連続渦または水中渦が発生する可能性があり、ポンプに悪影響を及ぼすと考えられる。

7.5. シミュレーション結果のまとめ

6 および 10 m^3/s 機場でオープン、セミクローズの高流速化水槽を適用した場合の流れ解析を 8 ケース行った。結果は、各ケースともポンプ運転に支障がない渦発生であった。しかし、オープンピット形で整流板が施工等で芯ずれを生じた場合はポンプ運転に支障が出る渦に発達する可能性があるため施工に当っては形状、精度の管理が必要である。

8. 高流速吸水槽の検証実験および形状と寸法の決定

8.1. 模型実験計画

8.1.1. 高流速吸水槽実験計画

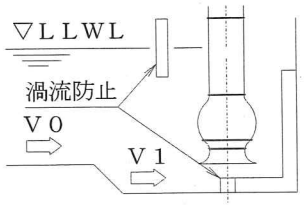
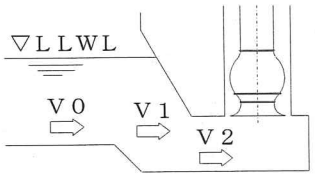
（1）吸水槽高流速化の概要

ポンプの吸水槽はポンプの性能に重大な影響を与えるものであり、その形状寸法の決定に当たっては種々の要因を考慮して決定し、適正な設計をすることが大切である。特に最近では、建設費の低減や用地確保難の観点から、機場のコンパクト化が求められ、ポンプ吸水槽には、省スペースで高流速化が可能な水路形状の開発が強く望まれている。今年度は、平成11年に行われた暫定仕様決定を検証し合せポンプ性能の影響も確認、高流速吸水槽の仕様決定と標準化を図ることとする。

（2）吸水槽高流速化の目標

表8-1に示す2種類の吸水槽形状を対象として吸水槽の高流速化を図る。ポンプ容量は、10 m^3/s 以下の斜流及び、軸流ポンプに適用できるものとする。

表8-1　吸水槽形状

水槽形状		オープン形	セミクローズ形
略図			
目標値	従来接近流速	V_0＝約0.5 m/s V_1＝約0.3 m/s	V_0＝約0.5 m/s V_1＝約0.5 m/s V_2＝約1.0 m/s
	開発目標値	V_0＝0.6 m/s V_1＝0.4 m/s	V_0＝0.6 m/s V_1＝0.6 m/s V_2＝1.2 m/s

（3）吸水槽実験

1） 開発フロー

開発を進めていく手順を図 8-1 に示す。

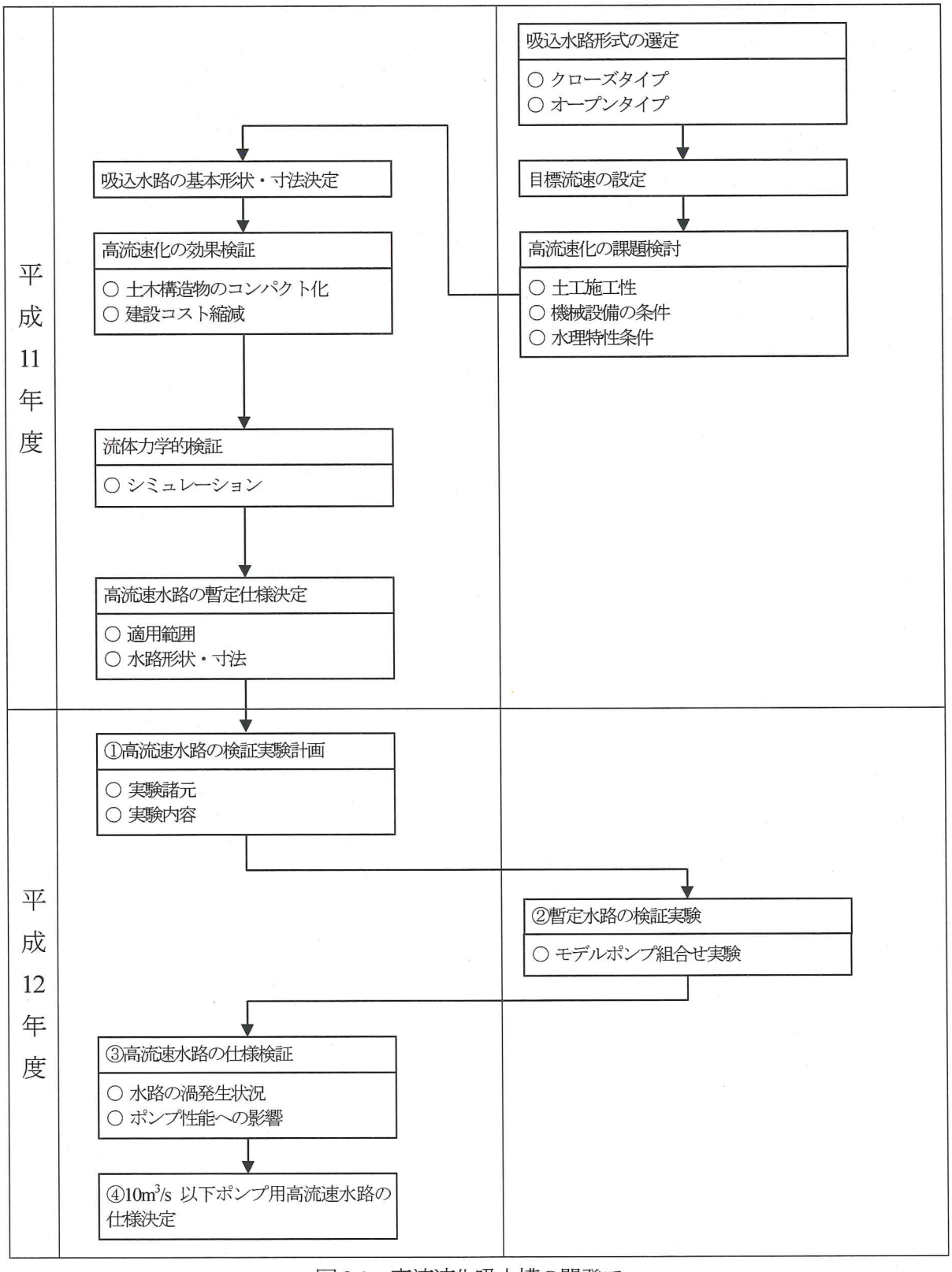


図 8-1　高流速化吸水槽の開発フロー

2） 実験計画

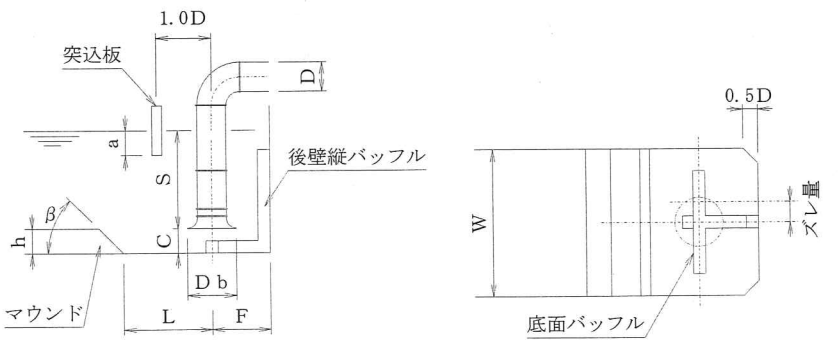
高流速化吸水槽の実験はオープン形とセミクローズ形の2種類とする。

① オープン形吸水槽の実験条件とパラメータ

オープン形吸水槽の実験は表8-2に示す、パラメータを振り実施する。

表8-2　オープン吸水槽の実験パラメータ

[D：従来口径を示す]

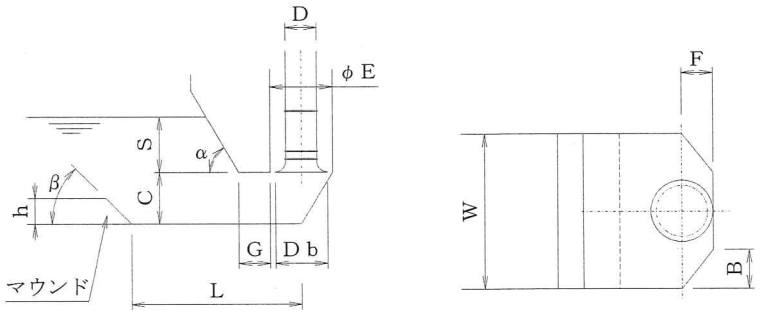
<table>
<tr><th colspan="3">項目</th><th colspan="6">パラメータ</th><th>パラメータ設定の考え方</th><th>目　的</th></tr>
<tr><td>(1)</td><td colspan="2">水路巾　(W)</td><td colspan="6">2.7D，2.4D，2.2D</td><td>3Dは予備実験よりはずし3通りとする。</td><td>有効な水路巾決定、即ち2.7Dの決定根拠を見出す</td></tr>
<tr><td>(2)</td><td colspan="2">ボトムクリアランス (C)</td><td colspan="6">0.5D，0.75D</td><td>1.0Dは予備実験よりはずし2通りとする。</td><td>水中渦対応として0.75Dが有効を検証</td></tr>
<tr><td>(3)</td><td colspan="2">汲水深さ　(S)</td><td colspan="6">1.50D，1.25D，1.0D</td><td>3通りであるが、限界値まで測定する。</td><td>予備実験1.5Dであるがマウンド有無で変わる。</td></tr>
<tr><td>(4)</td><td colspan="2">背面間隔　(F)</td><td colspan="6">1.1D</td><td>従来水槽、小口径域との関連から1.1D、1通りとする。</td><td>———</td></tr>
<tr><td rowspan="4">(5)</td><td rowspan="4">渦流防止</td><td>対策</td><td>全無</td><td colspan="2">突込板のみ</td><td colspan="2">バッフルのみ</td><td colspan="2">全対策</td><td rowspan="4">全
6ケース</td><td rowspan="4">渦流防止対策の形状、寸法決定</td></tr>
<tr><td>突込板</td><td>不付</td><td>付
0.3D</td><td>付
0.5D</td><td>不付</td><td>不付</td><td>付
0.3D</td><td>付
0.5D</td></tr>
<tr><td>底面バッフル</td><td>不付</td><td>不付</td><td>不付</td><td>付</td><td>付</td><td>付</td><td>付</td></tr>
<tr><td>後壁バッフル</td><td>不付</td><td>不付</td><td>不付</td><td>付</td><td>不付</td><td>付</td><td>付</td></tr>
<tr><td rowspan="4">(6)</td><td rowspan="4">マウンド</td><td>有無</td><td>無</td><td colspan="5">付</td><td rowspan="4">全7ケース</td><td rowspan="4">マウンドの影響検証と必要距離の決定</td></tr>
<tr><td>距離　(L)</td><td>—</td><td>3D</td><td colspan="3">4.5D</td><td>6D</td></tr>
<tr><td>角度　(β)</td><td>—</td><td>—</td><td>30°</td><td colspan="2">45°</td><td>—</td></tr>
<tr><td>マウンド高さ (h)</td><td>—</td><td>—</td><td>0.75</td><td>1.1</td><td>1.35</td><td>—</td></tr>
<tr><td colspan="3">(7) バッフルのズレ
(ポンプセンタに対し)</td><td>2.5%</td><td colspan="2">5%</td><td colspan="2">7.5%</td><td colspan="2">全3ケース</td><td>許容ズレ量の決定
(分母は水路巾W)</td></tr>
<tr><td colspan="3">(8) 略図</td><td colspan="8"> 
</td></tr>
</table>

② セミクローズ形吸水槽の実験条件とパラメータ

セミクローズ形吸水槽の検証は表 8-3 に示す、パラメータを振り実施する。

表 8-3　セミクローズ吸水槽の実験パラメータ

[D：従来口径を示す]

<table>
<tr><th colspan="3">項目</th><th>パラメータ</th><th>パラメータ設定の考え方</th><th>目　的</th></tr>
<tr><td>(1)</td><td colspan="2">水路巾　(W)</td><td>2.7D，2.4D，2.2D</td><td>3.0 は予備実験よりはずし 3 通りとする。</td><td>有効な水路巾決定、即ち 2.7D の決定根拠を見出す</td></tr>
<tr><td>(2)</td><td colspan="2">ボトムクリアランス (C)</td><td>0.5D，0.75D</td><td>1.0D は予備実験よりはずし 2 通りとする。</td><td>水中渦対応として 0.75D が有効を検証</td></tr>
<tr><td>(3)</td><td colspan="2">没水深さ　(S)</td><td>1.0D，0.75D，0.5D</td><td>3 通りであるが、限界値まで測定する。</td><td>予備実験 1.0D であるがマウンド有無で変わる。</td></tr>
<tr><td>(4)</td><td colspan="2">背面間隔　(F)</td><td>1/2E</td><td>従来水槽、との関連から 0.85D、1 通りとする。</td><td>——</td></tr>
<tr><td>(5)</td><td colspan="2">背面コーナ　(B)</td><td>0.85D（有），0.2D（無）</td><td>コーナは水中渦対策とし 0.75D＝C が予備実験で得られているが無い場合も実験する。</td><td>コーナの必要性の検討</td></tr>
<tr><td rowspan="4">(6)</td><td rowspan="4">マウンド</td><td>有無</td><td>無</td><td colspan="4">付</td><td rowspan="4">全 7 ケース</td><td rowspan="4">マウンドの影響検証と必要距離の決定</td></tr>
<tr><td>距離　(L)</td><td>—</td><td>3D</td><td colspan="2">4.5D</td><td>6D</td></tr>
<tr><td>角度　(β)</td><td>—</td><td>—</td><td>30°</td><td colspan="2">45°</td><td>—</td></tr>
<tr><td>マウンド高さ (h)</td><td>—</td><td>—</td><td>0.25</td><td>0.625</td><td>0.85</td><td>—</td></tr>
<tr><td colspan="3">(7) 呑口角度　α</td><td>45°</td><td colspan="2">60°</td><td colspan="2">全 2 ケース</td><td>呑口角度の決定（マウンド有の V_0 最速ケースのみ）</td></tr>
<tr><td colspan="3">(8) 略図</td><td colspan="6"> 
</td></tr>
</table>

3） 模型試験要領

吸水槽の模型試験は、日本機械学会基準「ポンプの吸水槽の模型試験」JSME S 004-1984 に準拠して実施する。

① 模型水槽

模型寸法の選定は、模型ポンプのベルマウス径 Do の大きさを 130 mm（管径 100 mm）となるように、模型寸法を決定する。また水路の直線部は、ポンプ中心より上流側 10D（上流曲りなし相当）以上とする。

② 吸込管形状

実物ポンプに対応する模型ポンプ部分については、パラメータが多いこと及び横軸ポンプも想定されることから羽根車を有しない吸込管のみとする。

③ 流れの相似性

a） 空気吸込渦試験

空気吸込渦が発生する場合の相似条件は下記式による。

$$\frac{Vm}{Vp}=\left(\frac{Lm}{Lp}\right)^{0.2}$$

$$\frac{Qm}{Qp}=\left(\frac{Lm}{Lp}\right)^{2.2}$$

ここで

V：流れの場の代表速度
L：物体の代表寸法
Q：流量
添字 m は模型、p は実物を示す。

これは Fr 数を一致させた場合と、流速を一致させた場合の中間の流速となるため、「中間流速」と称している。尚、実機換算は許容流速で厳しい評価となる小口径域とし、オープン吸水槽 ϕ 700 mm、セミクローズ吸水槽 ϕ 1350 mm とする。

b） 水中渦試験

水中渦が発生する場合の相似条件は下記の式による。

$$Vm=Vp$$

$$\frac{Qm}{QP}=\left(\frac{Lm}{Lp}\right)^{2}$$

即ち、模型の流速と実物と一致させている。

④ 模型試験、装置

一般的な試験装置例を図 8-2 に示す。(JSME S 004-1984 より引用) 試験装置は、測定中水位が一定に保たれ、必要に応じて水位を上下できることが望まれる。図 8-2 に示す例は吸込管から吸上げた水量を水槽の上流に戻す回流式となっているが、これは水位を一定に保つのが容易であり、広く用いられており今回もこの方式を採用する。

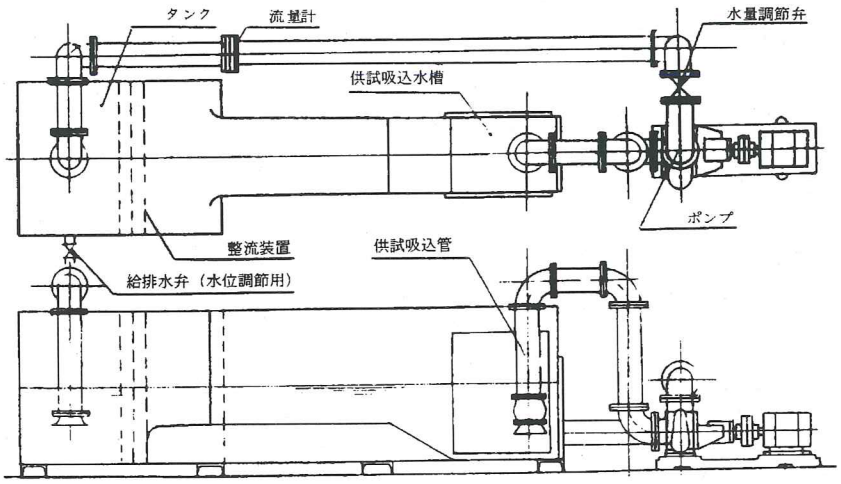


図 8-2　一般的な試験装置例

⑤ 模型試験設備の構成

模型試験設備は下記により構成する。

a）模型水槽

実物と相似形状にした模型水槽部分で、鋼板、アクリル樹脂、木等で製作し、吸込管付近の側壁あるいは後壁には観察用透明窓を設ける。

b）吸込管

前述のようにベルマウス部を実物ポンプと相似形とした吸込管を、実物と相似位置に取付ける。

c）配管

d）ポンプ

必要な水量が得られる容量のポンプを選定する。

e）水量調節弁

f）流量計

オリフィス、電磁流量計、その他の流量計を用いる。

g）タンク

供試吸水槽の上流ンクには給・排水弁を設ける。

h）ポンプ抜出部穴蓋

セミクローズ吸水槽の実験ではポンプ抜出部穴を開放状態とすると上部より吸気しやすくなるため上部には穴蓋を設け上部より吸気しにくい構造とする。

i）整流装置

タンクでの流れを整流し一様な流れを供試吸込水槽へ導くため、タンク内に、多孔板等からなる整流装置を設ける。

下記を計測する。

（Ⅰ）流量

（Ⅱ）水位

（Ⅲ）渦の発生有無、形態、発生頻度

⑥ 試験方法

a）空気吸込渦試験

もっとも渦を発生しやすい最低水位まで実験を行い、しかも同じ水位でも最大流量付近まで試験を行い、それぞれの水槽形状において目標流速までの試験を行う。渦の観察は1つの条件に対して2分間観察し、その渦の発生回数も調べる。

b）水中渦試験

水中渦も基本的には最低水位、最大流量で試験を行う。但し水面の波立ちが激しくなることが予想される場合や流速を実物と一致させることで空気吸込渦が生じてしまう場合は、必要に応じて自由表面にふたをするか、水位を上げて試験を行う。これは水中渦の発生にはベルマウス近傍の流れが支配的に影響し、水面付近の流れはあまり影響しないことによる。渦の観察は1つの条件に対して2分間観察する。

⑦ 試験結果の判定

吸水槽の模型試験により発生する渦の形態を確認する。渦の形態は表 8-4 及び表 8-5 のように分類される。排水ポンプは最小没水深さでの運転が短時間であり、多少の空気混入は許されるので、空気吸込渦については、断続渦は5回/2分以下を許容する。

水中渦は振動、騒音の原因になることが予測されるため許容しない。但し、水中に混入した空気が糸状につらなった程度のもので渦の中心に空洞部の見られないものは許容する。

表 8-4　オープン形吸水槽の渦の形態と判定

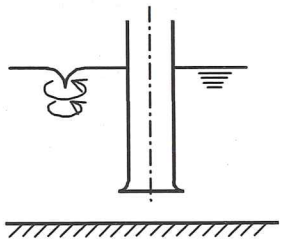
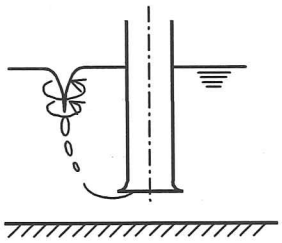
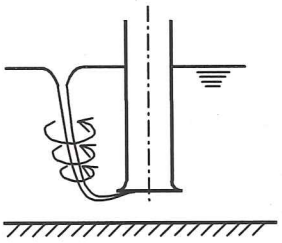
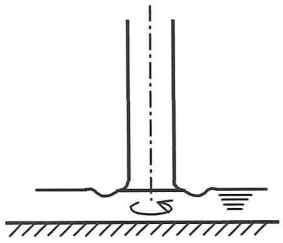
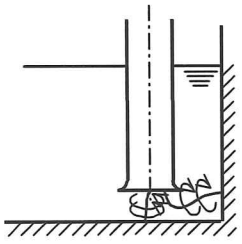
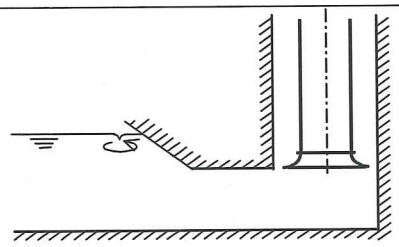
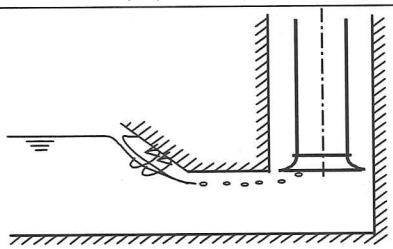
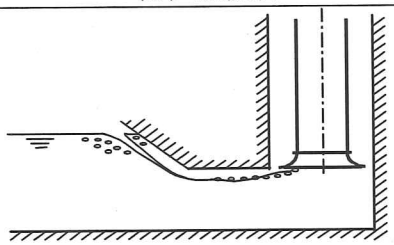
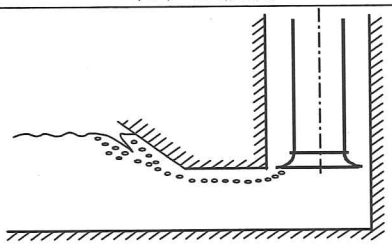
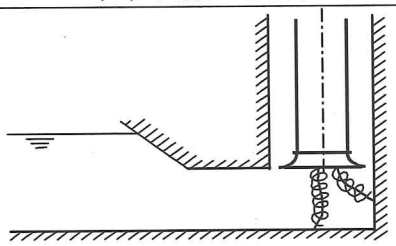
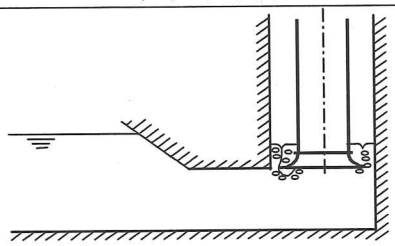
渦の名称と形態	渦の説明
 （a）くぼみ渦	水面に発生する渦で、くぼみを形成するが、ベルマウスへ空気を吸い込まない渦。 合　格
 （b）断続渦	空気吸込渦の一種で、空気の吸込みが断続的なもの。 （渦数 5 回／2 分以下） 合　格
 （c）連続渦	空気吸込渦の一種で、水面からの渦中心はベルマウスまで達し、空気の吸込みが連続的なもの。 不合格
 （d）同心渦	水位がベルマウス近くまで下がったとき発生する渦で、渦中心が一致し、多量の空気が吸込まれるもの。 不合格
 （e）水中渦	一端が吸込口内にあり、他端は水槽底面、側壁あるいは後壁面にある渦で、渦中心が空洞を形成しているもの。 不合格

表 8-5　セミクローズ形吸水槽の渦の形態と判定

渦の名称と形態	渦の説明
 （a）くぼみ渦	水面に発生する渦で、くぼみを形成するが、空気を吸込まない渦。 合　格
 （b）断続渦	空気吸込渦の一種で、空気の吸込が断続的なもの。 （渦回数 5 回/2 分以下） 合　格
 （c）連続渦	空気吸込渦の一種で、空気の吸込が連続的なもの。 不合格
 （d）気泡の巻込み	水槽呑口部における砕波による気泡の巻込み。 不合格
 （e）水中渦	一端が吸込口内にあり、他端は水槽底面、側壁あるいは後壁面にある渦で、渦中心が空洞を形成しているもの。（渦糸は許容）
 （f）ポンプ揚水管周辺部からの空気吸込渦	空気吸込渦の一種で、ポンプ揚水管周辺部から空気の吸込みが見られるもの。 不合格

8.1.2. 高流速吸水槽のポンプ性能への影響

（1）実験計画

1）実験の目的

高流速化吸水槽の検証実験で得られた最終形状、寸法がポンプ性能へどう影響するかを調査する。

2）吸水槽形状

高流速化吸水槽にはオープン形とセミクローズ形があるが、これら双方を対象として従来のオープン水槽の場合と高流速化した吸水槽で同一ポンプの性能にどう影響するか実験を行う。従って、使用する吸水槽形状は従来吸水槽（図 8-3）と高流速吸水槽（オープン形図 8-4、セミクローズ形図 8-5）の組合せとし、それぞれの吸水槽におけるポンプ性能を行うことをする。

吸水槽形状	吸水槽の組合せ	
	従来形	高流速形
オープン形	図 8-3	図 8-4
セミクローズ形	図 8-3	図 8-5

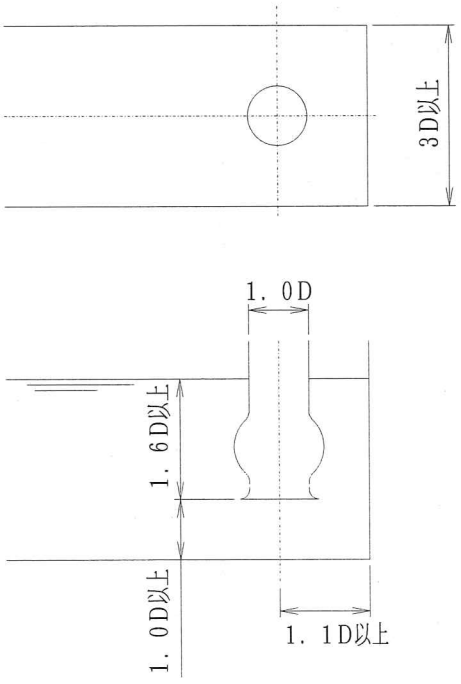


図 8-3　従来吸水槽

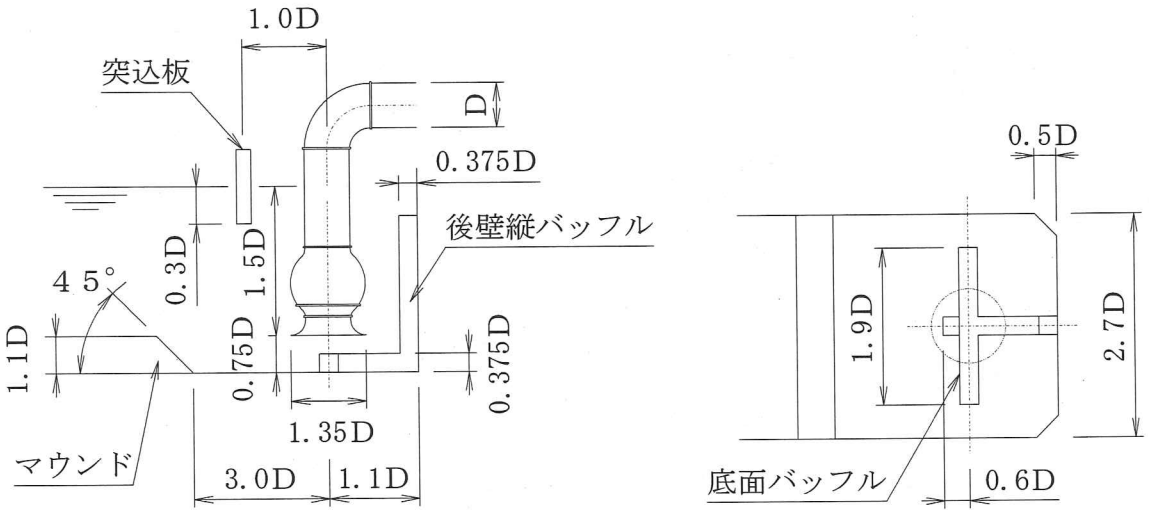


図 8-4　オープン吸水槽形状

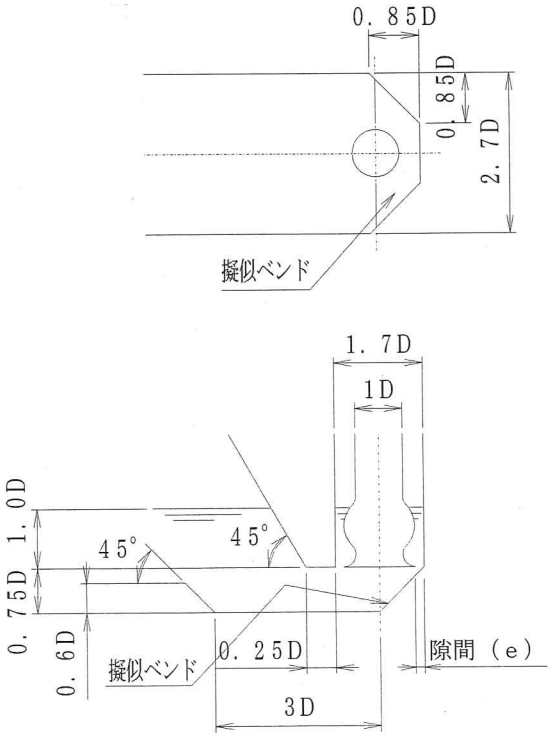


図 8-5　セミクローズ形吸水槽

3）模型ポンプ

模型ポンプは斜流ポンプ及び軸流ポンプの2種類を対象とし、羽根車径で300 mm以上の大きさとする。

その仕様諸元を表8-6及び表8-7に示す。

表8-6　斜流モデルポンプ諸元

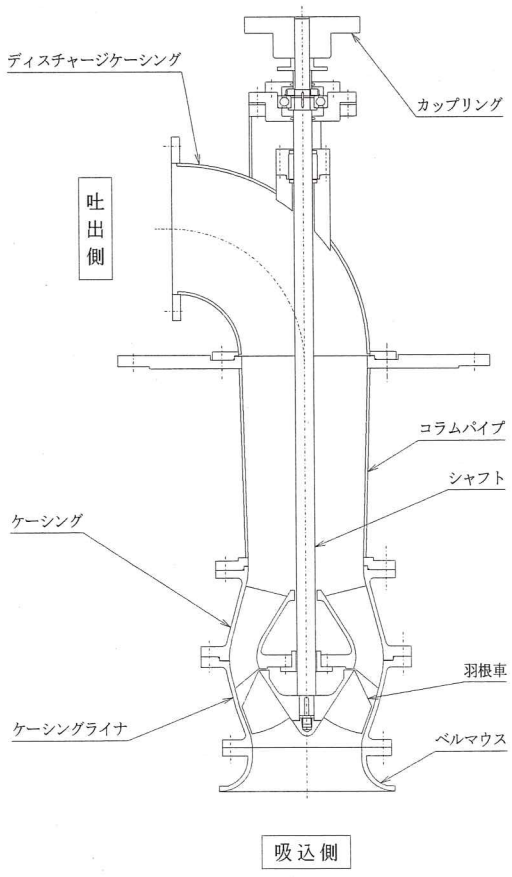
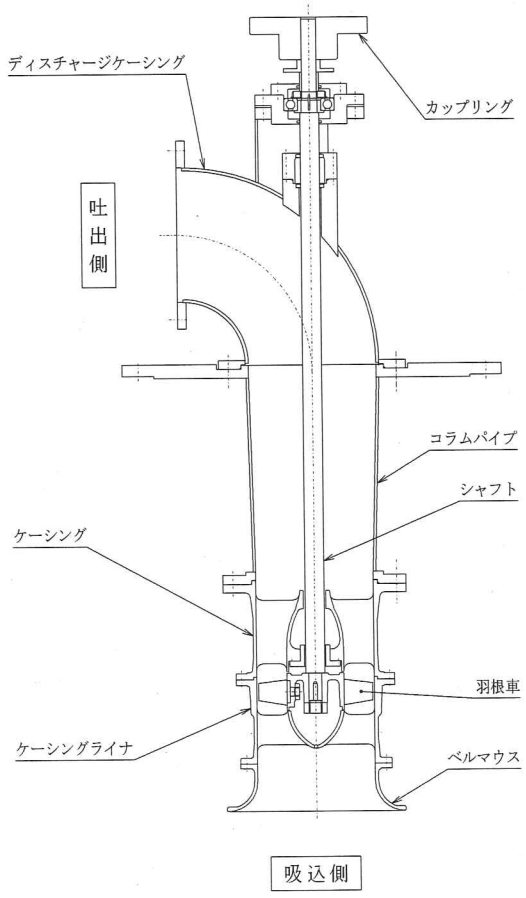
形　　成	立軸斜流ポンプ
口　　径	300 mm 以上
吐 出 量	m^3/min
全 揚 程	m
回 転 数	min^{-1}
比 速 度	900 相当
モデルポンプ 略　　図	

表 8-7　軸流モデルポンプ諸元

形　　成	立軸軸流ポンプ
口　　径	300 mm 以上
吐 出 量	m^3/min
全 揚 程	m
回 転 数	min^{-1}
比 速 度	1500 相当
モデルポンプ 略　　図	

4）実験条件とパラメータ

① オープン形吸水槽

実験条件とパラメータを表 8-8 に示す。

表 8-8　条件とパラメータ

区分	項　　目	内　　容		
実験条件	吸水槽形状	従来吸水槽と高流速オープン吸水槽		
	ポンプ大きさ	羽根車径 300 mm 以上		
	ポンプ形成	立軸ポンプ		
性能への影響パラメータ	ポンプ形成	斜流ポンプ		
	吸水槽形状	従来吸水槽	高流速吸水槽	
	マウンド　h	無	無	有
	実験ケース	3 ケース		

② セミクローズ形吸水槽

実験条件とパラメータを表 8-9 に示す。

表 8-9　条件とパラメータ

区分	項　　目	内　　容				
実験条件	吸水槽形状	従来吸水槽と高流速セミクローズ吸水槽				
	ポンプ大きさ	羽根車径 300 mm 以上				
	ポンプ形成	立軸斜流ポンプ及び立軸軸流ポンプ				
性能への影響パラメータ	ポンプ形成	斜流ポンプ		軸流ポンプ		
	吸水槽形状	従来吸水槽	セミクローズ	従来吸水槽	セミクローズ	
	マウンド　h	無	無	有	無	無	有
	ポンプ抜出穴すき間　e	無	0.05,0.2D (2 ケース)		無	0.05,0.2D (2 ケース)	
	実験ケース	3 ケース			3 ケース		

（2）模型試験要領

1）試験装置

図 8-6 に試験装置を示す。試験装置は吸水槽に立軸形のモデルポンプを設置し、モデルポンプが吸い上げた水が吸水槽上流側に排水される循環方式とする。大流量までの試験を可能にするため、循環経路にはブースタポンプを設置する。吸水槽上流側にはモデルポンプからの排水による乱れの影響を低減させるために整流装置（多孔板）を設置し、ポンプ吸込口部の吸水槽側面には観察窓を設ける。図 8-7 に試験装置（例）の写真を示す。

また、ポンプ性能試験では、表 8-10 の測定機器一覧表に示す測定機機により性能試験を行う。

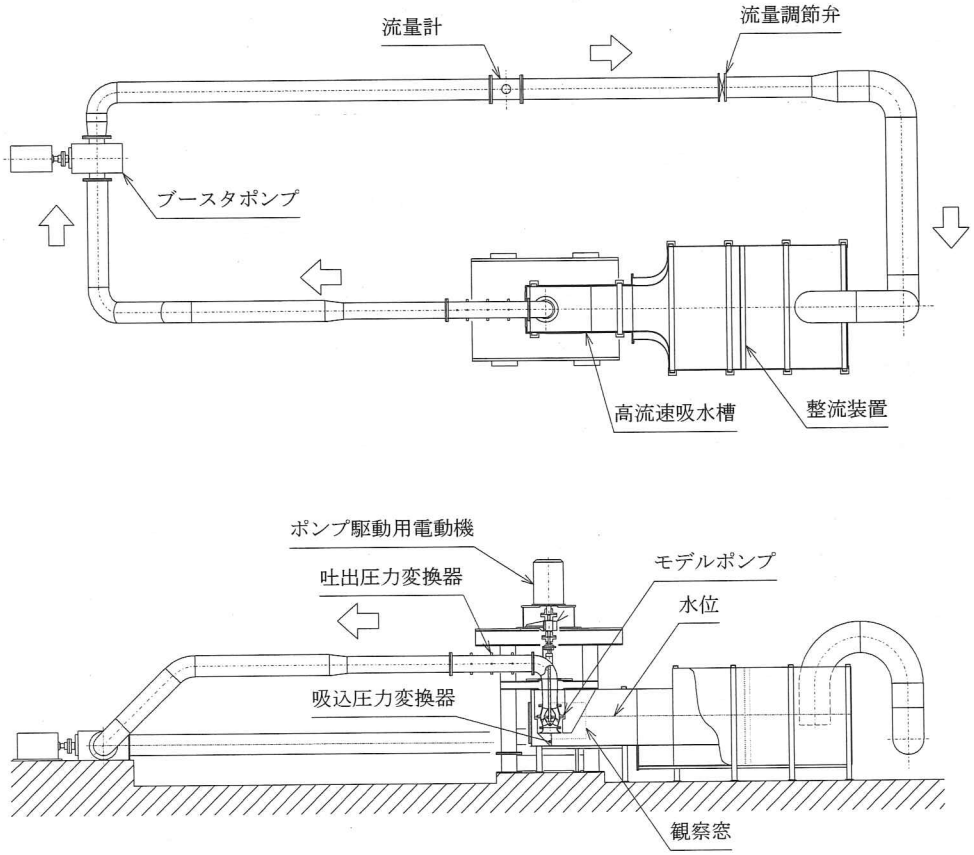


図 8-6　試験装置（例）

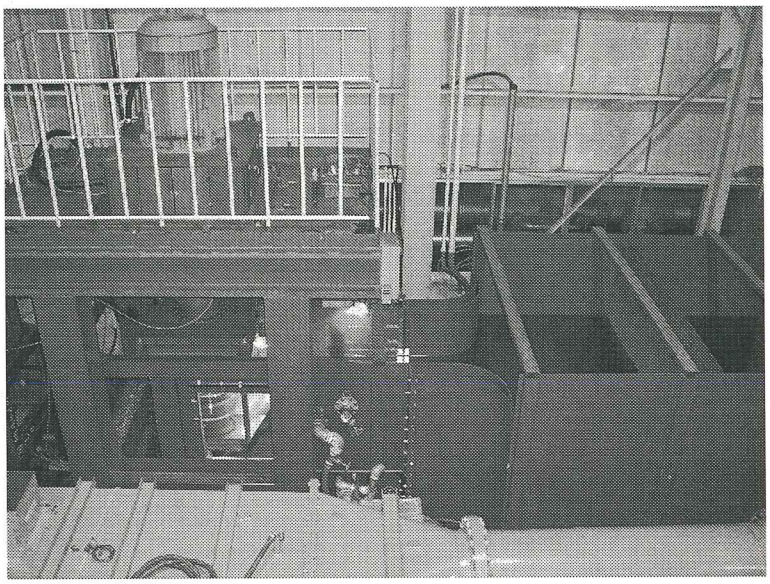
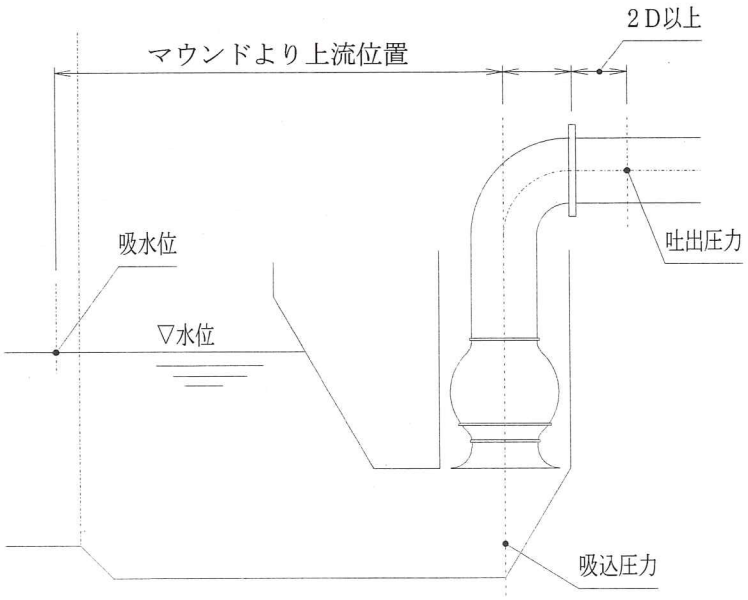


図 8-7　試験装置写真

表 8-10　測定機器一覧表（例）

測 定 項 目	測 定 機 機
全揚程（吸水位、吸込圧力、吐出圧力）	水位計、圧力変換器
吐出し量	電磁流量計
回転速度	ディジタル回転計
軸動力	トルクメータ

尚、全揚程は、吸水位と吐出圧力で求めることと、セミクローズの吸込損失を検証するためベル直下の吸込圧力も計測するものとする。



2）模型試験設備の構成

模型試験設備は下記により構成する。

a）供試吸込水槽

実物と相似形状にした吸水槽部分で、鋼板、アクリル樹脂、木等で製作し、供試吸込管付近の側壁あるいは後壁には観察用透明窓を設ける。

b）供試吸込管

前述のように外形およびベルマウス部を実物ポンプと相似形とした吸込管を、実物と相似位置に取付ける。

c）配管

d）ポンプ

必要な水量が得られる容量のポンプを選定する。

e）水量調節弁

f）流量計

オリフィス、電磁流量計、その他の流量計を用いる。

g）タンク

供試吸水槽の上流ンクには給・排水弁を設ける。

h）整流装置

タンクでの流れを整流し一様な流れを供試吸込水槽へ導くため、タンク内に、多孔板等からなる整流装置を設ける。

3）実物ポンプへ諸量の換算

吐出し量、揚程及び軸動力の換算　モデルポンプの性能試験で得た諸量から実物ポプ（φ1500 相当）の吐出し量、揚程及び軸動力を次の式で求める。

$$Q_p = Q_M \left(\frac{n_p}{n_M}\right)\left(\frac{D_{2p}}{D_{2M}}\right)^3 \left(\frac{\eta_p}{\eta_M}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$H_p = H_M \left(\frac{n_p}{n_M}\right)^2 \left(\frac{D_{2p}}{D_{2M}}\right)^2 \left(\frac{\eta_p}{\eta_M}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$L_p = L_M \left(\frac{n_p}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_{2p}}{D_{2M}}\right)^5 \left(\frac{\tau_p}{\tau_M}\right) \left\{ L_p = \left(\frac{n_p}{n_M}\right)^3 \left(\frac{D_{2p}}{D_{2M}}\right)^5 \left(\frac{\rho_p}{\rho_M}\right) \right\}$$

ここに

Q_p ：実物ポンプの吐出し量　[m^3/min]

Q_M ：模型ポンプの吐出し量　[m^3/min]

H_p ：実物ポンプの陽程　[m 又は kgf/cm^2] {kPA}

H_M ：模型ポンプの陽程　[m 又は kgf/cm^2] {kPA}

L_p ：実物ポンプの軸動力　[kW]
L_M ：模型ポンプの軸動力　[kW]
n_p ：実物ポンプの回転数　[min^{-1}]
n_M ：模型ポンプの基準回転数　[min^{-1}]
D_{2p} ：実物ポンプの羽根車外径　[m]
D_{2M} ：模型ポンプの羽根車外径　[m]
η_p ：実物ポンプの効率※（%）
η_M ：模型ポンプの効率※（%）
γ_p ：実物ポンプの扱い液の単位体積当たり重量　[kgf/m^3]｛ρ_p ：密度（kgf/m^3）｝
γ_M ：模型ポンプの扱い液の単位体積当たり重量　[kgf/m^3]｛ρ_p ：密度（kgf/m^3）｝

4）試験方法及び判定

① 従来吸水槽に於ける最高効率流量は、高流速吸水槽での流量に極力一致する様ポンプ回転速度を設定し、他のテストにおいても当該回転速度に固定する（流速一致条件）

② 運転水位は規定水位とし、測定点は、JIS B 8327-1989 準拠する。（吐出弁締切り状態から最高効率点吐出量の 130%以上の間で最高効率点吐出量の約 20%ごと（8 点以上）とする。）

③ 吸水槽開水路部までまたはポンプ差込穴部からの渦や気泡の巻き込みが生じた場合は、テスト上の便宜な抑止策を講じるかまたは水位を高くして防止する。

④ 上記測範囲で水中渦が認められた場合、発生限界流量にて性能データを計測し、それ以上の流量での計測は行わない。

⑤ 各テスト・各測定点での実測回転速度が異なる場合の測定データは、従来吸水槽に於ける最高効率点近傍での実測回転速度に換算する。

⑥ 上記モデルポンプデータは実機口径 1500 mm に換算し整理する。

・データの換算は JIS B 8327-1989 による

・従来吸水槽データ（A）と高流速吸水槽データ（B）の 20%Q 毎の全揚程、軸動力、効率の値を読み取り、各 Q に於ける差（A）－（B）と比（B）/（A）を表にまとめ整理する。

8.2. 実験結果

8.2.1. 高流速吸水槽の実験結果

（1）オープン形吸水槽の実験結果

1）現行基準での実験結果

① 実験概要とパラメータの整理

ここでは、現行基準すなわち計画吐出量の場合において接近流速を 0.3 m/s としている吸水槽形状の高流速化の限界値を見極めることにした。なお、現行基準における没水深さ S＝1.5D およびが 1.25D，1.0D 時のデータも取得することにした。吸水槽形状を図 8-8 に示す。

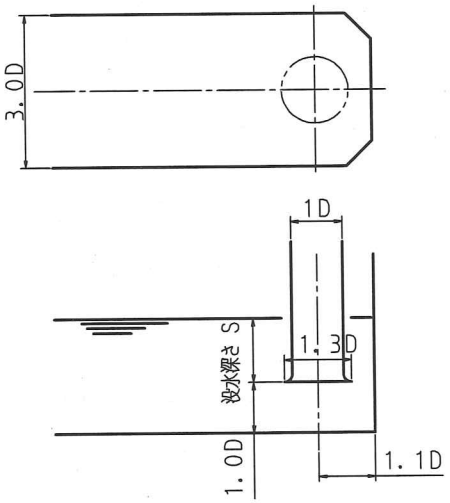


図 8-8　「現行基準」吸水槽形状

② 実験の評価

実験結果判定一覧表を表 8-11 に、実験結果を図 8-9 に示す。今回の実験における高流速化吸水槽のポンプ接近流速の目標値は、ポンプ計画吐出量（100%Q）時において 0.4 m/s である。したがってポンプ計画吐出量（100%Q）時に吸水槽の各寸法から決定するポンプ接近流速が目標値の 0.4 m/s を満足している必要があり、次にポンプの運転を考えればポンプ計画吐出量×1.3 程度の運転範囲を見込んでおく必要があり、その点をポンプ最大吐出量（130%Q）とすれば、ポンプ最大吐出量（130%Q）時（以内）において判定基準による空気吸込渦、水中渦の発生がないことの二つの条件を同時に満足したものが総合判定を○、すなわち高流速化吸水槽形状として合格である。なお、判定は実機口径 700 mm に換算を行いその値にて判定を行っている。

表 8-11　試験結果判定一覧表

試験 No.	パラメータ				評価				備　考
	W	F	C	S	目標流速 0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
1-1F	3.0D	1.1D	1.0D	1.5D	×	×	○	×	
				1.25D	×	×	○	×	
				1.0D	○	×	○	×	

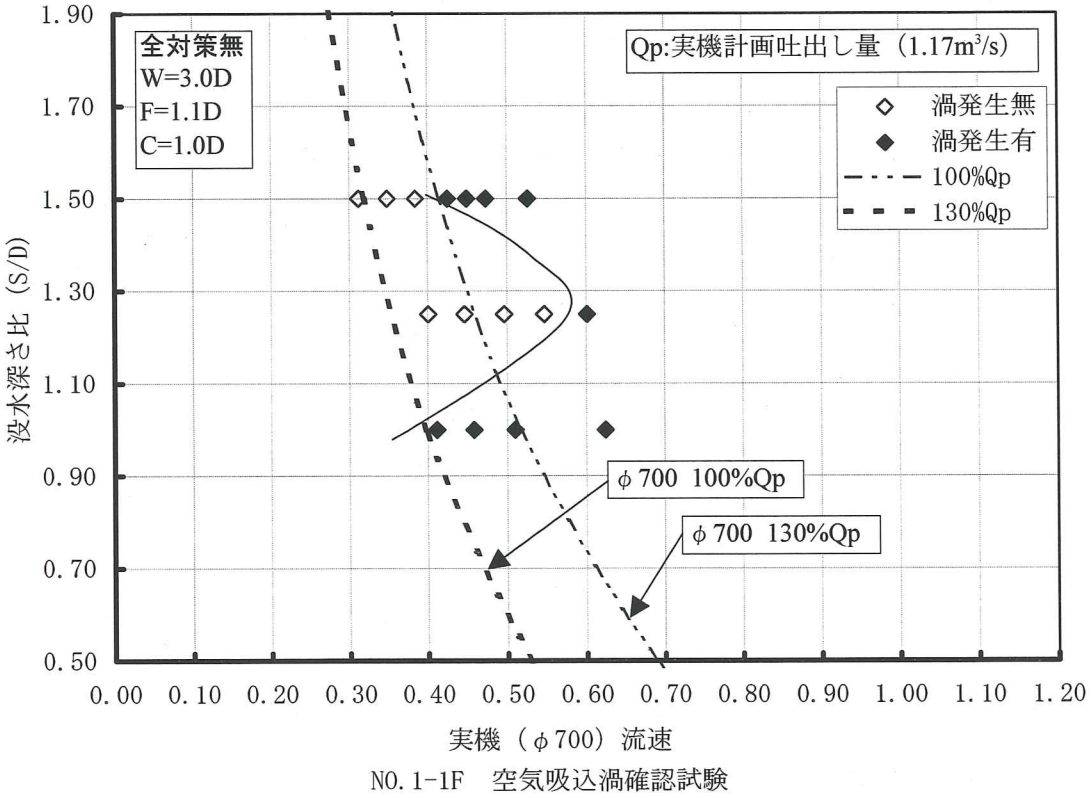


図 8-9　従来基準吸水槽形状における空気吸込渦確認実験結果

水中渦の実験結果については、各没水深さにおいてポンプ最大吐出量までの範囲において水中渦の発生は観察されなかった。また、現行基準の吸水槽形状において、ポンプ接近流速 0.4 m/s を満足するためには、没水深さ S を 1.0D とする必要がある。この条件において、本実験では空気吸込渦の発生が見られた。したがって本吸水槽形状における高流速化は不可能であり、渦流防止対策を設置し、渦の抑制を図らなければならないことがわかった。ただし、現行基準の没水深さ S＝1.5D（ポンプ計画吐出量においてポンプ接近流速 0.3 m/s）においては、ポンプ最大吐出量（130%Q）までの範囲において空気吸込渦、水中渦の発生がないことを確認した。

2）水路幅 W に関する実験結果

① 実験概要とパラメータの整理

吸水槽水路幅をパラメータとし、その水路幅を W＝2.7D，2.4D，2.2D の 3 種、渦流防止対策をすべて設置した状態にて試験した。各実験ケース共に、ボトムクリアランスは C＝0.75D、バッククリアランスは F＝1.1D とした。吸水槽形状を図 8-10～図 8-12 に示す。

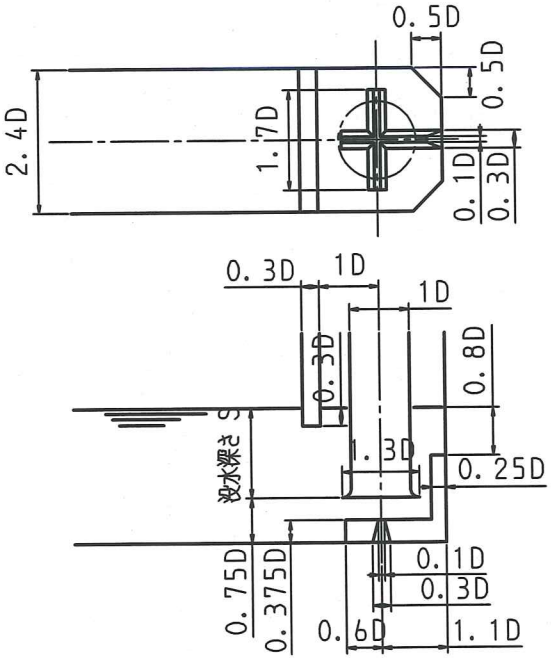


図 8-10　「W＝2.7D」吸水槽形状

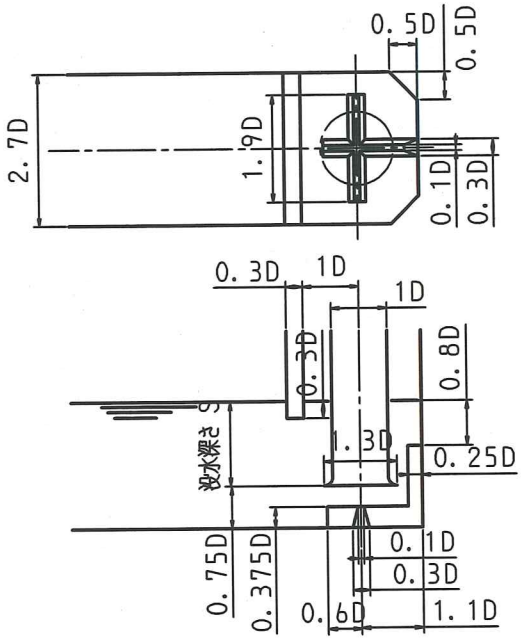


図 8-11　「W＝2.4D」吸水槽形状

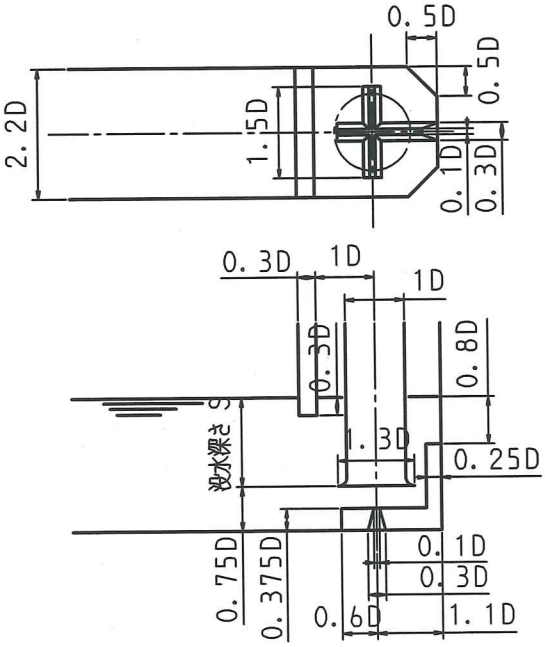


図 8-12　「W＝2.2D」吸水槽形状

② 実験の評価

実験結果判定一覧表を表 8-12 に、水路幅 W＝2.7D の実験結果を図 8-13 に、水路幅 2.4D の実験結果を図 8-14 に、水路幅 2.2D の実験結果を図 8-15，図 8-16 に示す。なお、水路幅 W＝2.7D，2.4D の実験における水中渦の発生は無かったため、実験結果は省略した。

表 8-12　試験結果判定一覧表

試験 No.	パラメータ				評価				備　考
	W	F	C	S	目標流速 0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
1-1	2.7D	1.1D	0.75D	1.5D	○	○	○	○	
				1.25D	○	○	○	○	
				1.0D	○	×	○	×	
1-2	2.4D			1.5D	○	○	○	○	
				1.25D	○	×	○	×	
				1.0D	○	×	○	×	
1-3	2.2D			1.5D	○	×	○	×	
				1.25D	○	×	×	×	
				1.0D	○	×	×	×	

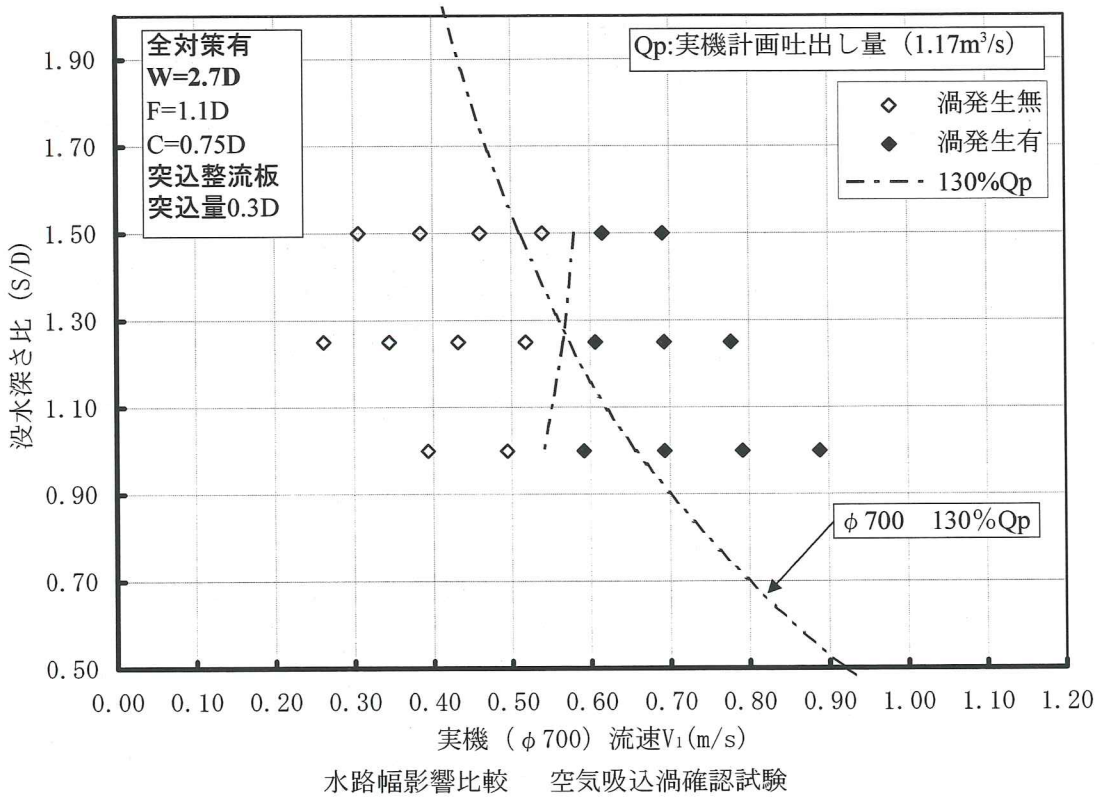


図 8-13　水路幅 W＝2.7D における空気吸込渦確認実験結果

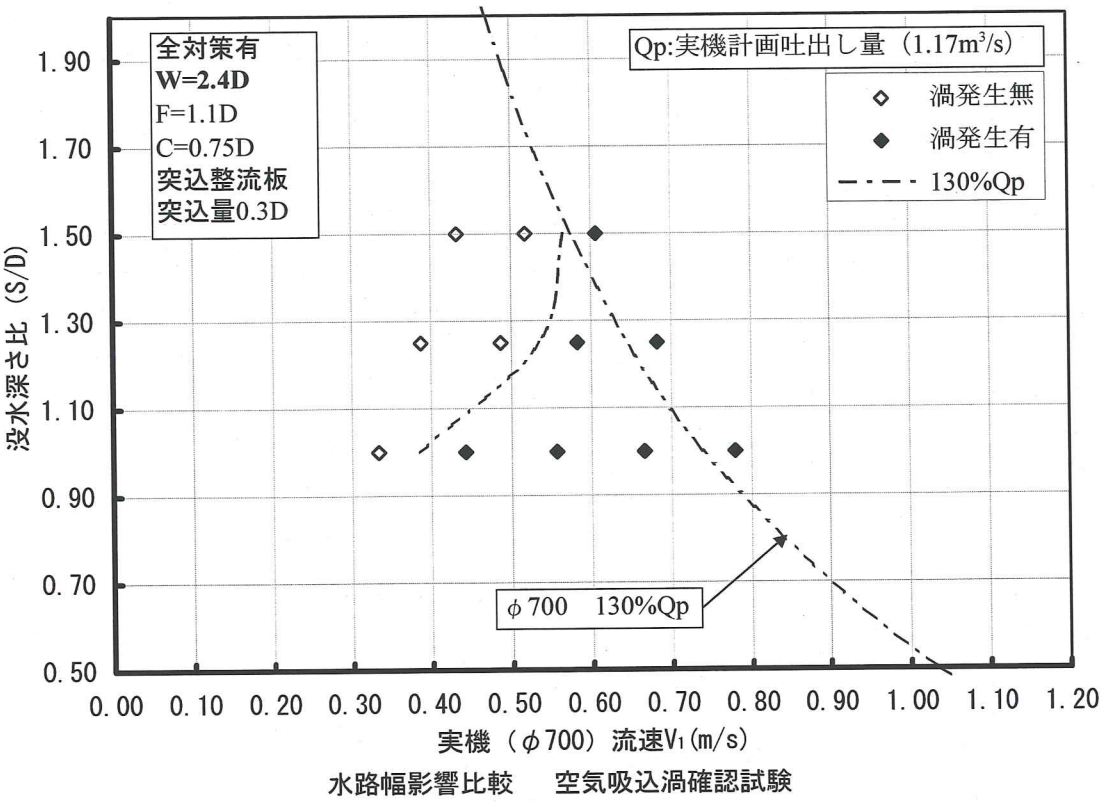


図 8-14　水路幅 W＝2.4D における空気吸込渦確認実験結果

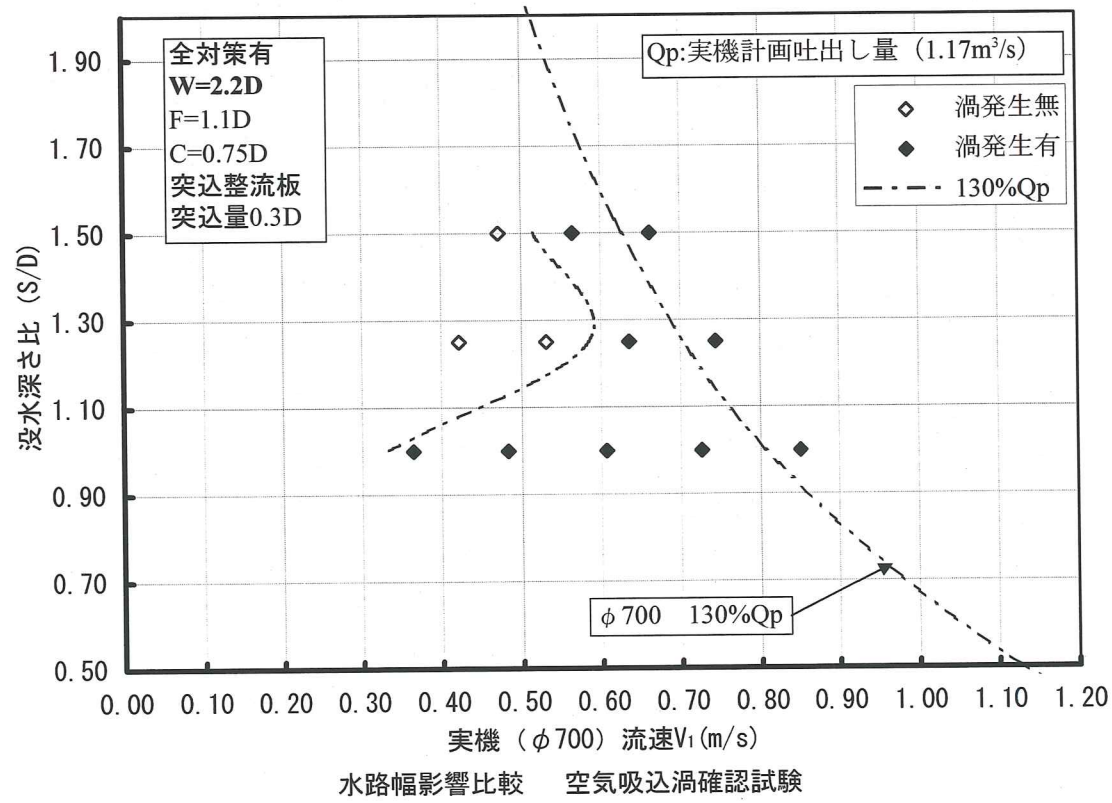


図 8-15　水路幅 W＝2.2D における空気吸込渦確認実験結果

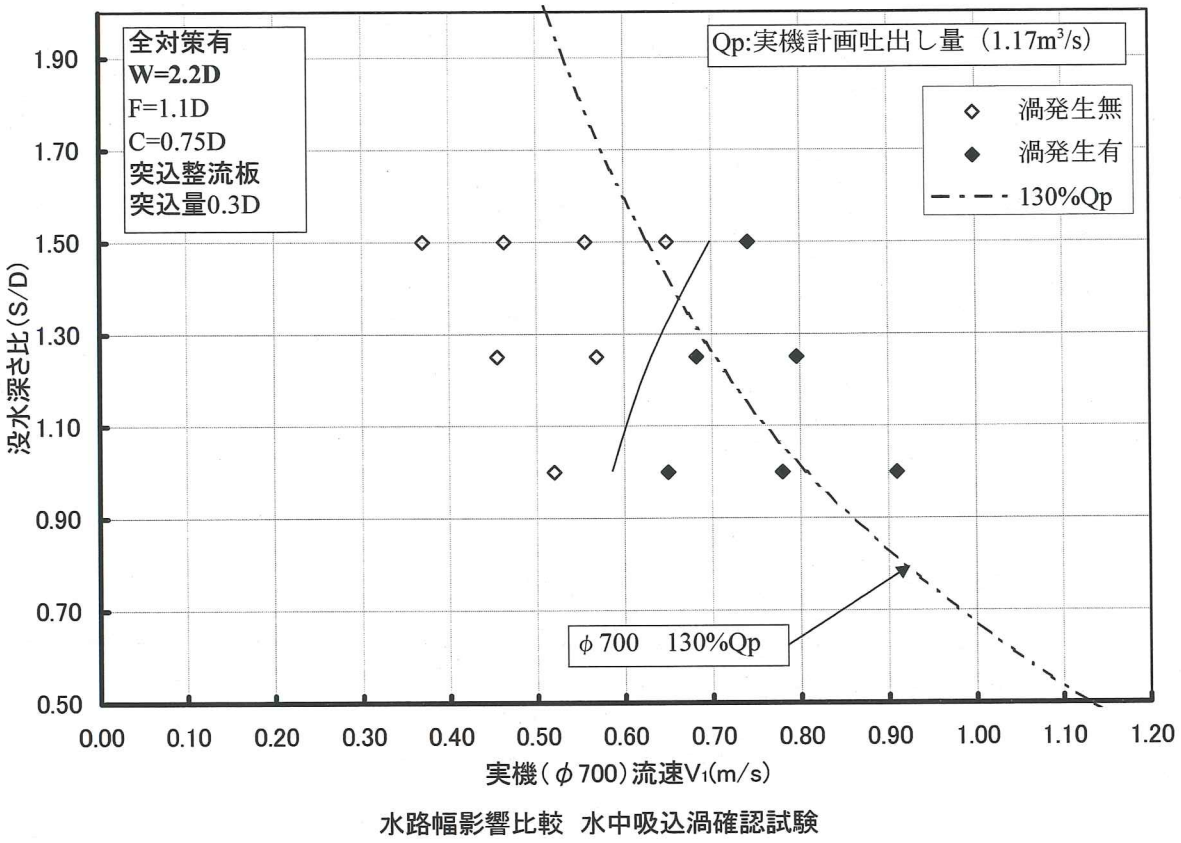


図 8-16　水路幅 W＝2.2D における水中渦確認実験結果

まず、各水路幅における φ700 mm ポンプ最大吐出量時（130%Q）のポンプ接近流速であるが、没水深さ S＝1.5D 時では、W＝2.7D では 0.51 m/s、W＝2.4D では 0.57 m/s、W＝2.2D では 0.63 m/s となる。同様に φ700 mm ポンプ計画吐出量時（100%Q）では、W＝2.7D では 0.4 m/s、W＝2.4D では 0.44 m/s、W＝2.2D では 0.48 m/s となる。これを前提に空気吸込渦の実験結果についてみると、水路幅 W＝2.7D であれば没水深さ S＝1.5D, 1.25D において目標値を満足する結果となった。水路幅 W＝2.4D の場合には、没水深さ S＝1.5D において目標を満足するが余裕はなく、S＝1.25D, 1.0D においては目標を下回る結果となった。また水中渦は、水路幅 W＝2.7D, 2.4D ともに発生しない。水路幅 W＝2.2D の場合には、空気吸込渦、水中渦ともに発生した。したがって吸水槽の高流速化の観点から、水路幅 W＝2.4D まで縮小可能であることがわかったが、今回の目標値を満足するためにはポンプ最大流量についての余裕を考慮して水路幅 W＝2.7D とすることが必要である。

3）ボトムクリアランスCに関する実験結果

① 実験概要とパラメータの整理

ボトムクリアランスをパラメータとし、そのボトムクリアランスをC=0.75D，0.5Dの2種、渦流防止対策をすべて設置した状態にて実験した。各実験ケース共に、水路幅W=2.7D、背面間隔はF=1.1Dとしている。吸水槽形状を、図8-17，図8-18に示す。

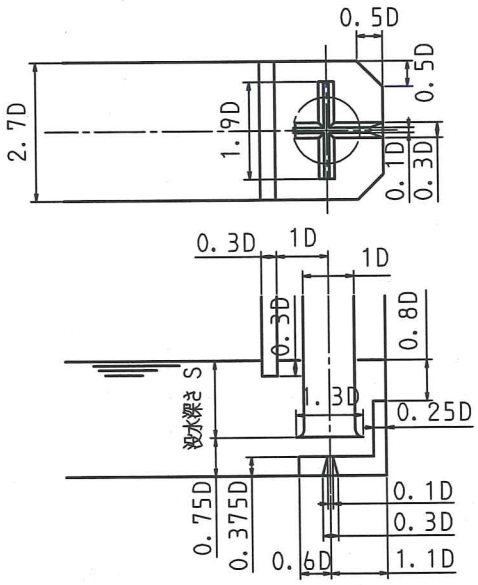


図8-17 「C=0.75D」吸水槽形状

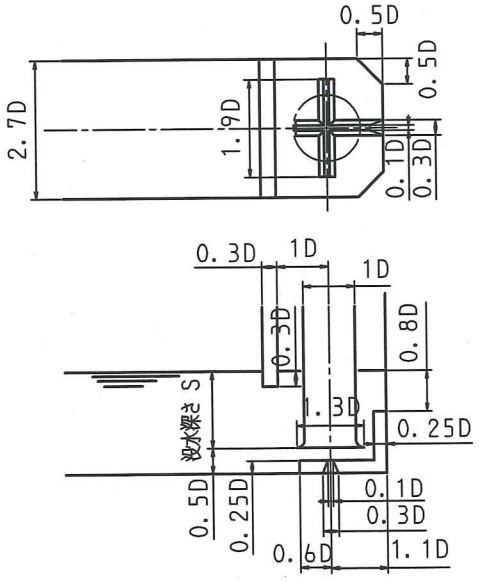


図8-18 「C=0.5D」吸水槽形状

② 実験の評価

実験結果判定一覧表を表8-13に、ボトムクリアランスC=0.75Dの実験結果を図8-19に、ボトムクリアランスC=0.5Dの実験結果を図8-20に示す。

表8-13 試験結果判定一覧表

試験No.	パラメータ				評価				備考
	W	F	C	S	目標流速0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
1-1	2.7D	1.1D	0.75D	1.5D	○	○	○	○	
				1.25D	○	○	○	○	
				1.0D	○	×	○	×	
2-1			0.5D	1.5D	○	○	○	○	
				1.25D	○	×	○	×	
				1.0D	○	×	○	×	

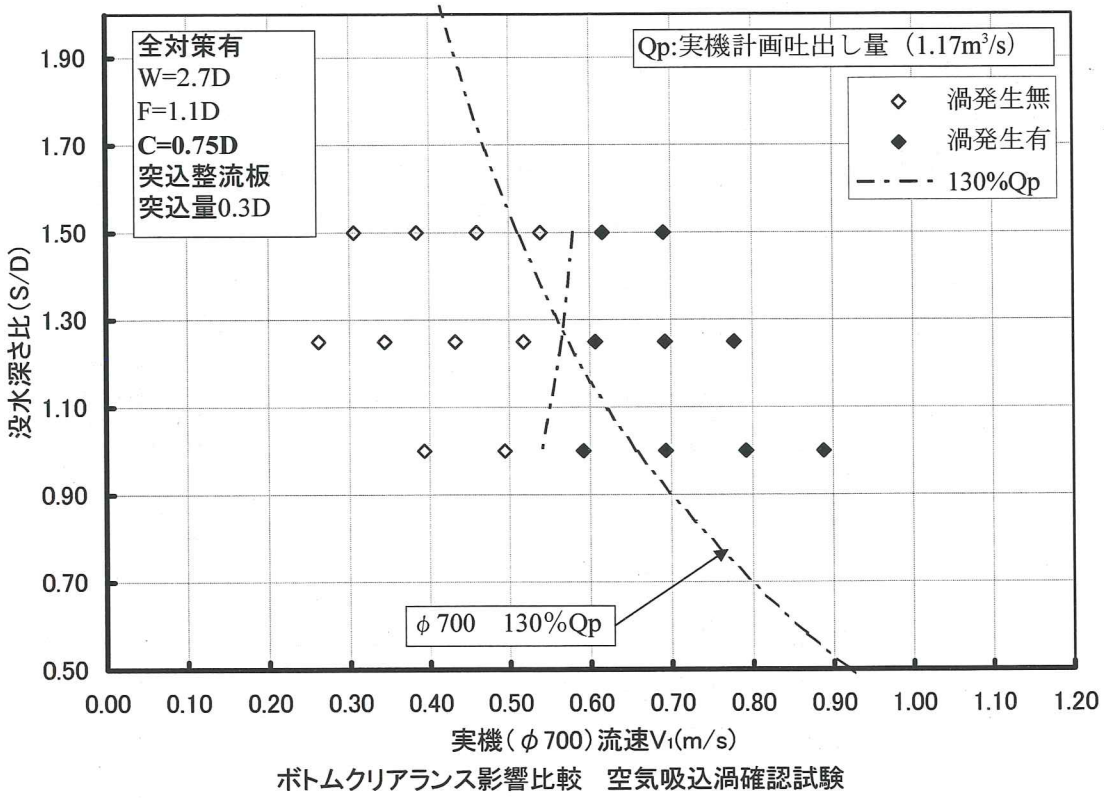


図 8-19　ボトムクリアランス C=0.75D における空気吸込渦確認実験結果

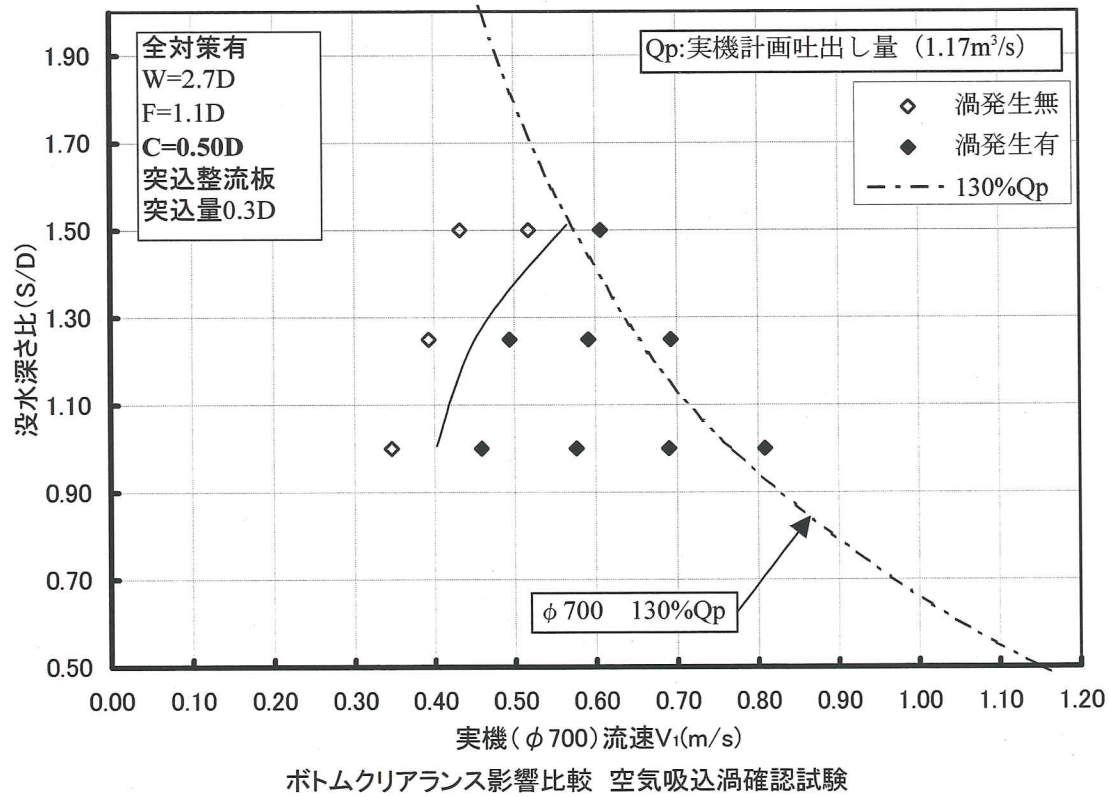


図 8-20　ボトムクリアランス C=0.5D における空気吸込渦確認実験結果

両パターンの実験結果について、水中渦の発生は観察されなかった。また、ボトムクリアランスC＝0.75Dであれば没水深さS＝1.5D，1.25Dにおいて空気吸込渦の発生はなく、目標値を満足することができることがわかった。またボトムクリアランスC＝0.5Dとした場合は、没水深さS＝1.5D時に空気吸込渦の発生が無く、目標を満足することができるが、同じ没水深さS＝1.5Dについて比較すると、ボトムクリアランスC＝0.75Dでは、図中ポンプ最大吐出量にたいして渦発生限界は20%程度余裕があるが、ボトムクリアランスC＝0.5Dでは、余裕が全く無い。したがって、余裕を考慮すればボトムクリアランスはC＝0.75Dを選ぶことが必要であると考える。

4）バッククリアランスFに関する実験結果

① 実験概要とパラメータの整理

バッククリアランスをパラメータとし、そのバッククリアランスをF=1.1D，0.85Dの2種とした。F=1.1Dの場合には渦流防止対策をすべて設置した状態とし、F=0.85Dの場合には、ポンプとのクリアランスの関係から後壁縦整流板が設置できないため、突込整流板と底面整流板を設置している。各実験ケース共に、水路幅W=2.4D、ボトムクリアランスはC=0.75Dとしている。吸水槽形状を図8-21，図8-22に示す。

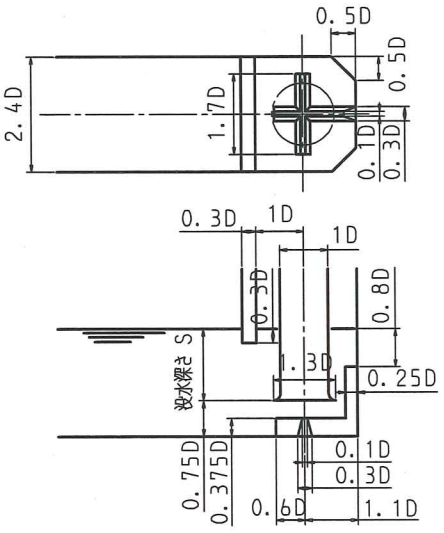


図8-21 「F=1.1D」吸水槽形状

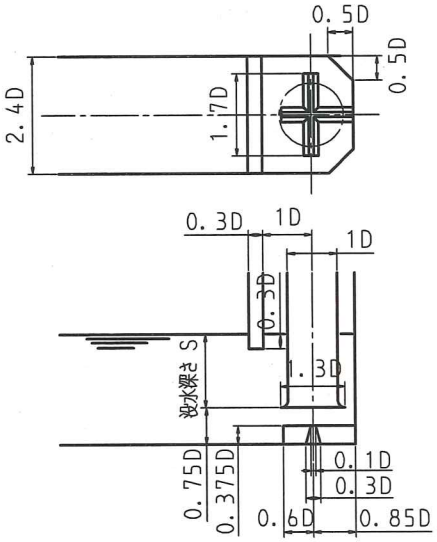


図8-22 「F=0.85D」吸水槽形状

② 実験結果の評価

実験結果判定一覧表を表8-14に、実験結果を図8-23に示す。

表8-14 試験結果判定一覧表

試験No.	パラメータ				評価				備考
	W	F	C	S	目標流速0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
1-2	2.4D	1.1D	0.75D	1.5D	○	○	○	○	
				1.25D	○	×	○	×	
				1.0D	○	×	○	×	
2-11F		0.85D		1.5D	○	○	×	×	
				1.25D	○	○	×	×	
				1.0D	○	×	×	×	

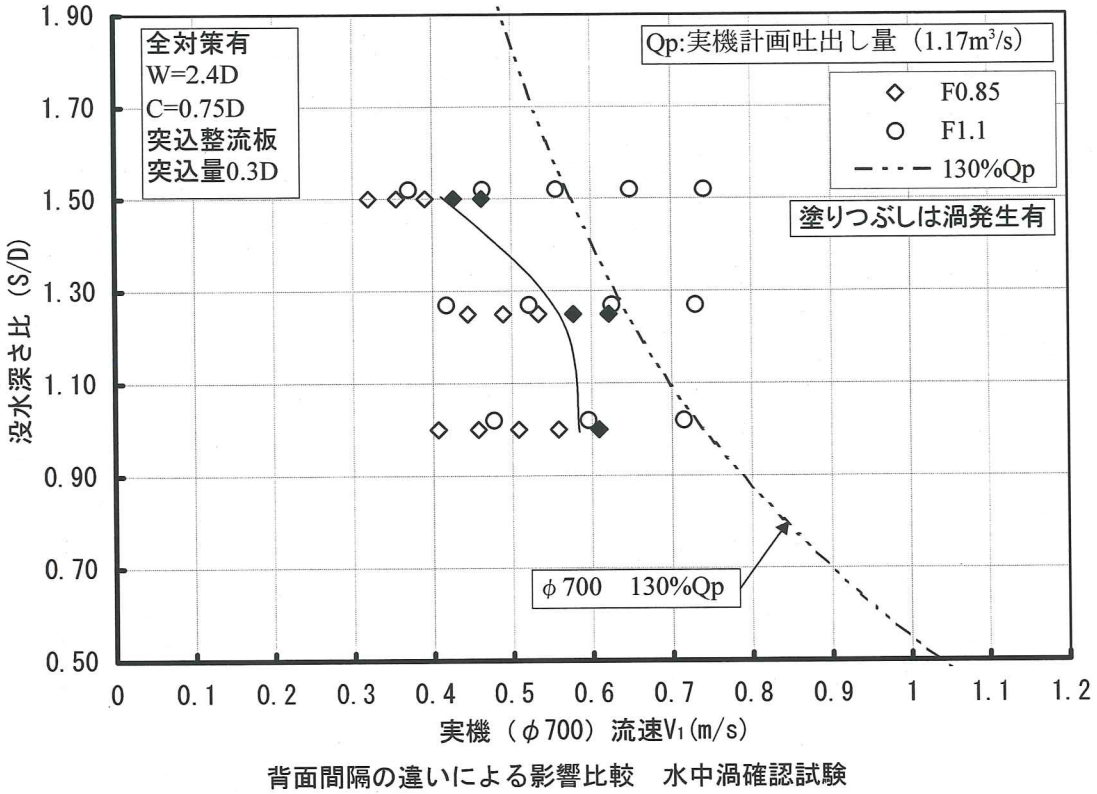


図 8-23　バッククリアランスＦの違いによる水中渦確認実験結果

実験結果について、シンボル○はバッククリアランスF＝1.1D、シンボル◇はバッククリアランスF＝0.85D を示している。バッククリアランスの空気吸込渦に対する影響は見られないが、F＝0.85D では、水中渦が発生する結果となった。これは、ポンプと吸水槽後壁とのクリアランスとの関係で、後壁縦整流板が設置できず、そのことが原因で水中渦の発生につながったものと考える。したがって、バッククリアランスＦは、後壁縦整流板を設置することができるF＝1.1D とすることが必要であると考える。

5）渦流防止対策に関する実験結果

5）-①渦流防止対策（突込整流板、底面・後壁縦整流板）の影響確認

① 実験概要とパラメータの整理

渦流防止対策をパラメータとした。各実験ケース共に、水路幅 W＝2.7D、ボトムクリアランス C＝0.75D、バッククリアランス F＝1.1D である。実験は 3 ケース行い、

a）渦流防止対策を全く設置しないもの

b）突込整流板のみ設置したもの

c）底面、後壁縦整流板のみ設置したもの

とした。吸水槽形状を図 8-24～図 8-26 に示す。

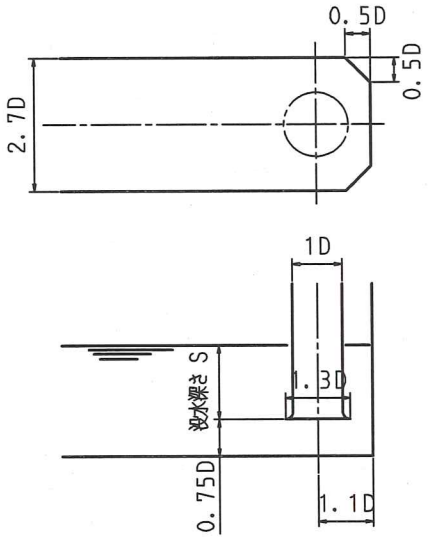


図 8-24　「渦流防止対策無」吸水槽形状

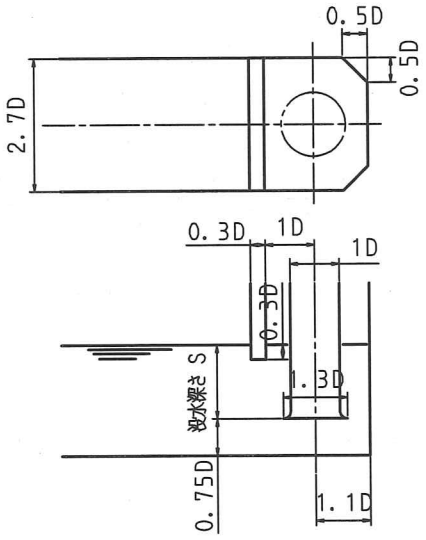


図 8-25　「突込整流板のみ」吸水槽形状

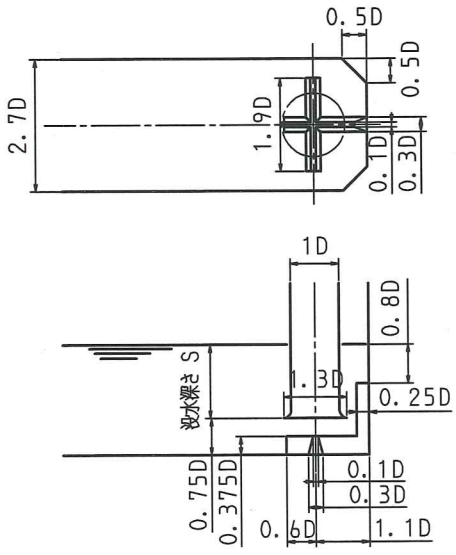


図 8-26　「底面、後壁縦整流板のみ」吸水槽形状

② 実験結果の評価

実験結果判定一覧表を表 8-15 に、実験結果を図 8-27，図 8-28 に示す。

表 8-15　試験結果判定一覧表

試験 No.	パラメータ					評価				備考
	渦流防止対策	W	F	C	S	目標流速 0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
3-7	対策無し	2.7D	1.1D	0.75D	1.5D	○	×	×	×	
					1.25D	○	×	−	−	
					1.0D	○	×	−	−	
3-2	突込整流板無し				1.5D	○	○	×	×	
					1.25D	○	○	×	×	
					1.0D	○	×	×	×	
3-5	底面・後壁縦整流板無し				1.5D	○	×	○	×	
					1.25D	○	×	○	×	
					1.0D	○	×	○	×	

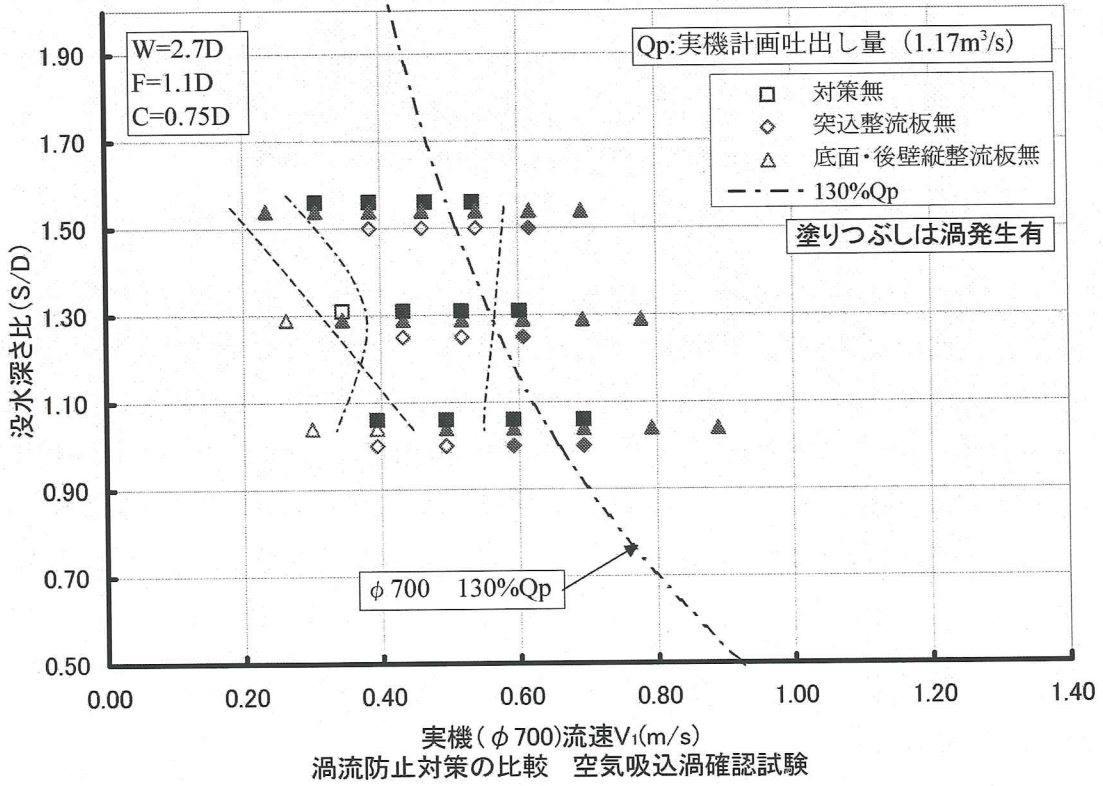


図 8-27　渦流防止対策の違いによる空気吸込渦確認実験結果

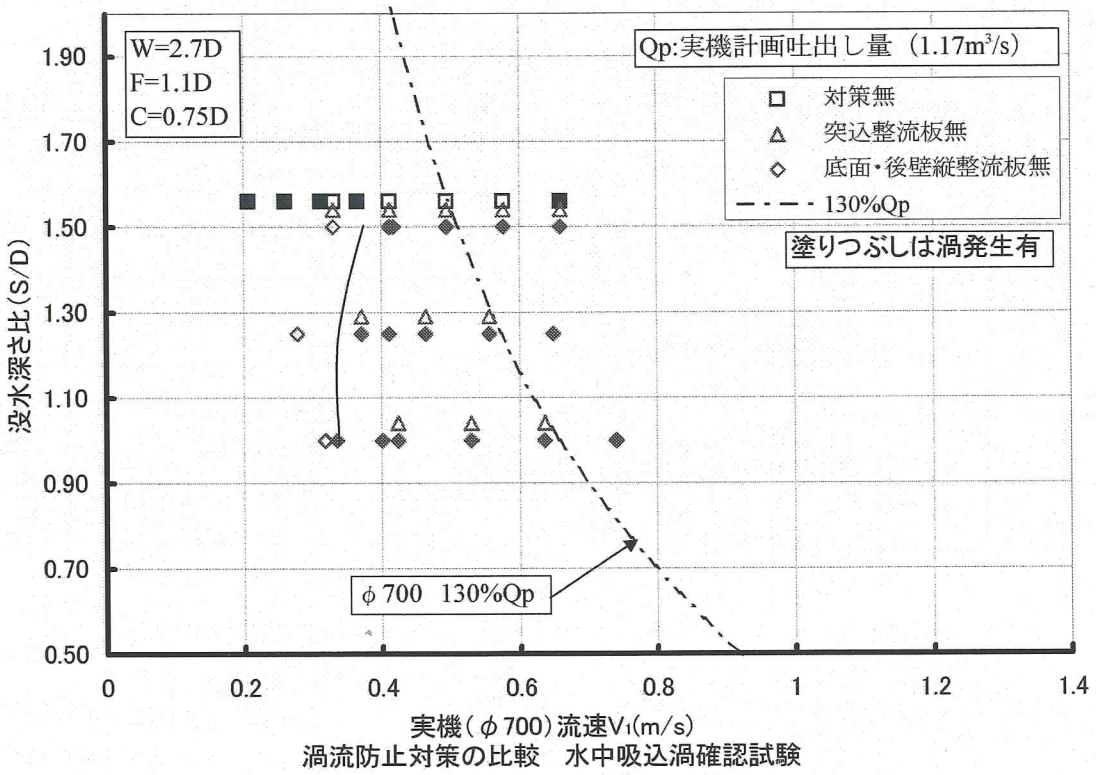


図 8-28　渦流防止対策の違いによる水中渦確認実験結果

実験結果について、シンボル□は渦流防止対策がないものシンボル△は突込板が無いものシンボル◇は底面、後壁縦整流板が無いものを示している。まず空気吸込渦に関して、突込整流板を設置したものについては、没水深さ S=1.5D, 1.25D において空気吸込渦を抑制でき目標を満足する結果となった。水中渦については、底面、後壁縦整流板を設置したものは水中渦が発生しないことを確認した。したがって、空気吸込渦に対しては、突込整流板を設置すること、水中渦に対しては底面、後壁縦整流板を設置することで、渦の発生限界流速を引き上げることが確認できた。

よって突込整流板、底面、後壁縦整流板を同時に設置することで吸水槽の高流速化が可能になると考える。

5）-②渦流防止対策（底面、後壁縦整流板断面形状）の影響確認

① 実験概要とパラメータの整理

パラメータを底面、後壁縦整流板の断面形状とした。各実験ケース共に、水路幅 W＝2.7D、ボトムクリアランス C＝0.75D、バッククリアランス F＝1.1D である。実験は 2 ケース行い、前述の断面形状を台形としたもの、矩形としたものについて確認した。吸水槽形状を図 8-29，図 8-30 に示す。

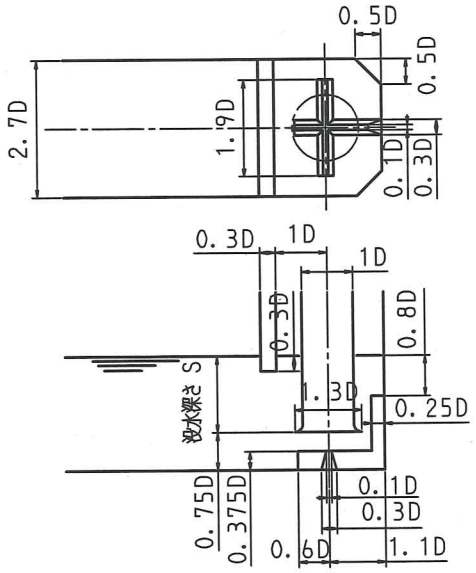


図 8-29 「断面形状 台形」吸水槽形状

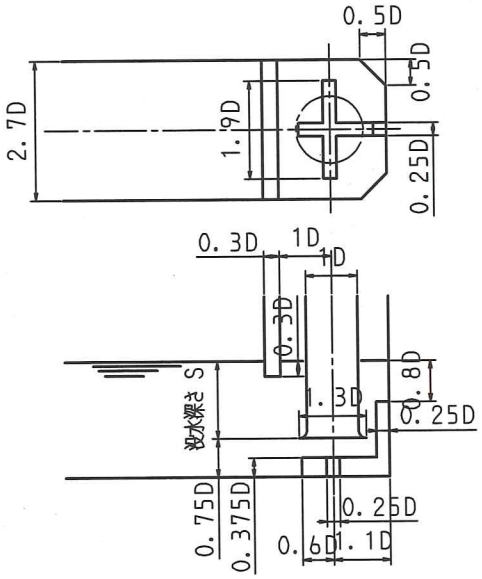


図 8-30 「断面形状 矩形」吸水槽形状

② 実験結果の評価

実験結果判定一覧表を表 8-16 に、実験結果を図 8-31 に示す。

表 8-16 試験結果判定一覧表

試験 No.	パラメータ					評価				備考
	底面・後壁縦整流板断面形状	W	F	C	S	目標流速 0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
1-1	台形	2.7D	1.1D	0.75D	1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	○	○	○	
					1.0D	○	×	○	×	
6-1	矩形				1.5D	○	○	×	×	
					1.25D	○	○	×	×	
					1.0D	○	×	×	×	

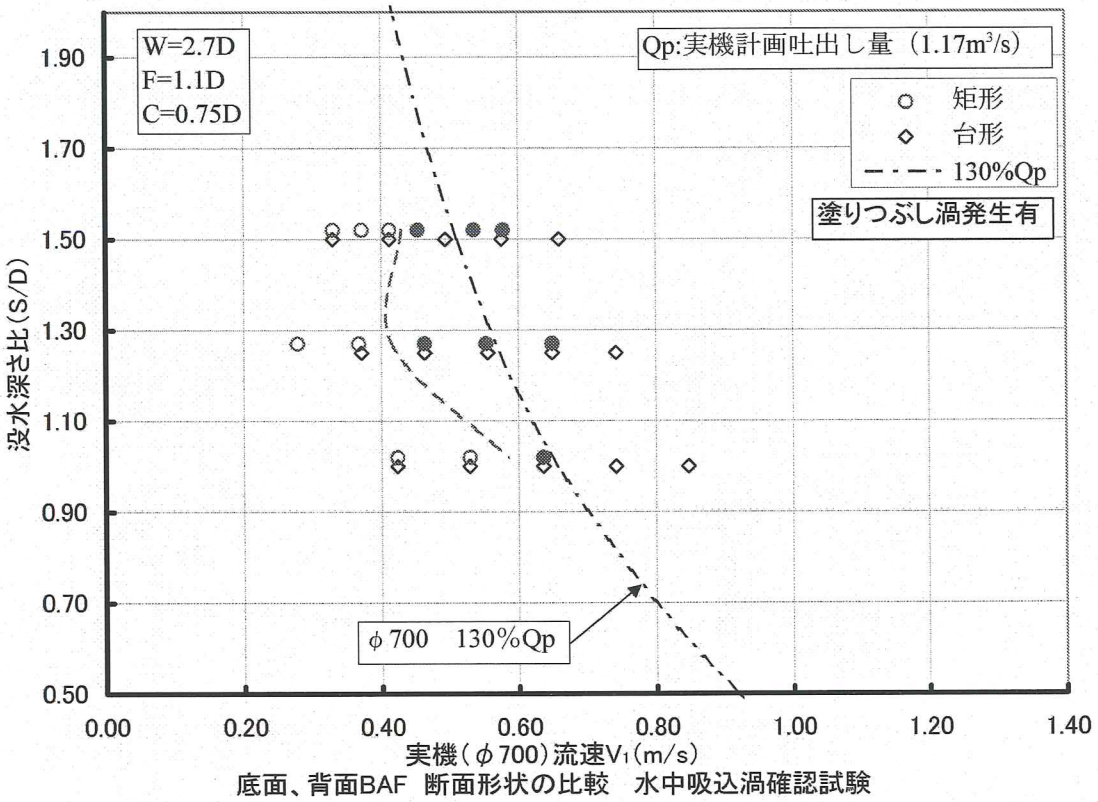


図 8-31　底面・後壁縦整流板断面形状の違いによる水中渦確認実験結果

実験結果については、図中シンボルは断面形状が、シンボル○は矩形シンボル◇は台形としたものを示している。空気吸込渦の発生に対しては断面形状の影響は無いが、断面形状を矩形としたものでは、底面整流板の頂部から水中渦の発生があった。底面整流板の頂部表面積が台形のものに比べ広いため、そこで過度の旋回が発生、水中渦に発達したものと考えられる。したがって、底面・後壁縦整流板の断面形状は台形とすることが必要である。

5）-③渦流防止対策（突込整流板突込量）の影響確認

① 実験概要とパラメータの整理

パラメータを突込整流板の突込量とした。各実験ケース共に、水路幅 W＝2.7D、ボトムクリアランス C＝0.75D、バッククリアランス F＝1.1D としている。実験は 2 ケース行い、突込整流板の突込量を 0.3D，0.5D について確認を行った。吸水槽形状を図 8-32，図 8-33 に示す。

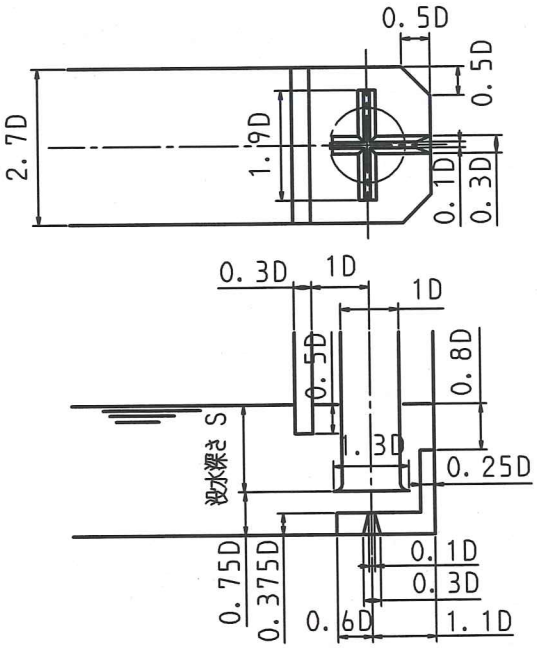


図 8-32　「突込量 0.3D」吸水槽形状

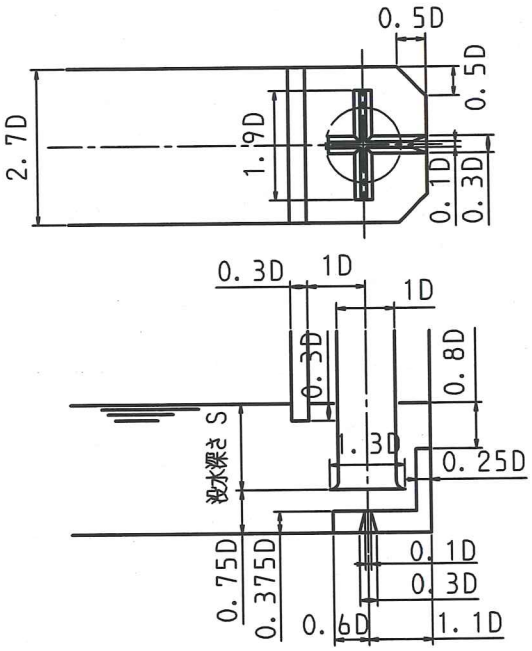


図 8-33　「突込量 0.5D」吸水槽形状

② 実験結果の評価

実験結果判定一覧表を表 8-17 に、実験結果を図 8-34 に示す。

表 8-17　試験結果判定一覧表

試験 No.	パラメータ					評価				備考
	突込整流板突込量	W	F	C	S	目標流速 0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
1-1	0.3D	2.7D	1.1D	0.75D	1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	○	○	○	
					1.0D	○	×	○	×	
3-1	0.5D				1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	×	○	×	
					1.0D	○	×	○	×	

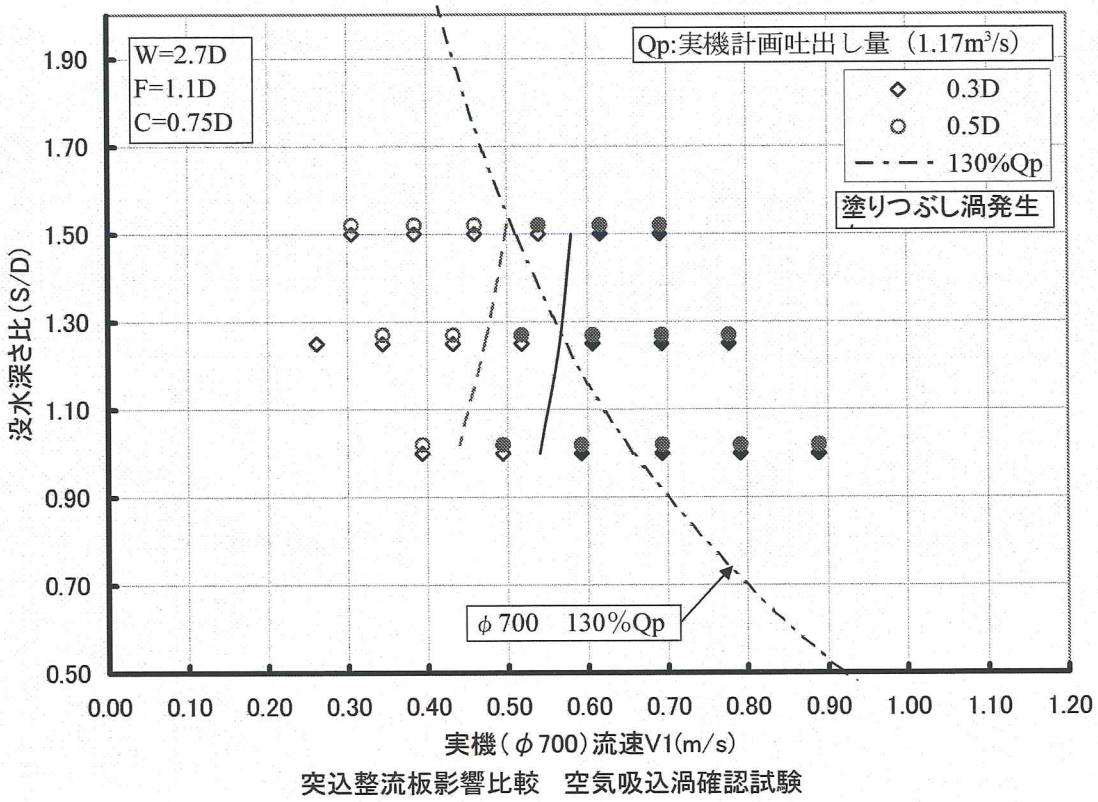


図 8-34　突込整流板突込量の違いによる空気吸込渦確認実験結果

実験結果については、図中シンボルは、突込整流板突込量がシンボル○は 0.5D シンボル◇は 0.3D としたものを示している。突込整流板突込量を 0.3D としたものが、突込量 0.5D としたものに比べ、各没水深さにおいて渦発生限界流速が約 20%Q 程度高くなる結果となった。ただし両者ともに没水深さ S＝1.5D においては、ポンプ最大吐出量（130%Q）を満足している。また水中渦の発生は両者ともに無い。よって突込整流板の突込量はポンプ最大吐出量（130%Q）に対する余裕を考慮して 0.3D とすることが望ましいと考える。

5）-④渦流防止対策（後壁縦整流板長さ）の影響確認

① 実験概要とパラメータの整理

パラメータを後壁縦整流板の長さとした。各実験ケース共に、水路幅 W＝2.7D、ボトムクリアランス C＝0.75D、バッククリアランス F＝1.1D としている。実験は 2 ケース行い、後壁縦整流板を水面から 0.8D 没水させたもの、水面から突出させたものについて確認を行った。吸水槽形状を図 8-35，図 8-36 に示す。

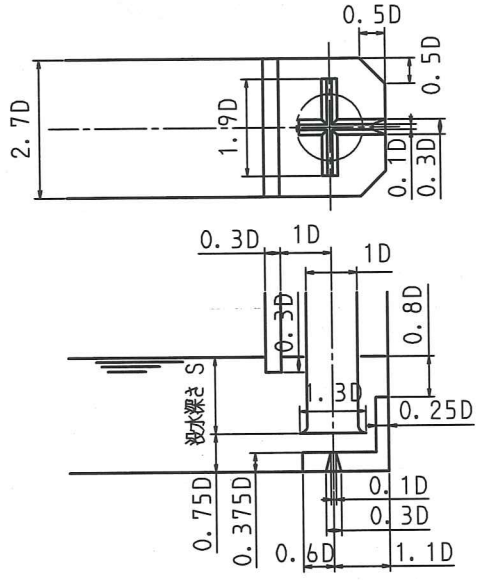


図 8-35　「水面から 0.8D 没水」吸水槽形状

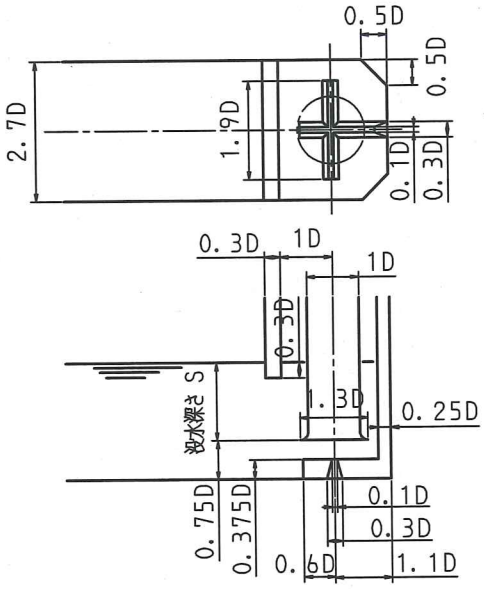


図 8-36　「水面から突出」吸水槽形状

② 実験結果の評価

実験結果判定一覧表を表 8-18 に、実験結果を図 8-37 に示す。

表 8-18　試験結果判定一覧表

試験 No.	パラメータ					評価				備考
	後壁縦整流板長さ	W	F	C	S	目標流速 0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
1-1	水面から 0.8D 没水	2.7D	1.1D	0.75D	1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	○	○	○	
					1.0D	○	×	○	×	
1-T1	水面から突出				1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	×	○	×	
					1.0D	○	×	○	×	

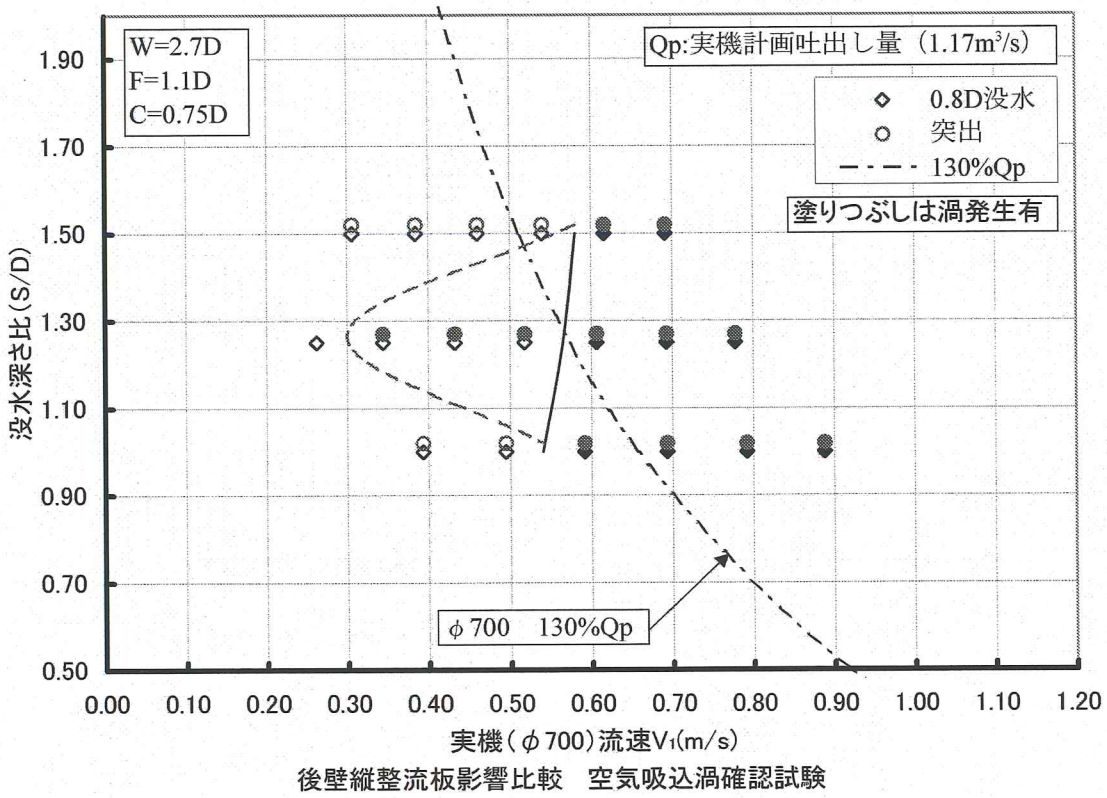


図 8-37　後壁縦整流板長さの違いによる空気吸込渦確認実験結果

実験結果については、図中シンボルは後壁縦整流板が、シンボル○は水面より突出させたものシンボル◇は水面から 0.8D 没水させたものを示している。まず空気吸込渦であるが、没水深さ S＝1.5D においては両者ともにポンプ最大流量（130%Q）を満足しているが没水深さ S＝1.25D において、後壁縦整流板を水面から突出させた場合が極端に限界流速が低下する結果となった。なお、水中渦の発生は無い。よって後壁縦整流板の長さは、S＝1.5D であれば差異は見られないため、施工性の観点から、水面から突出させたものとする。

6）マウンドに関する実験結果

6）-①マウンド部流速の影響確認

① 実験概要とパラメータの整理

パラメータをマウンド部の流速とした。すべての実験ケースにおいて水路幅 W＝2.7D、ボトムクリアランス C＝0.75D、バッククリアランス F＝1.1D としている。なお、マウンド部流速は、0.8 m/s，0.6 m/s，0.5 m/s としこれらの流速は、ポンプ計画吐出量（100%Q）時に、設定した流速となるようマウンド高さを決定している。吸水槽形状を図 8-38～図 8-40 に示す。

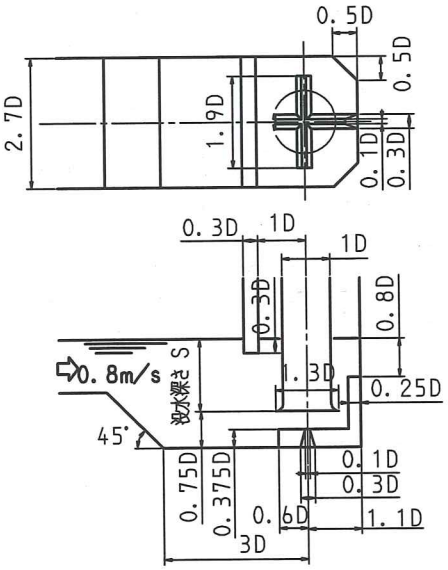


図 8-38　「マウンド部流速 0.8 m/s」吸水槽形状

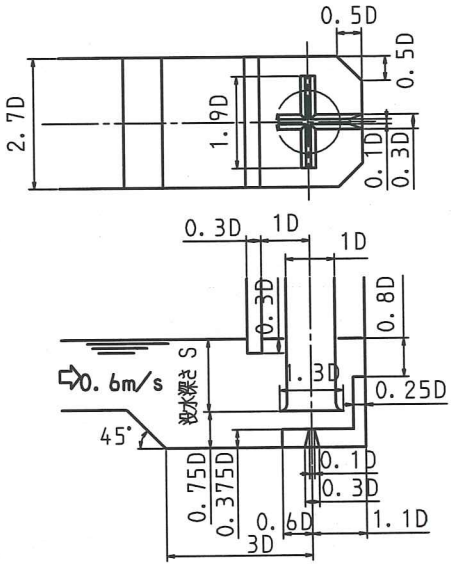


図 8-39　「マウンド部流速 0.6 m/s」吸水槽形状

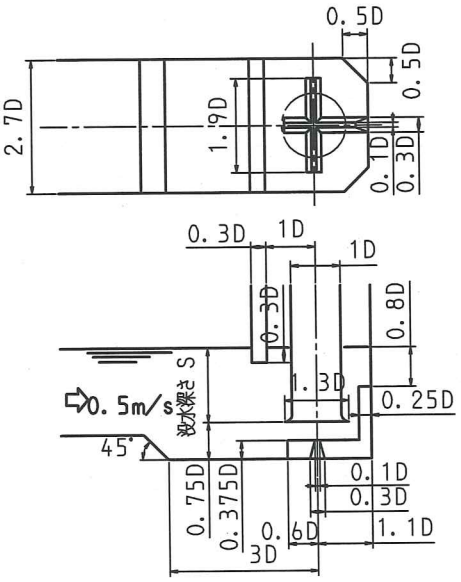


図 8-40　「マウンド部流速 0.5 m/s」吸水槽形状

② 実験結果の評価

実験結果判定一覧表を表 8-19 に、実験結果を図 8-41 に示す。

表 8-19　試験結果判定一覧表

試験 No.	パラメータ					評価				備考
	マウンド部流速	W	F	C	S	目標流速 0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
5-T5	0.8 m/s	2.7D	1.1D	0.75D	1.5D	○	×	○	×	
					1.25D	○	×	○	×	
					1.0D	○	×	○	×	
5-T4	0.6 m/s				1.5D	○	×	○	×	
					1.25D	○	×	○	×	
					1.0D	○	×	○	×	
5-T	0.5 m/s				1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	×	○	×	
					1.0D	○	×	○	×	

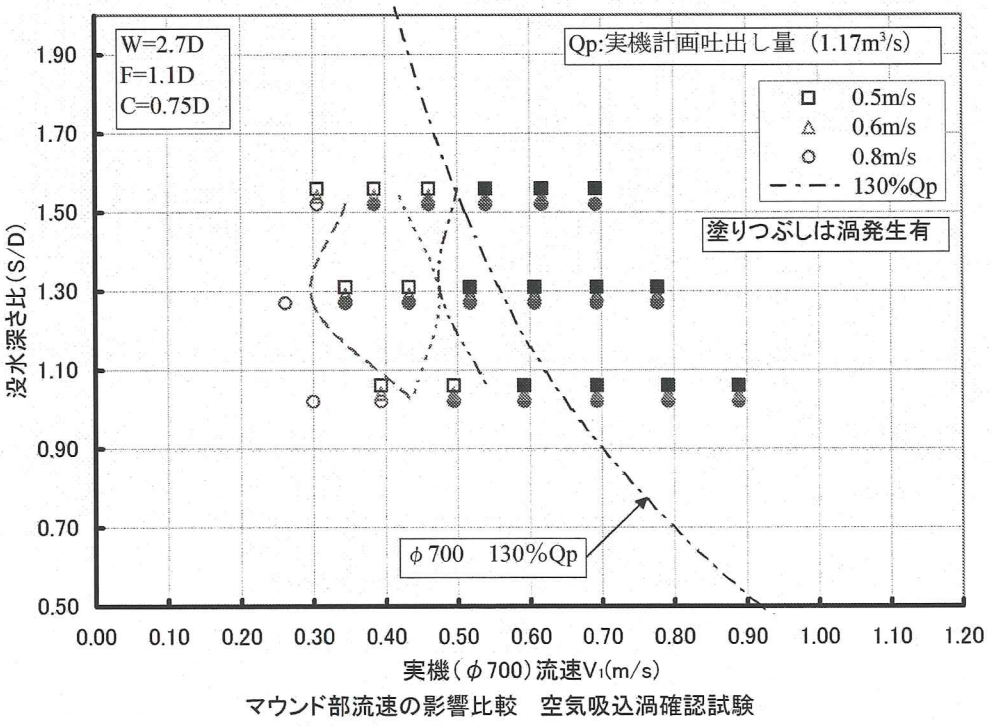


図 8-41　マウンド部流速の違いによる空気吸込渦確認実験結果

実験結果については、図中シンボルはマウンド上部流速が、シンボル□は 0.5 m/s シンボル△は 0.6 m/s シンボル○は 0.8 m/s としている。まず空気吸込渦であるが、マウンド部流速 0.8 m/s としたものは、渦発生限界流速が各水位において大幅にポンプ最大流量（130%Q）を下回っている。またマウンド部流速 0.6 m/s の場合であるが、渦発生限界流速が没水深さ S=1.5D, 1.25D 時に計画最大流量を僅かに下回る程度である。マウンド部流速 0.5 m/s では、没水深さ S=1.5D において目標を満足できる見通しを得た。但し、ポンプ最大流量（130%Q）に対する、渦発生限界の余裕は無い。なお、水中渦の発生はない。

よって、ここではマウンド部流速 0.5 m/s を設置した吸水槽形状の没水深さ S=1.5D であれば、目標を満足できる見通しを得ることができた。

6）-②マウンド設置位置の影響確認

① 実験概要とパラメータの整理

パラメータをマウンド設置位置とした。マウンド部流速は、全項の実験結果に基ずき、0.5 m/s としている。またすべての実験ケースにおいて水路幅 W＝2.7D、ボトムクリアランス C＝0.75D、バッククリアランス F＝1.1D としている。なお、マウンド設置位置は、ポンプ中心から 3D, 4.5D, 6D とし確認している。吸水槽形状を図 8-42～図 8-44 に示す。

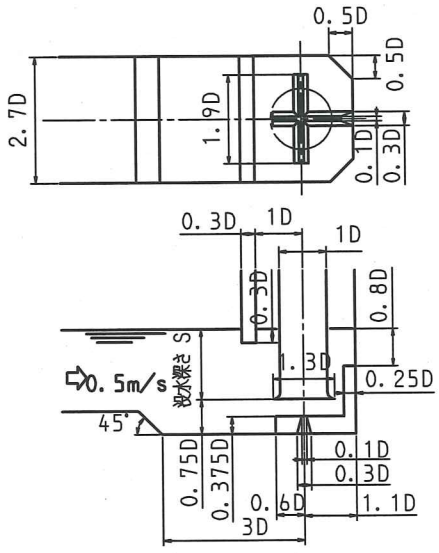


図 8-42 「マウンド部位置 3D」吸水槽形状

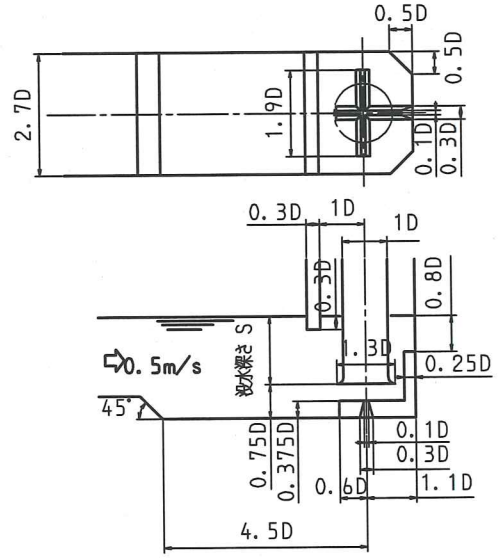


図 8-43 「マウンド部位置 4.5D」吸水槽形状

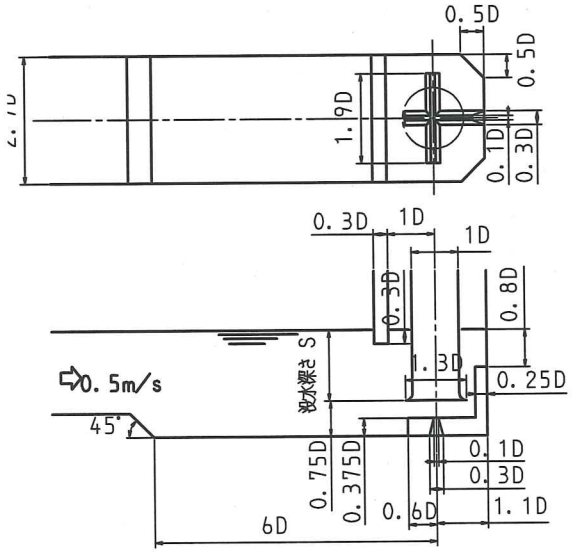


図 8-44 「マウンド部位置 6D」吸水槽形状

② 実験結果の評価

実験結果判定一覧表を表 8-20 に、実験結果を図 8-45 に示す。

表 8-20　試験結果判定一覧表

試験 No.	パラメータ					評価				備考
	マウンド設置位置	W	F	C	S	目標流速 0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
5-4T5	3D	2.7D	1.1D	0.75D	1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	×	○	×	
					1.0D	○	×	○	×	
5-5T5	4.5D				1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	×	○	×	
					1.0D	○	×	○	×	
5-6T5	6D				1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	○	○	○	
					1.0D	○	×	○	×	

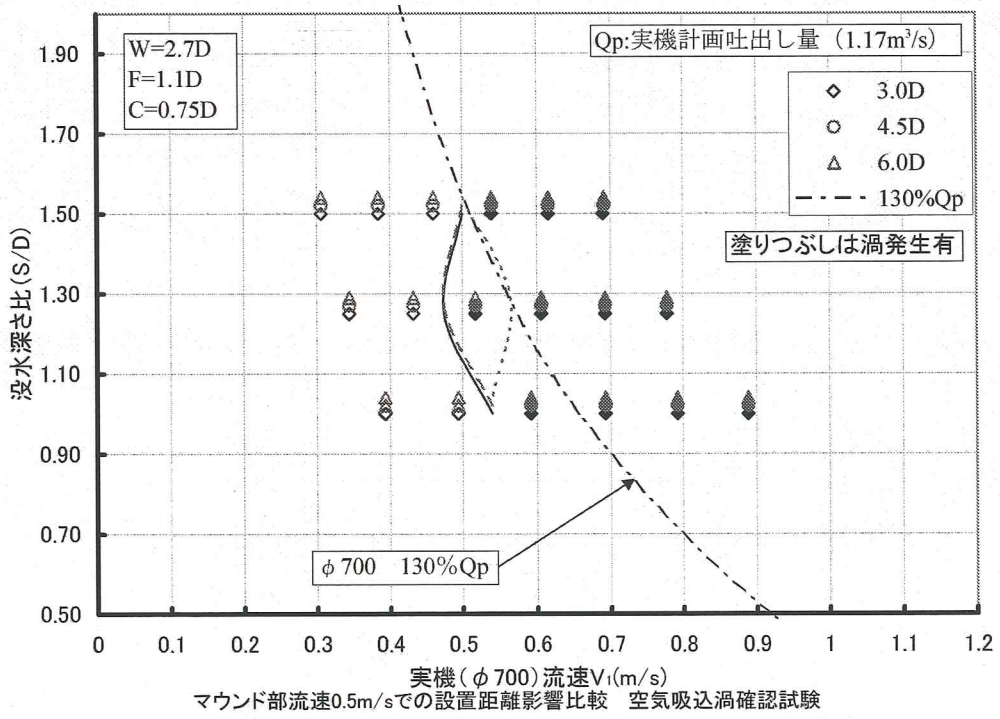


図 8-45　マウンド設置位置による空気吸込渦確認実験結果

実験結果について、図中シンボルはマウンド設置位置をポンプ中心から、シンボル△は 6D シンボル○は 4.5D シンボル◇は 3D としている。空気吸込渦に関してマウンド設置位置をポンプ中心から 6D としたものが、他の 2 ケースに比べ没水深さ S＝1.25D 時に限界流速が高い結果となった。その場合でもこの没水深さだけの差であり、実質的な差異は見られず、没水深さ S＝1.5D であれば、目標を満足する。ただし、いずれのマウンド設置位置においても、ポンプ最大流量（130%Q）に対する余裕は少ない。また水中渦の発生はない。よってマウンド設置位置は、土木掘削量の低減が図れるポンプ中心から 3D の位置とする。

7） 底面・後壁縦整流板のずれに関する実験結果

① 実験概要とパラメータの整理

パラメータを底面・後壁縦整流板の水路幅方向へのずれ量とした。そのずれ量は水路幅の 0%, 2.5%, 5%, 7.5%とし渦に対する影響の確認を行った。またすべての実験ケースにおいて水路幅 W＝2.7D、ボトムクリアランス C＝0.75D、バッククリアランス F＝1.1D としている。その吸水槽形状を図 8-46～図 8-49 に示す。

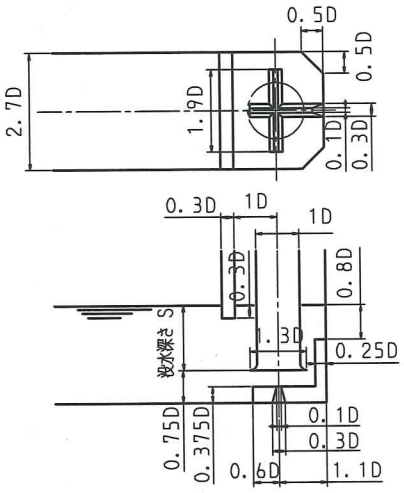


図 8-46 「ずれ量 0%」 吸水槽形状

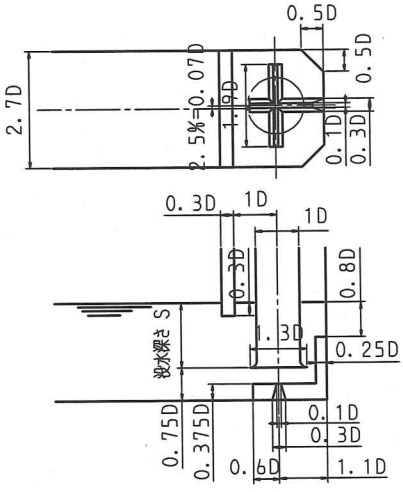


図 8-47 「ずれ量 2.5%」吸水槽形状

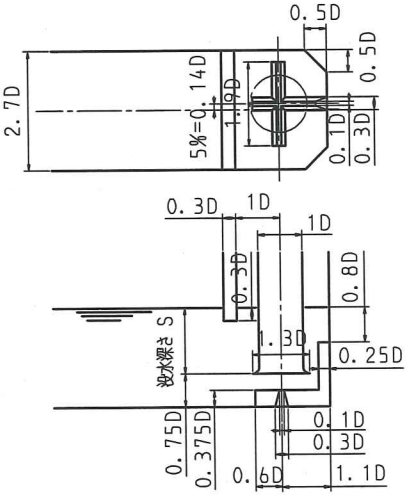


図 8-48 「ずれ量 5%」吸水槽形状

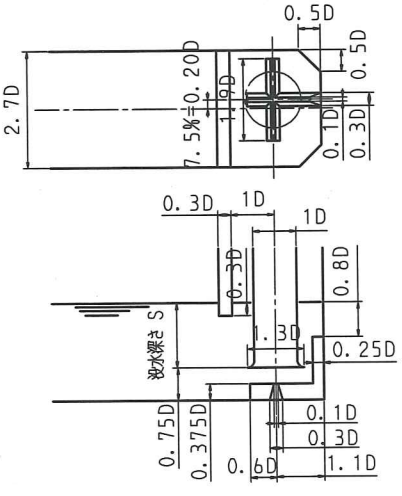


図 8-49 「ずれ量 7.5%」吸水槽形状

② 実験結果の評価

実験結果判定一覧表を表 8-21 に、実験結果を図 8-50 に示す。

表 8-21　試験結果判定一覧表

試験 No.	パラメータ					評価				備考
	底面・後壁縦整流板ずれ量（水路幅に対して）	W	F	C	S	目標流速 0.4 m/s ≦ 接近流速 (100%Q)	空気吸込渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	水中渦限界流速 ≧ 接近流速 (130%Q)	総合判定	
1-1	0%	2.7D	1.1D	0.75D	1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	○	○	○	
					1.0D	○	×	○	×	
4-1	2.5%				1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	○	○	○	
					1.0D	○	×	○	×	
4-2	5%				1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	○	○	○	
					1.0D	○	×	○	×	
4-3	7.5%				1.5D	○	○	○	○	
					1.25D	○	○	○	○	
					1.0D	○	×	○	×	

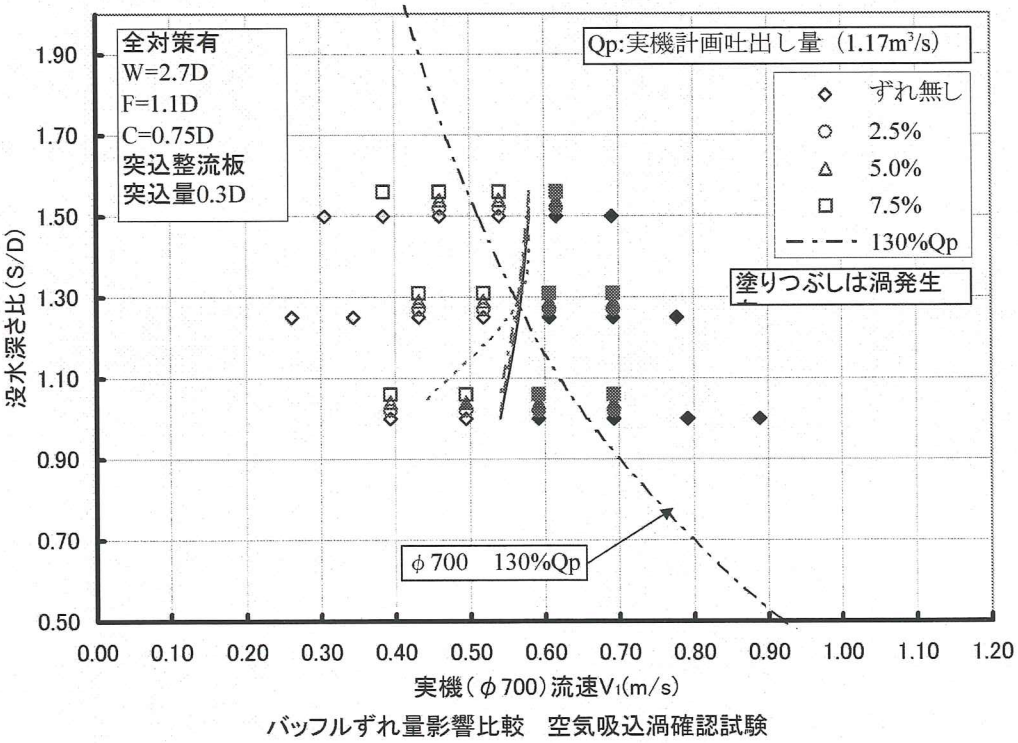


図 8-50　底面・後壁縦整流板のずれによる空気吸込渦確認実験結果

実験結果については、図中シンボルは底面・後壁縦整流板の水路幅方向へのずれ量がシンボル□は 7.5%シンボル△は 5%シンボル○は 2.5%を示している。空気吸込渦に対してはずれ量の影響は無く、没水深さ S＝1.5D，1.25D であれば、ポンプ最大流量（130%Q）を満足する。また水中渦の発生は無い。よって今回の実験範囲でのずれ量であれば、空気吸込渦、水中渦の発生には影響しない。

8）実験結果まとめと推奨形状

① 各パラメータの結果をまとめ、表 8-22 に示す。

表 8-22　各パラメータ結果一覧表

パラメータ	結果
水路幅（W）	マウンドを設置しない場合であれば、W＝2.4D まで縮小可能であるが、マウンド設置することを考慮すればW＝2.7D まで縮小可能となる。またマウンドを設置しない状態でW＝2.7D，2.4D を比較するとポンプ最大流量に対し、W＝2.7D では20%程度の余裕があるが、W＝2.4D では余裕は無くなる。なお、現行基準のW＝3.0D に対しW＝2.7D であれば幅が 10%の低減に、W＝2.4D であれば幅が 20%の低減となる。
ボトムクリアランス（C）	C＝0.5D まで縮小可能である。ただしポンプ最大流量に対しての余裕は少なく、C＝0.75D にくらべ、20%程度渦発生限界流速が低下する。またポンプ性能への影響を十分に把握する必要がある。現行基準の C＝1.0D に対しC＝0.75D であれば 25%の低減、C＝0.5D ならば 50%の低減となる。
バッククリアランス（F）	F＝0.85D では、ポンプと吸水槽後壁のクリアランスから後壁縦整流板が設置できず、水中渦が発生する。よってその水中渦対策が可能な F＝1.1D とする。これは現行基準と同じ値である。
渦流防止対策	空気吸込渦に対しては、突込整流板が有効である。その時、水面から 0.3D 没水させることが有効である。また水中渦に対しては底面・後壁縦整流板が渦抑制に効果があり、その断面形状を台形とすることが必要である。また後壁縦整流板は施工性を考慮し、水面から突出させた形状とする。 したがって、吸水槽の高流速化を達成するためには、突込整流板と底面・後壁縦整流板を合わせて設置することで空気吸込渦、水中渦の発生を同時に抑制することができ、吸水槽の高流速化が可能となる。
マウンド	ポンプ計画流量（100%Q）時にマウンド上部の流速を 0.5 m/s として計画することが必要であり、その時の設置位置は土木掘削量低減の観点から、ポンプ中心～3D 上流に設置するものとする。また接続勾配は 45°とする。
没水深さ（S）	マウンドを設置した場合を考慮すれば、没水深さ S＝1.5D としなければポンプ計画最大流量（130%Q）を満足しない。 したがってS＝1.5D とする。
バッフルのずれ量	水路幅に対して、7.5%以内の施工時のずれであれば渦発生に対して影響はない。

② オープン形高流速化吸水槽の推奨形状・寸法

今回の実験によって得られた高流速化吸水槽の形状を図 8-51 に示す。水路幅 W＝2.7D、ボトムクリアランス C＝0.75D、没水深さ S＝1.5D とする。この吸水槽寸法において、ポンプ計画流量（100%Q）時にポンプ接近流速が 0.4 m/s となる。

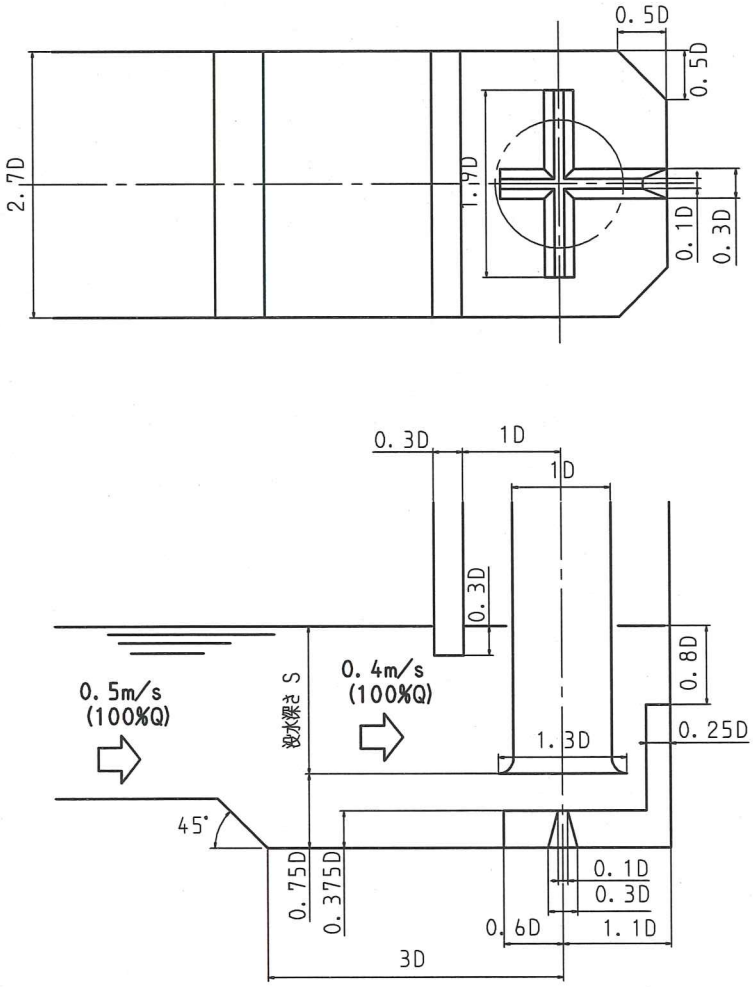


図 8-51　オープン形高流速吸水槽、形状・寸法図

（2）高流速セミクローズ形吸水槽

1）基本形状の実験

① 実験概要とパラメータの整理

セミクローズ形吸水槽は、オープン形吸水槽より更なる高速化を目指すものであり、特にポンプ接近流速（V_2）が約 1.2 m/s と高流速になることから、水中渦空気吸い込み渦の他、ポンプ性能に与える影響も勘案する必要があった。したがって、ベルマウス近傍の基本形状を決定するために実験を行った。

図 8-52 に疑似ベンド無しの形状寸法を示す。

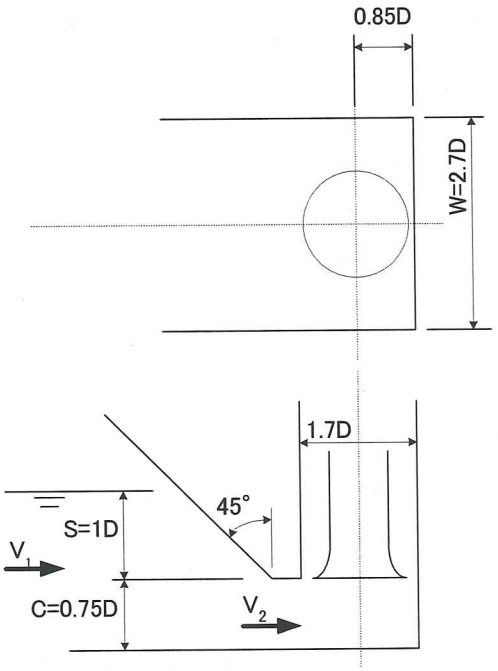


図 8-52　疑似ベンド無しの吸水槽形状

② 実験結果の評価

セミクローズ吸水槽は、φ1350 mm 以上のポンプに適用するもので、実機換算流速は条件が最も厳しくなるφ1350 mm のポンプの場合に換算して評価する。

一般に河川排水用のポンプは、実揚程がほぼゼロの場合に、計画流量の 130～140%位で運転される。実揚程がゼロの運転は、ポンプ始動時に見られることが多く、最低吸水位での実揚程ゼロの運転は、通常存在しない。したがって、最大流量を計画流量の 130%Q と見なし、それに対応する流速を最大計画流速とした。

本実験では、最大計画流速でも有害な空気吸い込み渦や水中渦が発生せず、ポンプの運転に支障が生じないと判断した場合を合格とした。

なお、疑似ベンド無しのセミクローズ形吸水槽では、激しい水中渦が発生することを予備実験で確認している。したがって、セミクローズ形吸水槽の基本形状は、予備実験の結果を反映して疑似ベンド形状とする。

2）水路幅（W）に関する実験結果

① 実験の概要とパラメータの整理

吸水槽水路幅（W）をパラメータとし、W＝2.7D，2.4D，2.2D の 3 ケースで実験を行った。各実験はボトムクリアランス C＝0.75D、呑口角度α＝45°、マウンド無しの条件で実施した。吸水槽形状を図 8-53 に示す。

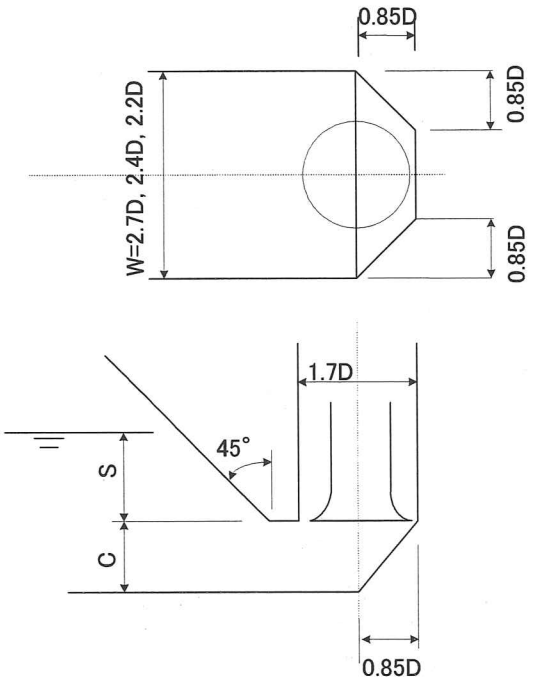


図 8-53　実験水槽の概要

② 実験結果の評価

実験の結果判定一覧表を表 8-23 に、水路幅 W＝2.7D の実験結果を図 8-54 に、水路幅 W＝2.4D の実験結果を図 8-55 に、水路幅 W＝2.2D の実験結果を図 8-56 に示す。

表 8-23　水路幅（W）に関する実験結果一覧表

実験 No.	水路幅 W	没水深さ S	評価		
			空気吸込渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
1	2.7D	0.7D	0 回	無し	○
		0.6D	14 回/2 分		×
4	2.4D	1.0D	0 回	無し	○
		0.9D	12 回/2 分		×
5	2.2D	1.0D	7 回/2 分	無し	×

水路幅に関する実験は 3 ケース行った。水路幅 W＝2.7D では、空気吸い込み渦に関する判定で、没水深さ 0.6D で不合格、0.7D で合格となった。水路幅 W＝2.4D における、空気吸い込み渦に関する判定では、没水深さ 0.9D で不合格、1.0D で合格となった。水路幅 W＝2.2D では、空気吸い込み渦に関する判定で、没水深さ 1.0D でも不合格となった。水中渦に関しては、いずれのケースでも合格であった。

結果として、水路幅は 2.4D 以上あれば、没水深さ S＝1.0D でのポンプの運転が可能と判定された。一般的な立軸ポンプの構造では、羽根車が水中に没するためには、吸い込みベルマウスの先端から水面までの寸法（没水深さ：S）が 1D 程度あれば十分である。したがって、本実験で合格、不合格を判断するときに、S＝1.0D で渦が許容範囲内の場合を合格とした。

水力学面から考えると、必要水路幅はおよそ 2.4D と判断できるが、実機への適用に当たっては吸水槽上に設置される原動機や吐出弁の設置スペースやメンテナンススペースを考慮する必要がある。それらのスペースを種々検討した結果、W＝2.7D とした。

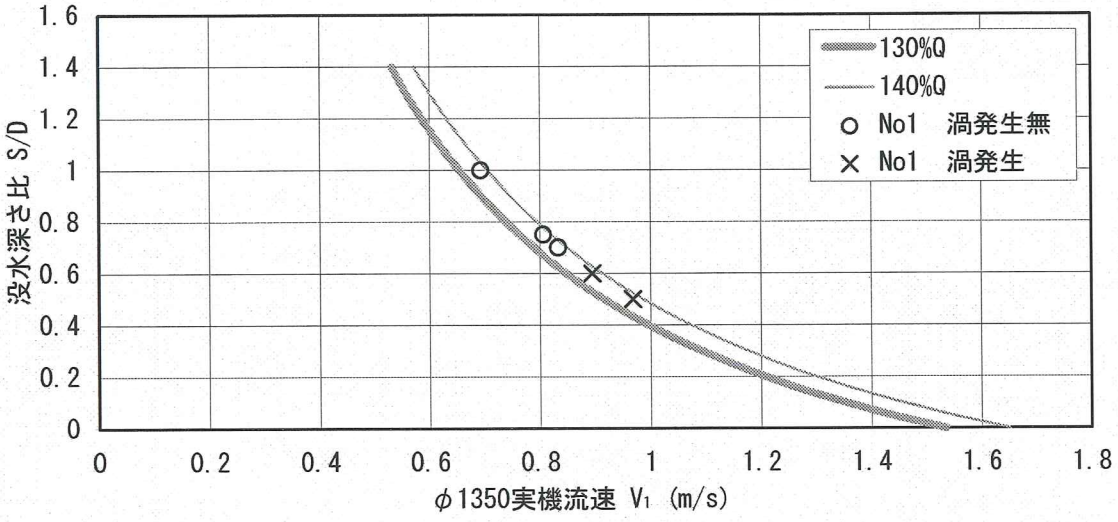


図 8-54　水路巾 W＝2.7D に対する空気吸込渦と呑口流速・没水深さの関係

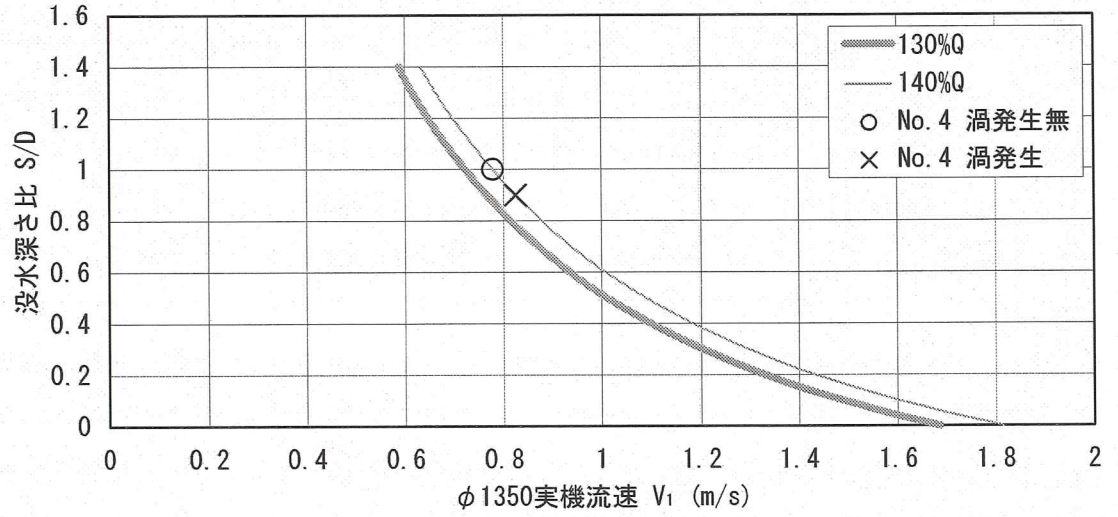


図 8-55　水路巾 W＝2.4D に対する空気吸込渦と呑口流速・没水深さの関係

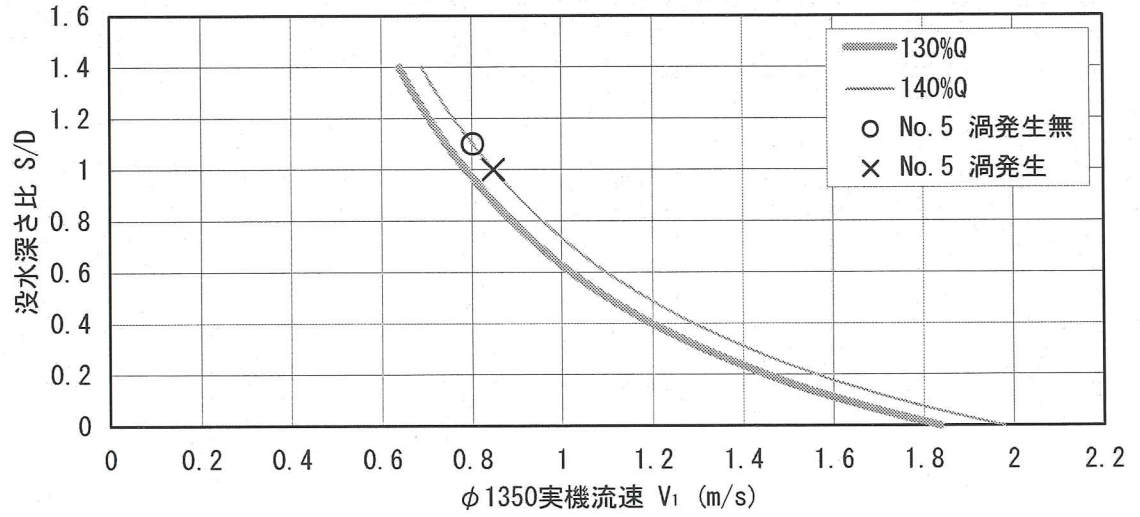


図 8-56　水路巾 W＝2.2D に対する空気吸込渦と呑口流速・没水深さの関係

3）ボトムクリアランス（C）に関する実験

① 実験の概要とパラメータの整理

ボトムクリアランス（C）をパラメータとし、C＝0.75D，0.5D の 2 ケースで実験を行った。各実験は水路幅 W＝2.7D、呑口角度α＝45°、マウンド無しの条件で実施した。吸水槽形状を図 8-57 に示す。

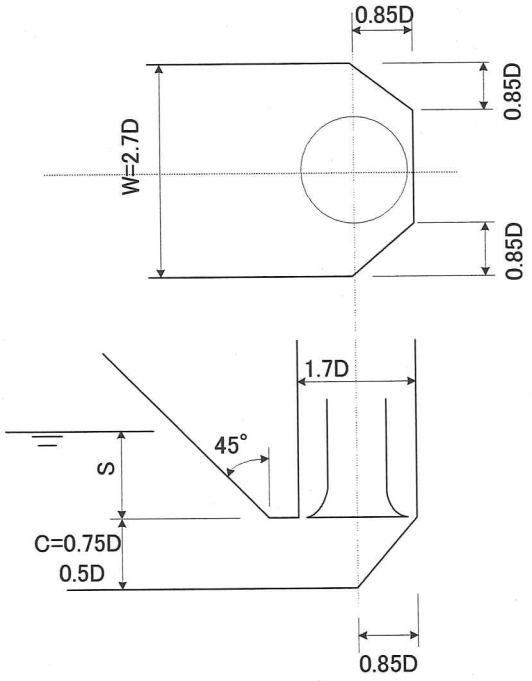


図 8-57　実験水槽の概要

② 実験結果の評価

ボトムクリアランス（C）＝0.75D および 0.5D の実験結果の判定一覧表を表 8-24 に、実験結果を図 8-58、図 8-59 に示す。

表 8-24　ボトムクリアランス（C）に関する実験結果一覧表

実験 No.	ボトムクリアランス C	没水深さ S	評価		
			空気吸込渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
1	0.75D	0.7D	0 回	無し	○
		0.6D	14 回/2 分		×
6	0.5D	1.0D	0 回	無し	○
		0.9D	7 回		×

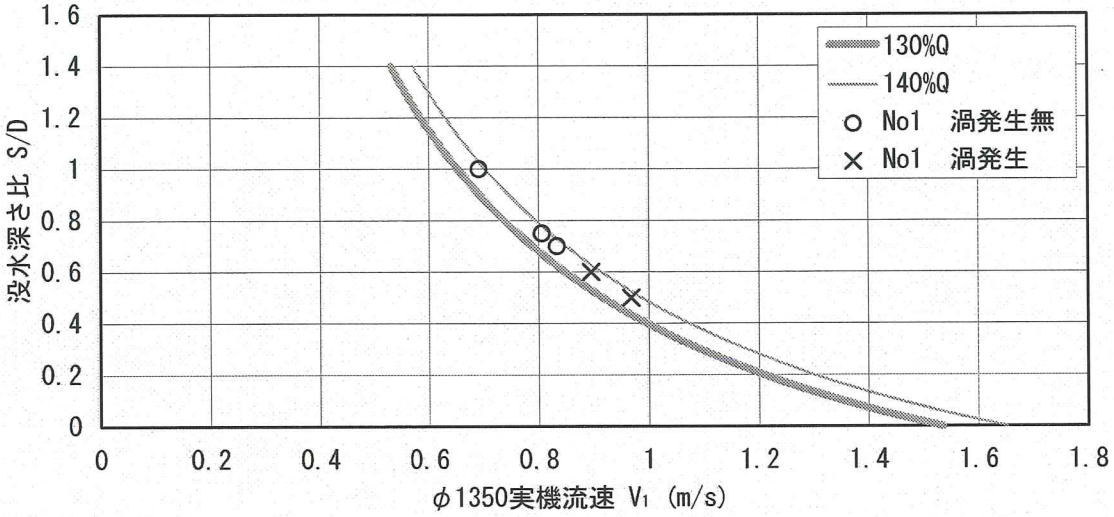


図 8-58　ボトムクリアランス C=0.75D に対する空気吸込渦と呑口流速・没水深さの関係

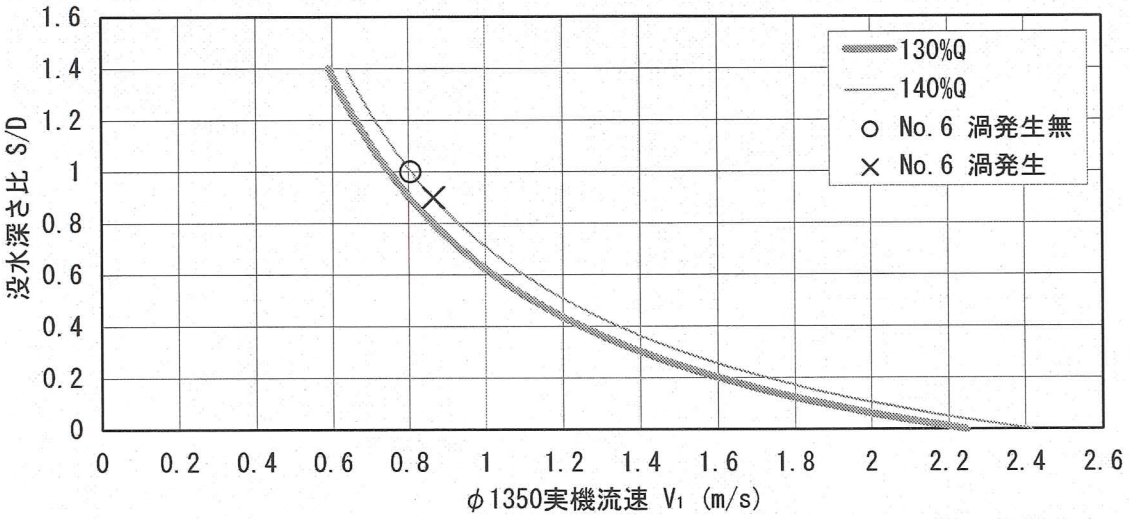


図 8-59　ボトムクリアランス C=0.5D に対する空気吸込渦と呑口流速・没水深さの関係

ボトムクリアランスに関する実験は 2 ケース行った。ボトムクリアランス C=0.75D では、空気吸い込み渦に関する判定で、没水深さ 0.6D で不合格、0.7D で合格となった。ボトムクリアランス C=0.5D における、空気吸い込み渦に関する判定では、没水深さ 0.9D で不合格、1.0D で合格となった。水中渦に関しては、いずれのケースでも合格であった。

結果として、ボトムクリアランスは 0.5D 以上あれば、没水深さ S=1.0D でのポンプの運転が可能と判定された。しかし、ボトムクリアランスは土木構造物の施工時の制約を受け、0.5D では φ2000 mm 以上のポンプにしか適用できないため、0.75D を採用し、φ1350 mm 以上のポンプへ適用できるようにした。

4）マウンド角度（β）に関する実験

① 実験の概要とパラメータの整理

マウンド角度（β）をパラメータとし、β＝30゜，45゜の 2 ケースで実験を行った。各実験は水路幅 W＝2.7D、ボトムクリアランス C＝0.75D、呑み口角度α＝45゜、マウンド高さ h＝0.25D、マウンド距離 L＝4.5D の条件で実施した。吸水槽形状を図 8-60 に示す。

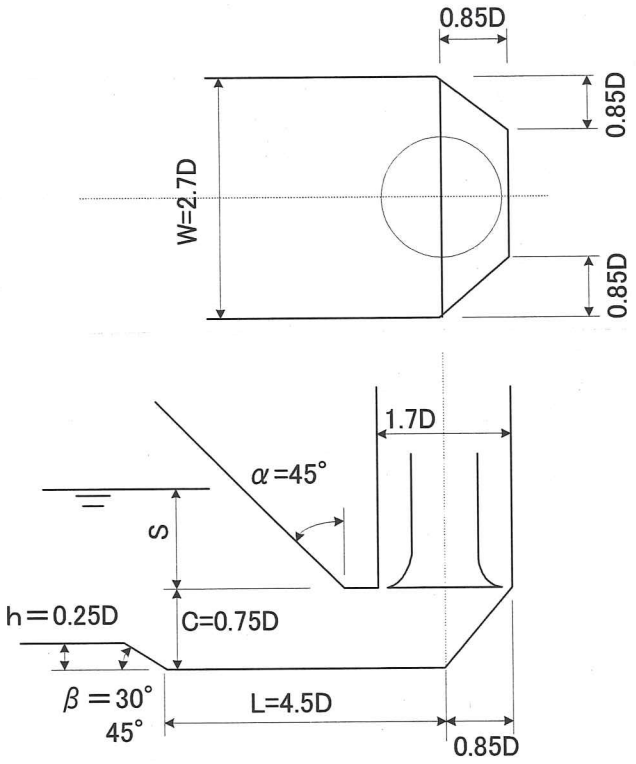


図 8-60　実験水槽の概要

② 実験結果の評価

実験の結果判定一覧表を表 8-25 に、マウンド角度β＝30゜および 45゜の実験結果を図 8-61 に示す。

表 8-25　マウンド角度（β）に関する実験結果一覧表

実験 No.	マウンド角度 β	没水深さ S	評価		
			空気吸込渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
7	30゜	1.0D	0 回	無し	○
		0.9D	8 回/2 分		×
8	45゜	1.0D	9 回/2 分	無し	×

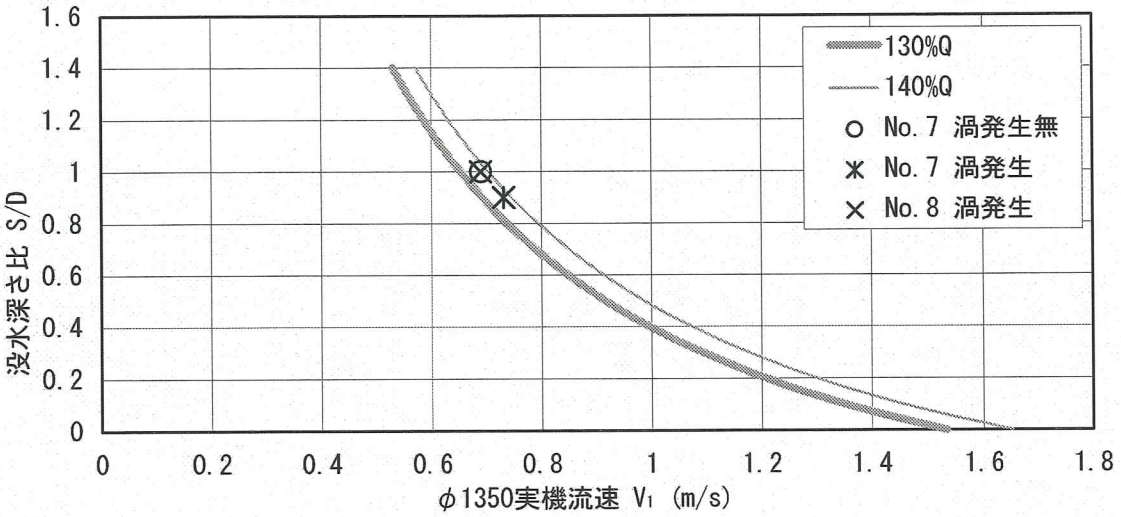


図 8-61　マウンド角度βに対する空気吸込渦と呑口流速・没水深さの関係

マウンド角度（β）に関する実験は 2 ケース行った。マウンド角度（β）＝30゜では、空気吸い込み渦に関する判定で、没水深さ 0.9D で不合格、1.0D で合格となった。マウンド角度（β）＝45゜における、空気吸い込み渦に関する判定では、没水深さ 1.0D でも不合格となった。水中渦に関しては、いずれのケースでも合格であった。

上記結果から明らかに 30゜の方が有利であり、コストやスペースにもほとんど影響がないので、30゜を採用した。

5）マウンド高さ（h）に関する実験

① 実験の概要とパラメータの整理

マウンド高さ（h）をパラメータとし、h=0.25D，0.5D の 2 ケースで実験を行った。各実験は水路幅 W=2.7D、ボトムクリアランス C=0.75D、呑み口角度α=45°、マウンド角度β=45°、マウンド距離 L=4.5D および 6D の条件で実施した。吸水槽形状を図 8-62 に示す。

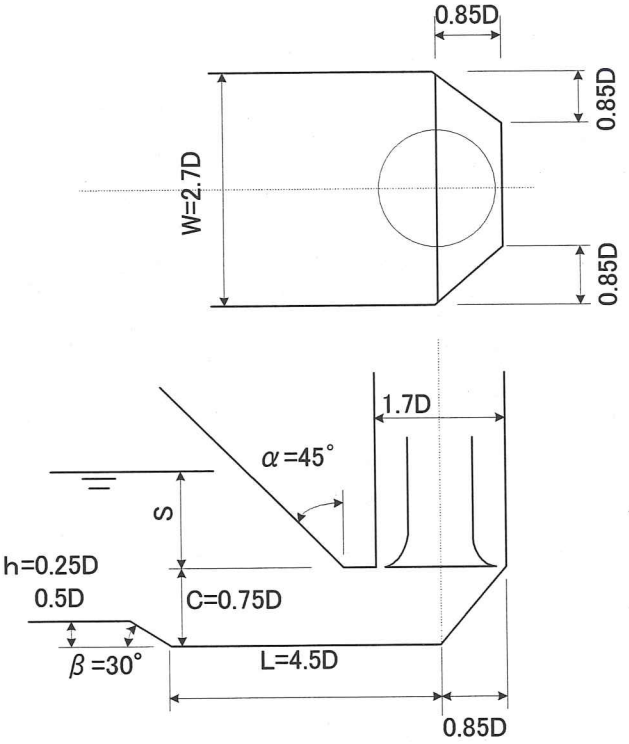


図 8-62　実験水槽の概要

② 実験結果の評価

実験の結果判定一覧表を表 8-26 に、マウンド高さ h=0.25D および 0.5D の実験結果を図 8-63 に示す。

表 8-26　マウンド高さ（h）に関する実験結果一覧表

実験 No.	マウンド高さ h	没水深さ S	評価		
			空気吸込渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
7	0.25D	1.0D	0 回	無し	○
		0.9D	8 回/2 分		×
9	0.5D	1.0D	15 回/2 分	無し	×

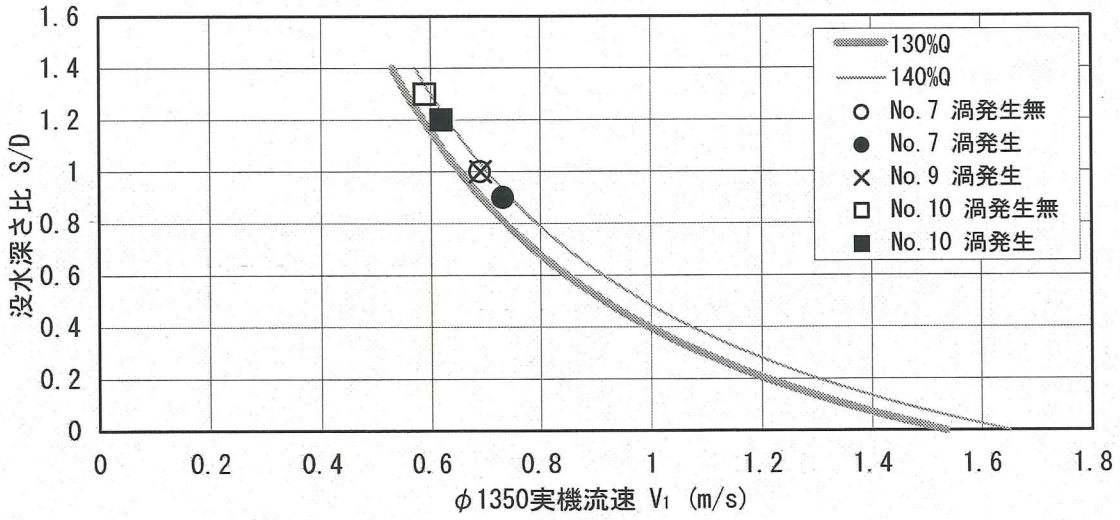


図 8-63　マウンド高さ h に対する空気吸込渦と呑口流速・没水深さの関係

マウンド高さ（h）に関する実験は 2 ケース行った。マウンド高さ h=0.25D では、空気吸い込み渦に関する判定で、マウンド距離 L=4.5D、没水深さ 0.9D で不合格、1.0D で合格となった。マウンド高さ h=0.5D における、空気吸い込み渦に関する判定では、マウンド距離 L=6.0D、没水深さ 1.0D でも不合格となった。水中渦に関しては、いずれのケースでも合格であった。

したがって、マウンド高さ（h）は 0.25D を採用した。

6）マウンド距離（L）

① 実験の概要とパラメータの整理

マウンド距離（L）をパラメータとし、L=4.5D，3D の 2 ケースで実験を行った。各実験は水路幅 W=2.7D、ボトムクリアランス C=0.75D、呑み口角度 α =45°、マウンド角度 β =45°、マウンド高さ h=0.25D の条件で実施した。吸水槽形状を図 8-64 に示す。

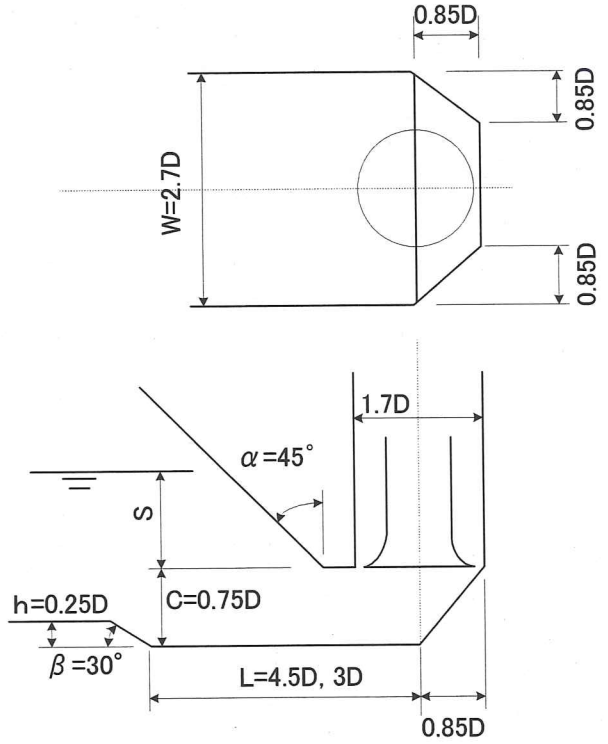


図 8-64　実験水槽の概要

② 実験結果の評価

マウンド距離 L=4.5D および 3D の実験結果の判定一覧表を表 8-27 に、実験結果を図 8-65 に示す。

表 8-27　マウンド距離（L）に関する実験結果一覧表

実験 No.	マウンド距離 L	没水深さ S	評価		
			空気吸込渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
7	4.5D	1.0D	0 回	無し	○
		0.9D	8 回/2 分		×
11	3D	1.0D	3 回/2 分	無し	○
		0.9D	8 回/2 分		×

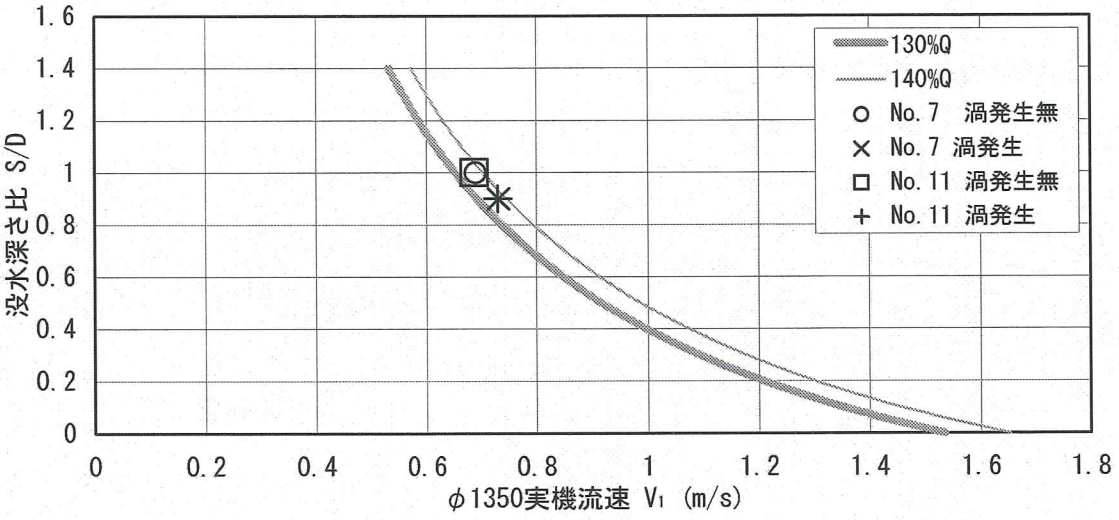


図 8-65　マウンド距離Ｌに対する空気吸込渦と呑口流速・没水深さの関係

マウンド距離（L）に関する実験は 2 ケース行った。マウンド距離Ｌ=4．5 では、空気吸い込み渦に関する判定で、没水深さ 0．9D で不合格、1．0D で合格となった。マウンド距離 L=3D における、空気吸い込み渦に関する判定では、同様に没水深さ 0.9D で不合格、1.0D で合格となった。水中渦に関しては、いずれのケースでも合格であった。

実験結果は、マウンド距離Ｌ=3D でも合格となったが、空気吸い込み渦が若干観測され、限界値に近いと判断された。また、実際の機場では駆動機のスペース他ポンプ場の上部構造を考慮すると、4.5D にしても全体のスペースに影響を与えないことから、L=4.5D を採用した。

7）呑口角度（α）

① 実験の概要とパラメータの整理

呑口角度（α）をパラメータとし、α＝45゜および60゜の2ケースで実験を行った。各実験は水路幅W＝2．7D、ボトムクリアランスC＝0．75D、マウンド無しの条件で実施した。吸水槽形状を図8-66に示す。

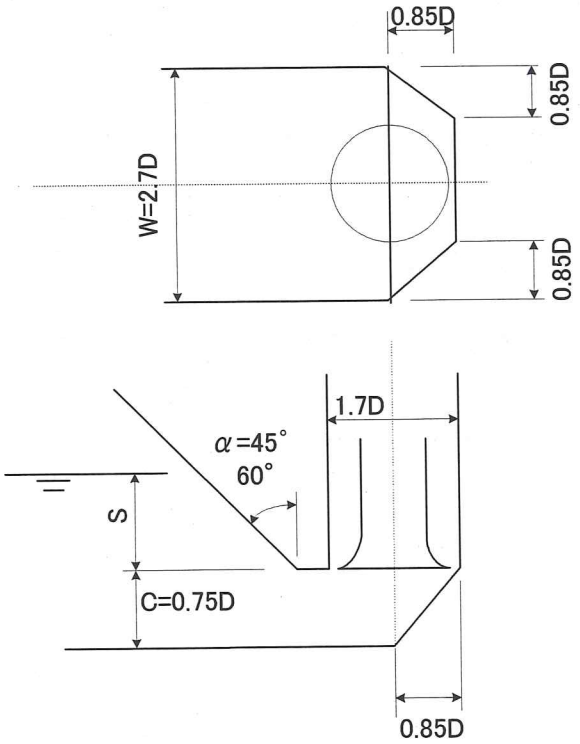


図8-66　実験水槽の概要

② 実験結果の評価

呑口角度α＝45゜および60゜の実験結果の判定一覧表を表8-28に、実験結果を図8-67に示す。

表8-28　呑口角度（α）に関する実験結果一覧表

実験No.	呑口角度 α	没水深さ S	評価		
			空気吸込渦 (130%Q)	水中渦 (130%Q)	総合判定
1	45゜	0．7D	0回	無し	○
		0．6D	14回/2分		×
2	60゜	1．0D	13回/2分	無し	×
		0．75D	52回/2分		×

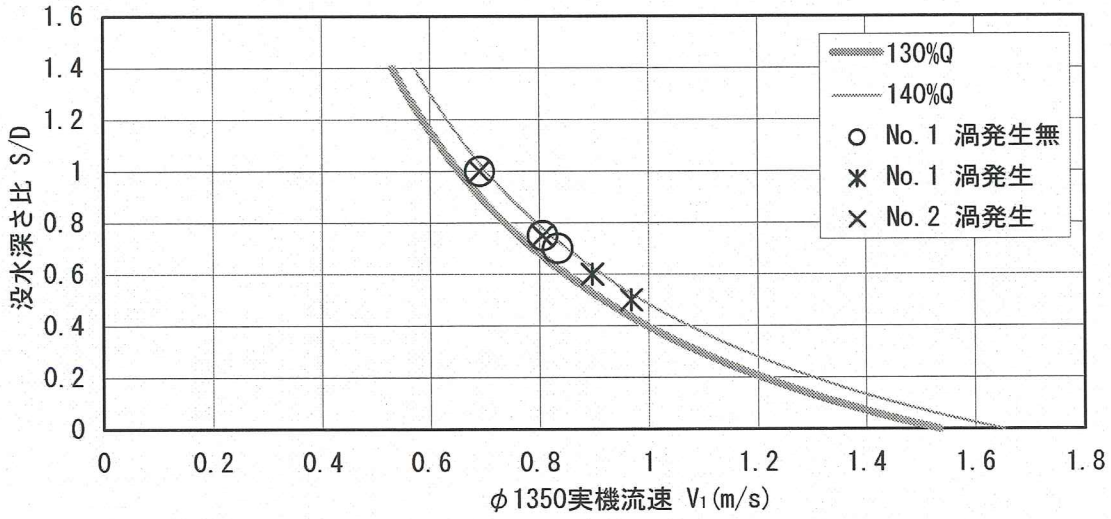


図 8-67　吞口角度αに対する空気吸込渦と吞口流速・没水深さの関係

吞口角度（α）に関する実験は 2 ケース行った。吞口角度α＝45°では、空気吸い込み渦に関する判定で、没水深さ 0．6D で不合格、0．7D で合格となった。吞口角度α＝60°における、空気吸い込み渦に関する判定では、没水深さ 1．0D でも不合格となった。水中渦に関しては、いずれのケースでも合格であった。

実験結果は、明らかに 45°の方が有利となったため、吞口角度（α）は 45°とした。

8）ポンプ抜き出し穴とベルマウス外縁のすきま（e）の影響

① 実験概要とパラメータの整理

当該実験は、ポンプに相当する管径を 100 mm とした模型水槽設備の実験では、ポンプ抜出し穴部の水位低下と波立ちによる影響を受けやすいため、性能調査用模型水槽設備（ポンプ口径 300 mm 以上）にて実施した。片側隙間 e＝0.05D，0.2D について、マウンド有り、無し各々の状態を実験確認した。

吸水槽形状を図 8-68 に示す。

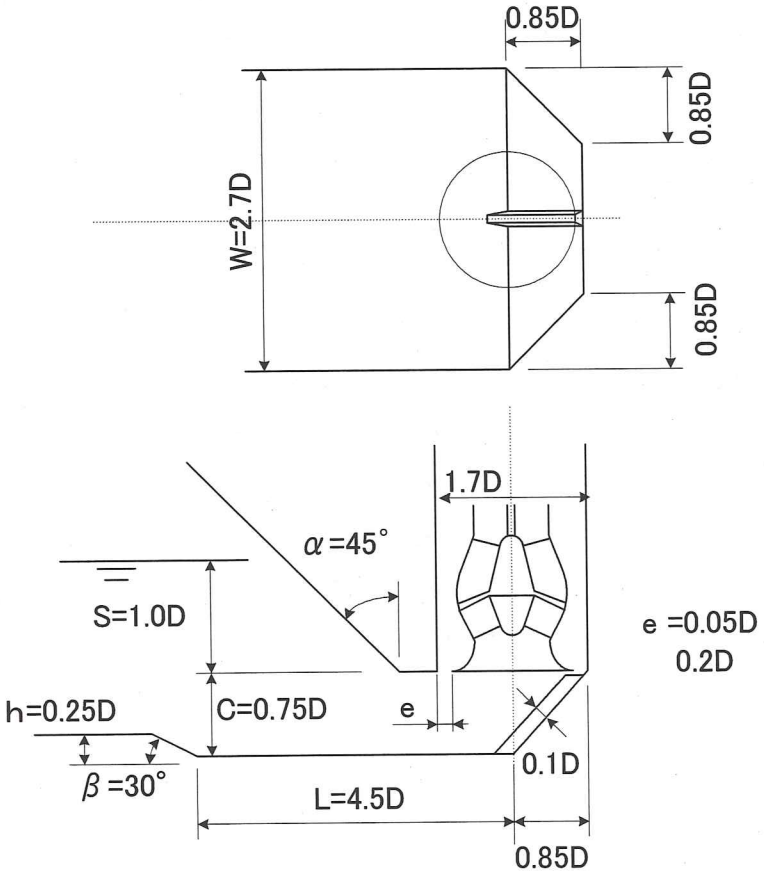


図 8-68　吸水槽形状

② 実験結果の評価

実験結果判定一覧表を表 8-29 に示す。

表 8-29　実験結果判定一覧表

実験 No.	ポンプ抜き出し穴とベルマウス外縁のすきま e	マウンド有無	評価					備考
			空気吸込渦（回数/2min）		水中渦（回数/2min）		総合判定	
			100%Q	130%Q	100%Q	130%Q		
3	0.05D	無し	○ (0)	○ (0)	× (28)	× (40)	×	
4	0.05D	有り	○ (0)	○ (0)	× (42)	× (52)	×	
1	0.2D	無し	× (34)	× (常時)	○ (0)	○ (0)	×	
2	0.2D	有り	× (40)	× (常時)	○ (0)	○ (0)	×	

注）1. 没水深さ S は空気吸込渦試験時 S＝1.0D、水中渦試験時 S＞1.35D（気泡の巻き込みを考慮）

すきま e=0.05D では疑似ベンドの平板部分から水中渦の発生が認められた。これは、主流をなすポンプベルマウスへの流れが疑似ベンド部では左右から廻り込み干渉が生じているものと考えられる。

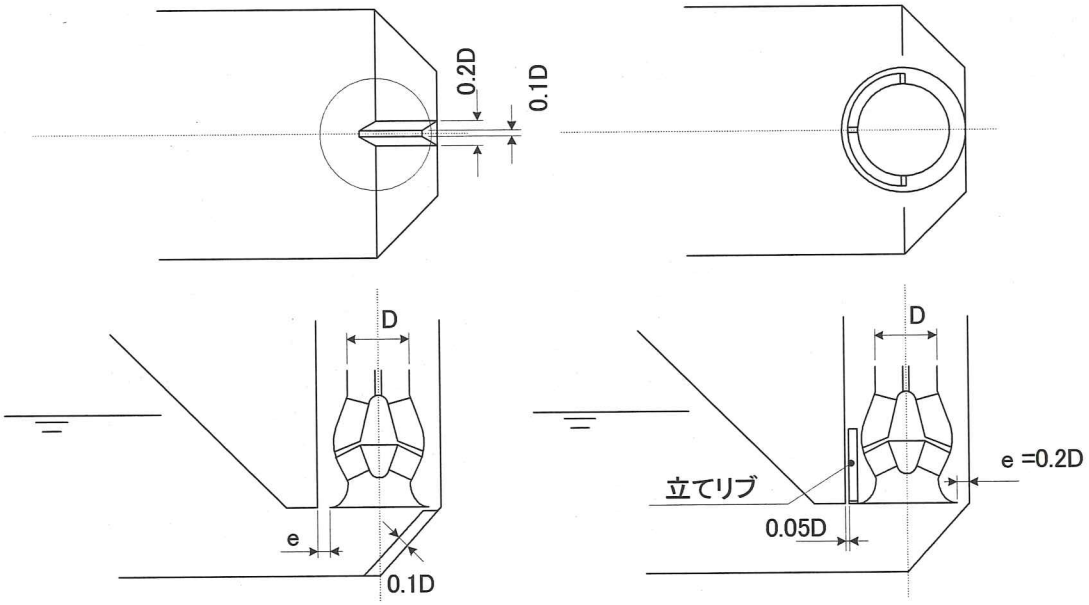
一方、隙間 e=0.2D では吸水路からポンプ抜出し穴へ出入りする激しい循環流が生じ、上記部分の流れは攪乱され、水中渦の発生は認められないが、逆にこの強い循環流の影響でポンプ抜出し穴に気泡をも巻き込んだ大きな空気吸込渦が認められた。

これより、下記 2 ケースの対策確認試験を実施した。

ケース 1.　隙間 e=0.05D、疑似ベンド中央部に台形傾斜バッフル設置

ケース 2.　上流側隙間 e=0.05D、後壁側隙間 e=0.2D、ポンプベルマウス外周部に立リブ 3 枚（左右、前方）設置

各対策の形状を図 8-69 に示す。



ケース　1　　ケース　2

図 8-69　渦対策形状

対策確認試験の実験結果判定一覧表を表 8-30 に示す。

表 8-30　実験結果判定一覧表

実験 No.	ポンプ抜き出し穴とベルマウス外縁のすきま e	渦対策	評価					備考
			空気吸込渦（回数/2min）		水中渦（回数/2min）		総合判定	
			100%Q	130%Q	100%Q	130%Q		
1	0.05D	バッフル付	○ (0)	○ (0)	○ (0)	○ (0)	○	
2	前 0.05D 後　0.2D	立てリブ付	○ (0)	○ (0)	× (42)	× (52)	×	

注）1. 没水深さ S は　空気吸込渦試験時 S＝1.0D、水中渦試験時 S＞1.35D（気泡の巻き込みを考慮）

以上より、水中渦の対策として、疑似ベンド中央部への台形バッフルの設置は流れの干渉を避け有効である。

また、空気吸込渦の対策としては、表 8-30 の実験 No.2 に示すような特殊な立てリブも有効ではあるが、構造が複雑で実用的ではないため、ポンプ投入穴とベルマウスの隙間（e）を狭くすること、または口径 100 mm 吸込管での実験で対応したように、ポンプ抜き出し穴上部を密閉し、吸気しないようにする方法が有効であると考えられる。

9） 実験結果まとめと推奨形状

① 各パラメータの結果をまとめ、表 8-31 に示す。

表 8-31　各パラメータ結果一覧表

パラメータ	実験結果
水路幅 W	水理挙動の面では W＝2.4D まで縮小可能であるが、ポンプ床上に設置する原動機等の機器設置スペースを考慮して W＝2.7D とした。
ボトムクリアランス C	C＝0.5 においても没水深さ S＝1.0D までポンプの運転に差し支えないが、施工上の制約から C＝0.75D とした。
背面間隔 F	底面・背面間のコーナに隅肉を施した疑似ベンド形状とすることにより水中渦対策が可能であることから F＝0.85 とした。
背面コーナ B	予備実験により背面コーナ無しでは水中渦が頻繁に発生することから背面コーナあり（B＝0.85D）とした。
マウンド高さと角度 および設置位置	L＝4.5 においては β ＝30 ゜にて合格、45 ゜にて不合格であった。マウンド高さは h＝0.5D においては L＝6.0 とした場合でも S＝1.0D において不合格であった。マウンド距離 L に関しては L＝3.0D にて合格はしたが、3 回／2 分の空気吸込渦発生が確認され限界値に近いと判断した。以上から β ＝30 ゜、h＝0.25D、L＝4.5D とすることが好ましい。
没水深さ S	ポンプ起動時に羽根車が水中に没する最低水位である S＝1.0D とした。
ポンプ設置孔とベルマウス外縁間の隙間 e	e＝0.05D，0.2D の 2 パターンの条件で試験を実施したところいずれも不合格となったが、水中渦対策として疑似ベンド中央に台形バッフルを設置し、空気吸込渦に関して好条件の e＝0.05D との組み合わせることとした

② セミクローズ吸水槽の推奨形状・寸法

今回の実験によって得られたセミクローズ形吸水槽の形状・寸法を図 8-70 に示す。水路幅 W =2．7D、ボトムクリアランス C=0．75D、呑み口角度α=45°、没水深さ S=1．0D で疑似ベンド有りを推奨形状・寸法とする。

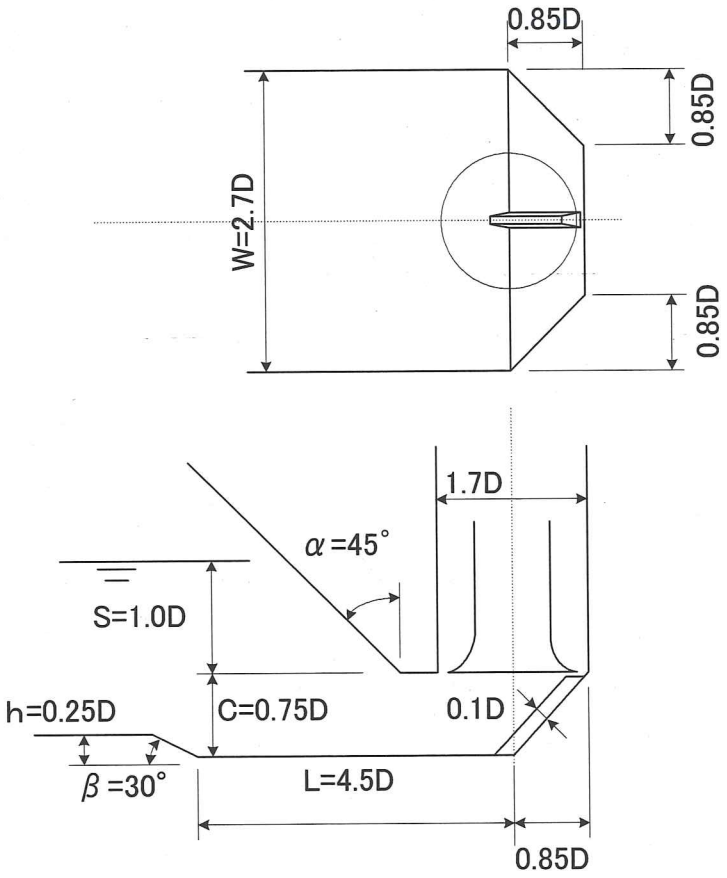


図 8-70　セミクローズ吸水槽の推奨形状・寸法

8.2.2. ポンプ性能への影響実験結果

（1）実験の概要

1）目的

高流速吸水槽には、オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽があり、それぞれの吸水槽の最適形状については、既に実施されている単機容量 10 m^3/s 以下ポンプを対象とした高流速化吸水槽模型実験及び管径 100 mm の吸込管を用いた模型試験で得られている。

本実験の目的は、これらの模型試験で得られた高流速化吸水槽の最終形状を採用した場合のポンプ性能への影響を吸水槽とポンプとの組合せ試験にて検証し、実機ポンプ計画時の設計上の留意事項を明らかにするために実施する。

2）吸水槽形式

本模型試験では、高流速吸水槽のオープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽があるが、オープン水槽ではポンプ廻りの流動状況が大差なくポンプ性能への影響も小さいことが本模型試験で検証されたので、ここでは、セミクローズ形吸水槽でポンプを運転した場合の性能への影響試験について記述する。

3）吸水槽形状及びポンプ

高流速化吸水槽の検証実験で得られた最終形状，寸法がポンプ性能へどう影響するかを比較する必要があるため、従来のオープン形吸水槽の場合と高流速化吸水槽（セミクローズ形）の組合せとし、それぞれの吸水槽におけるポンプ性能を測定し比較する。

また、高流速化水槽には、各社及び Ns の異なる形状のポンプが同形状の水槽に設置されることを鑑み、各種（斜流形，軸流形，異なる Ns）ポンプを対象に模型試験を実施することとした。

今回模型試験で使用した模型ポンプの仕様諸元を表 8-32 に示す。

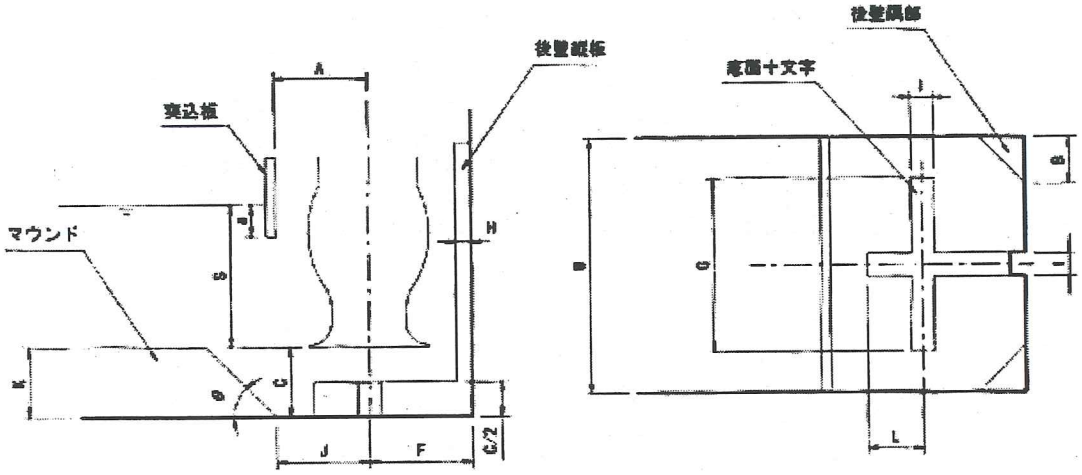
表 8-32　モデルポンプの仕様諸元

模型記号	模型 A	模型 B	模型 C
ポンプ形式	立軸斜流ポンプ		立軸軸流ポンプ
口径	348 mm	300 mm	339.8 mm
吐出量	17.5 m^3/min	13.01 m^3/min	16.5 m^3/min
全揚程	8.1 m	4.07 m	4.7 m
回転速度	1413.6 min^{-1}	680 min^{-1}	1199.6 min^{-1}
比速度	1236	856	1527
インペラ最大径	300 mm	——	300 mm
口径 1500 mm 換算モデル比	1/4.310	1/5	1/4.414
備考	高 Ns ポンプ 吸込ベル：バッフル有り	従来 Ns ポンプ 吸込ベル：バッフル無し	従来 Ns ポンプ 吸込ベル：バッフル有り

（2）オープン形高流速級水槽がポンプ性能に及ぼす影響

模型試験は従来級水槽とオープン形高流速級水槽でのポンプ運転を行い、オープン形高流速吸水槽がポンプ性能に及ぼす影響を確認した。

1）オープン形高流速吸水槽形状



W/D		C/D		S/D	
2.7		0.75		1.50	
A/D	a/D	L/D	B/D	G/D	H/D
1.00	0.30	0.60	0.50	1.90	0.25
I/D	J/D	K/D	θ		
0.30	3.00	0.50	45°		

注記）1．表中のDは模型ポンプの吐出口径（=300mm，平均流速3m/s程度）を表す。

図8-71　高流速形吸水槽の形状と寸法

2）試験結果

モデルでの従来級水槽及び高流速級水槽におけるポンプ性能の比較を図8-72～図8-74に示す。同図の横軸は従来級水槽での最高効率点における吐出し量Q_{Bopt}との比Q/Q_{Bopt}、縦軸は図8-72では最高効率点における全揚程H_{Bopt}との比H/H_{Bopt}、図8-73では最高効率点における軸動力SP_{Bopt}との比SP/SP_{Bopt}、及び図8-74では効率をパーセントで表わしている。

同図より、流速比約50%以上の流量域では高流速吸水槽でのポンプ性能は従来吸水槽における性能とほとんど変わらないことがわかる。しかし、ポンプ吸込口直下に設置した底面十文字の有無で締め切り点付近の特性が変化していることがわかる。これは底面十文字を取付けることにより、ポンプ吸込口での旋回が抑制されているためであると考えられる。

同図よりマウンドの有無に関わらず実機換算の比較においても、流速比約50%以上の流量域では高流速吸水槽でのポンプ性能は基本性能とほとんど変わらないことがわかる。

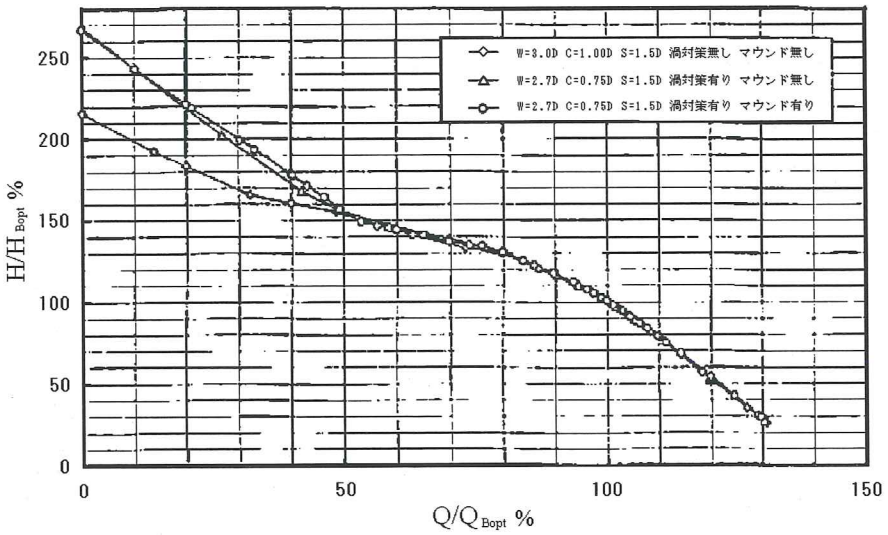


図 8-72　従来型と高流速形吸水槽における H-Q 性能の比較

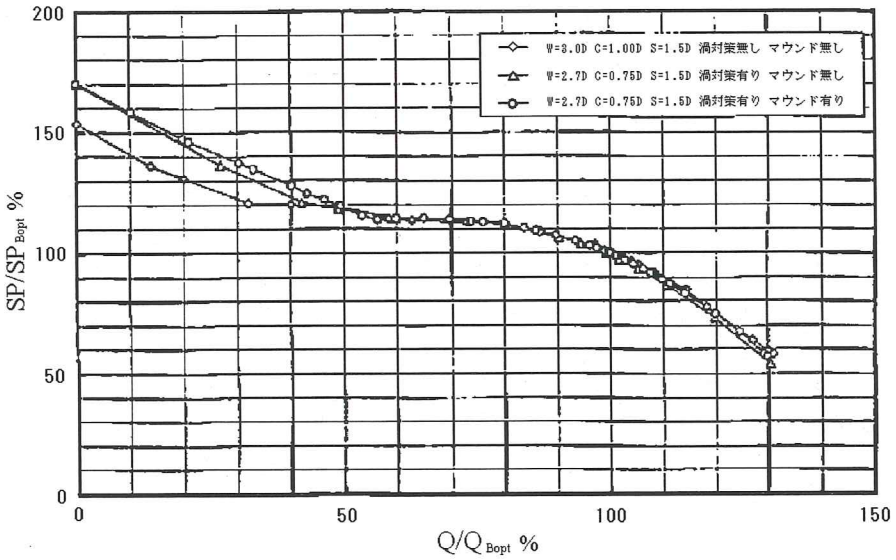


図 8-73　従来型と高流速形吸水槽における軸動力特性の比較

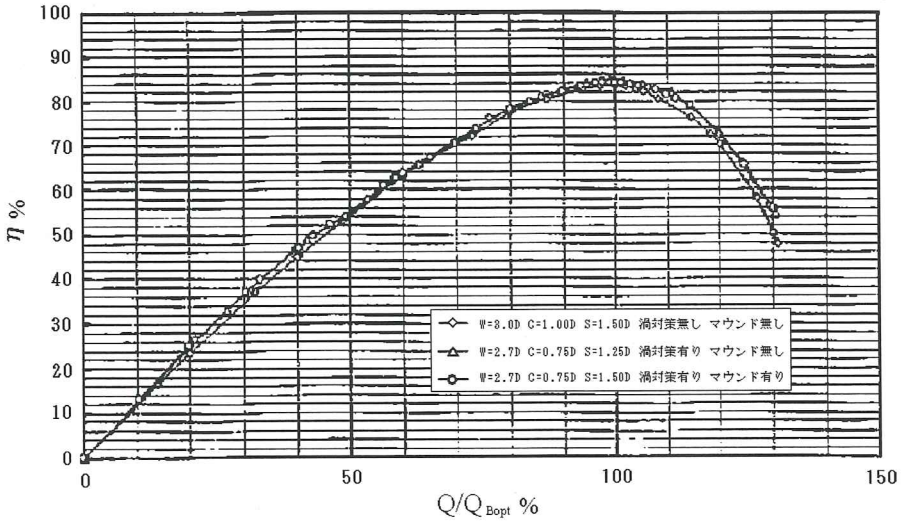


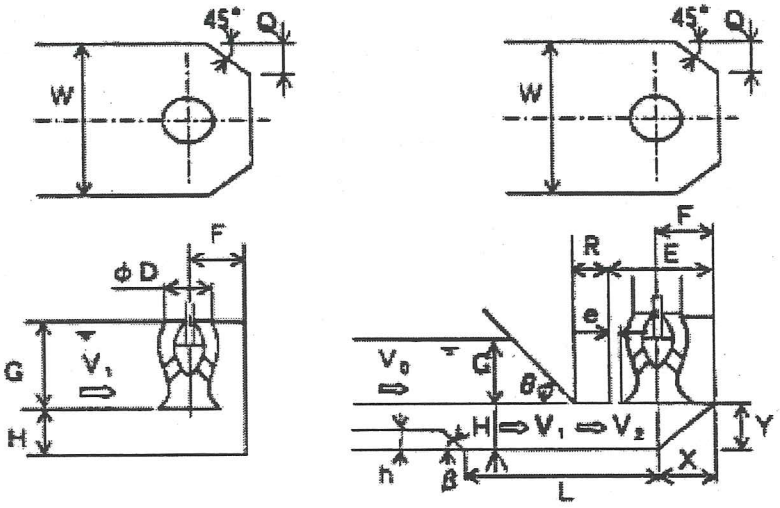
図 8-74　従来型と高流速形吸水槽における効率の比較

（3）セミクローズ形高流速吸水槽がポンプ性能に及ぼす影響

1）供試水槽形状・寸法

試験の対象となる吸水槽の形状・寸法を図 8-75、表 8-33 に示す。基準となるポンプ性能を計測するため、従来オープン形吸水槽での試験をまず行う。引続いて、これまでの高流速化吸水槽の検証試験で得られた最終形状，寸法で試験を行った。

表 8-33 に示している従来オープン形吸水槽は、模型－A ポンプ吸水槽の形状を示しており、模型－B、模型－C は、模型－A の形状と若干異なるが一般に排水機場で使用されている基準寸法と同等かそれ以上の形状・寸法となっている。



従来オープン形　　セミクローズ形

図 8-75　供試吸水槽形状

模型試験のテストケースは、マウンド有無の影響及びポンプ開口部とベルマウス間隙：e によるポンプ性能への影響を調査するため、原則として下表のパラメータとした。

表 8-33　供試吸水槽形状、寸法

テスト No.	A−0	1	2	3	4
形式	従来オープン形	セミクローズ形			
W	3.0D	2.7D			
F	1.1D	0.85D			
H	1.0D	0.75D			
E	——	1.7D			
R	——	0.25D			
θ	——	45°			
X,Y	——	0.85D, 0.75D			
Q	0.5D	0.85D			
e	——	0.2D		0.05D	
L	——		4.5D	——	4.5D
h			0.25D		0.25D
β	——		30°		30°
G	1.6D	1.0D			

流速	V_0 m/s	0.31	0.51	0.59	0.51	0.59
	V_1 m/s	0.31	0.59			
	V_2 m/s	——	1.19			
	V_d m/s	3.07	3.07			

注 1. 流速はポンプ口径 1500 mm の吐出し量 5.42 m^3/s との流速一致条件にて設定した数値を示す。

注 2. 上記表の従来オープン形水槽形状は模型−A ポンプ吸水槽形状を示している。

2）模型ポンプの運転条件

模型ポンプの吐出し流速は、φ1500 mm ポンプの仕様点吐出し量 5.42 m^3/s との流速一致条件にて設定した流量相当で運転し計測した。

3）実験結果

① ポンプ性能比較

各模型及びテスト No.毎のφ1500 mm ポンプに換算した従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽での性能及び性能比較を表 8-34～表 8-36 に示す。

表 8-34　高流速セミクローズ形吸水槽 φ1500 換算性能比較（模型－A）

		項　　目	単 位	吐出し量／最高効率点吐出し量 (Q/Q_{opt})							
				0%	20%	40%	60%	80%	100%	120%	130%
テスト No.0	従来型吸水槽 A	回転速度　N	min^{-1}	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0
		吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
		全揚程　H	m	16.313	12.137	10.354	10.305	9.798	8.254	5.532	3.885
		軸動力　P	PS	765.219	629.868	590.581	693.032	737.499	705.9	614.701	526.421
		効率　η	%	0.00	27.78	50.54	64.30	76.60	84.27	77.83	69.15
テスト No.1 e=0.2D マウンド無し	高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0
		吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
		全揚程　H	m	16.508	12.589	10.443	10.253	9.793	8.213	5.397	3.479
		軸動力　P	PS	756.5	635.0	584.9	684.8	732.1	700.5	604.6	489.5
		効率　η	%	0.00	28.57	51.47	64.74	77.12	84.50	77.20	66.58
	差／比	全揚程差　H_B-H_A	m	0.195	0.451	0.089	-0.052	-0.005	-0.040	-0.135	-0.406
		効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	0.80	0.93	0.44	0.52	0.23	-0.63	-2.57
		軸動力差　P_B-P_A	PS	-8.7	5.2	-5.7	-8.2	-5.4	-5.4	-10.1	-36.9
		全揚程比　H_B/H_A	m	1.012	1.037	1.009	0.995	0.999	0.995	0.976	0.895
		効率比　η_B/η_A	%	—	1.029	1.018	1.007	1.007	1.003	0.992	0.963
		軸動力比　P_B/P_A	PS	0.989	1.008	0.990	0.988	0.993	0.992	0.984	0.930
テスト No.2 e=0.2D マウンド付き	高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0
		吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
		全揚程　H	m	16.258	12.379	10.323	10.244	9.702	8.161	5.502	3.385
		軸動力　P	PS	758.8	633.9	585.3	688.8	729.0	701.6	607.0	503.3
		効率　η	%	0.00	28.15	50.84	64.31	76.73	83.83	78.40	63.02
	差／比	全揚程差　H_B-H_A	m	-0.055	0.267	-0.036	-0.061	-0.096	-0.092	-0.048	-0.495
		効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	0.40	0.29	0.02	0.14	-0.43	0.39	-6.08
		軸動力差　P_B-P_A	PS	-6.4	4.8	-5.4	-4.3	-8.5	-4.3	-8.4	-22.9
		全揚程比　H_B/H_A	m	0.997	1.022	0.997	0.994	0.990	0.989	0.991	0.872
		効率比　η_B/η_A	%	—	1.014	1.006	1.000	1.002	0.995	1.005	0.912
		軸動力比　P_B/P_A	PS	0.992	1.008	0.991	0.994	0.988	0.994	0.986	0.957
テスト No.3 e=0.05D マウンド無し	高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0
		吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
		全揚程　H	m	16.246	12.315	10.330	10.253	9.764	8.231	5.555	3.916
		軸動力　P	PS	756.6	633.0	583.9	684.9	731.1	701.4	607.4	523.4
		効率　η	%	0.00	28.04	51.00	64.74	77.00	84.57	79.10	70.11
	差／比	全揚程差　H_B-H_A	m	-0.067	0.202	-0.028	-0.052	-0.034	-0.023	0.005	0.036
		効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	0.29	0.45	0.44	0.41	0.30	1.09	1.01
		軸動力差　P_B-P_A	PS	-8.6	4.0	-6.8	-8.2	-6.5	-4.4	-7.9	2.8
		全揚程比　H_B/H_A	m	0.996	1.017	0.997	0.995	0.997	0.997	1.001	1.009
		効率比　η_B/η_A	%	—	1.010	1.009	1.007	1.005	1.004	1.014	1.015
		軸動力比　P_B/P_A	PS	0.989	1.006	0.988	0.988	0.991	0.994	0.987	0.995
テスト No.4 e=0.05D マウンド付き	高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0	328.0
		吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
		全揚程　H	m	16.246	12.346	10.236	10.252	9.762	8.241	5.560	3.918
		軸動力　P	PS	763.5	632.6	585.9	685.7	729.8	705.3	609.6	525.4
		効率　η	%	0.00	28.13	50.36	64.65	77.12	84.21	78.89	69.86
	差／比	全揚程差　H_B-H_A	m	-0.067	0.233	-0.122	-0.052	-0.036	-0.013	0.10	0.037
		効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	0.38	-0.19	0.36	0.53	-0.06	0.87	0.76
		軸動力差　P_B-P_A	PS	-1.8	3.5	-4.8	-7.4	-7.7	-0.6	-5.7	-0.8
		全揚程比　H_B/H_A	m	0.996	1.019	0.988	0.995	0.996	0.998	1.002	1.009
		効率比　η_B/η_A	%	—	1.014	0.996	1.006	1.007	0.999	1.011	1.011
		軸動力比　P_B/P_A	PS	0.998	1.006	0.992	0.989	0.990	0.999	0.991	0.999

表 8-35　高流速セミクローズ形吸水槽 φ1500 換算性能比較（模型－B）

	項　　目	単 位	吐出し量／最高効率点吐出し量 (Q／Q_{opt})							
			0%	20%	40%	60%	80%	100%	120%	130%
テスト No.0 従来型吸水槽 A	回転速度　N	min^{-1}	136.0	136.0	136.0	13.6	136.0	136.0	136.0	136.0
	吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
	全揚程　H	m	6.818	6.172	5.845	5.584	5.147	4.200	2.642	1.853
	軸動力　P	PS	289.8	282.9	320.1	367.2	378.6	357.2	297.5	253.0
	効率　η	%	0.00	31.45	52.64	65.76	78.38	84.74	76.80	68.62
テスト No.1 e=0.2D マウンド無し 高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0
	吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
	全揚程　H	m	7.420	6.516	5.840	5.522	5.109	4.057	2.517	1.702
	軸動力　P	PS	313.4	302.2	323.3	366.0	376.5	350.6	289.1	244.1
	効率　η	%	0.00	31.08	52.07	65.24	78.24	83.40	75.29	65.33
	差／比 全揚程差　H_B-H_A	m	0.602	0.344	-0.005	-0.062	-0.038	-0.143	-0.125	-0.151
	差／比 効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	-0.37	-0.57	-0.52	-0.14	-1.34	-1.51	-3.29
	差／比 軸動力差　P_B-P_A	PS	23.6	19.3	3.2	-1.2	-2.1	-6.6	-8.4	-8.9
	差／比 全揚程比　H_B/H_A	m	1.088	1.056	0.999	0.989	0.993	0.966	0.953	0.919
	差／比 効率比　η_B/η_A	%	—	0.988	0.989	0.992	0.998	0.984	0.980	0.952
	差／比 軸動力比　P_B/P_A	PS	1.081	1.068	1.010	0.997	0.994	0.982	0.972	0.965
テスト No.2 e=0.2D マウンド付き 高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0
	吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
	全揚程　H	m	7.401	6.495	5.842	5.538	5.125	4.045	2.539	1.749
	軸動力　P	PS	314.3	303.6	331.5	366.4	379.0	350.1	291.5	248.0
	効率　η	%	0.00	30.84	50.80	65.36	77.96	83.27	75.33	66.07
	差／比 全揚程差　H_B-H_A	m	0.583	0.323	-0.003	-0.046	-0.022	-0.155	-0.103	-0.104
	差／比 効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	-0.61	-1.84	-0.04	-0.42	-1.47	-1.47	-2.55
	差／比 軸動力差　P_B-P_A	PS	24.5	20.7	11.4	-0.8	0.4	-7.1	-6.0	-5.0
	差／比 全揚程比　H_B/H_A	m	1.086	1.052	0.999	0.992	0.996	0.963	0.961	0.944
	差／比 効率比　η_B/η_A	%	—	0.981	0.965	0.994	0.995	0.983	0.981	0.963
	差／比 軸動力比　P_B/P_A	PS	1.085	1.073	1.036	0.998	1.001	0.980	0.980	0.980
テスト No.3 e=0.05D マウンド無し 高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0
	吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
	全揚程　H	m	7.470	6.555	5.868	5.581	5.167	4.167	2.654	1.850
	軸動力　P	PS	310.7	300.3	323.8	367.8	378.6	353.5	293.0	247.0
	効率　η	%	0.00	31.46	52.24	65.61	78.69	84.95	78.34	70.17
	差／比 全揚程差　H_B-H_A	m	0.652	0.383	0.023	-0.003	0.020	-0.033	-0.012	-0.003
	差／比 効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	0.02	-0.40	-0.14	0.30	0.21	1.53	1.55
	差／比 軸動力差　P_B-P_A	PS	20.9	17.4	3.7	0.6	0.0	-3.7	-4.5	-6.0
	差／比 全揚程比　H_B/H_A	m	1.096	1.062	1.004	0.999	1.004	0.992	1.005	0.998
	差／比 効率比　η_B/η_A	%	—	1.001	0.992	0.998	1.004	1.003	1.020	1.023
	差／比 軸動力比　P_B/P_A	PS	1.072	1.062	1.012	1.002	1.000	0.990	0.985	0.976
テスト No.4 e=0.05D マウンド付き 高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0	136.0
	吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
	全揚程　H	m	7.380	6.516	5.807	5.488	5.107	4.081	2.592	1.818
	軸動力　P	PS	308.0	299.4	323.5	366.1	378.3	352.4	292.0	248.8
	効率　η	%	0.00	31.37	51.75	64.82	77.83	83.46	76.77	68.46
	差／比 全揚程差　H_B-H_A	m	0.562	0.344	-0.038	-0.096	-0.040	-0.119	-0.050	-0.035
	差／比 効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	-0.08	-0.89	-0.94	-0.55	-1.28	-0.03	-0.16
	差／比 軸動力差　P_B-P_A	PS	18.2	16.5	3.4	-1.1	-0.3	-4.8	-5.5	-4.2
	差／比 全揚程比　H_B/H_A	m	1.082	1.056	0.993	0.983	0.992	0.972	0.981	0.981
	差／比 効率比　η_B/η_A	%	—	0.998	0.983	0.986	0.993	0.985	1.000	0.998
	差／比 軸動力比　P_B/P_A	PS	1.063	1.058	1.011	0.997	0.999	0.987	0.982	0.983

表 8-36　高流速セミクローズ形吸水槽 ϕ1500 換算性能比較（模型－C）

		項　　目	単 位	吐出し量／最高効率点吐出し量 (Q/Q_{opt})							
				0%	20%	40%	60%	80%	100%	120%	130%
テスト No.0	従来型吸水槽 A	回転速度　N	min^{-1}	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7
		吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
		全揚程　H	m	13.811	10.231	7.772	6.164	6.104	4.728	2.533	1.084
		軸動力　P	PS	1073.1	827.9	621.4	470.7	458.5	406.7	301.0	226.4
		効率　η	%	0.00	17.81	36.06	56.63	76.76	83.78	72.78	44.86
テスト No.1 e=0.2D マウンド無し	高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7
		吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
		全揚程　H	m	13.799	10.222	7.755	6.157	6.084	4.701	2.501	1.056
		軸動力　P	PS	1074.2	828.0	621.3	472.3	459.6	407.9	302.5	228.5
		効率　η	%	0.00	17.79	35.98	56.38	76.32	83.06	71.50	43.30
	差／比	全揚程差　H_B-H_A	m	-0.012	-0.009	-0.017	-0.006	-0.020	-0.027	-0.032	-0.028
		効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	-0.02	-0.07	-0.25	-0.43	-0.72	-1.28	-1.56
		軸動力差　P_B-P_A	PS	1.1	0.1	-0.1	1.6	1.1	1.2	1.5	2.1
		全揚程比　H_B/H_A	m	0.999	0.999	0.998	0.999	0.997	0.994	0.987	0.974
		効率比　η_B/η_A	%	—	0.999	0.998	0.996	0.994	0.991	0.982	0.965
		軸動力比　P_B/P_A	PS	1.001	1.000	1.000	1.003	1.002	1.003	1.005	1.009
テスト No.2 e=0.2D マウンド付き	高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7
		吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
		全揚程　H	m	13.799	10.222	7.755	6.125	6.032	4.657	2.458	1.006
		軸動力　P	PS	1074.2	828.0	621.3	472.3	459.6	407.9	302.5	221.7
		効率　η	%	0.00	17.79	35.98	56.08	75.67	82.28	70.27	42.51
	差／比	全揚程差　H_B-H_A	m	-0.012	-0.009	-0.017	-0.039	-0.072	-0.071	-0.075	-0.078
		効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	-0.02	-0.07	-0.55	-1.09	-1.50	-2.51	-2.35
		軸動力差　P_B-P_A	PS	1.1	0.1	-0.1	1.6	1.1	1.2	1.5	-4.7
		全揚程比　H_B/H_A	m	0.999	0.999	0.998	0.994	0.988	0.985	0.970	0.928
		効率比　η_B/η_A	%	—	0.999	0.998	0.990	0.986	0.982	0.966	0.948
		軸動力比　P_B/P_A	PS	1.001	1.000	1.000	1.003	1.002	1.003	1.005	0.979
テスト No.3 e=0.05D マウンド無し	高流速型吸水槽 B	回転速度　N	min^{-1}	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7	271.7
		吐出し量　Q	m^3/s	0.000	1.084	2.168	3.252	4.336	5.420	6.504	7.046
		全揚程　H	m	13.799	10.222	7.755	6.158	6.084	4.701	2.501	1.056
		軸動力　P	PS	1074.2	828.0	621.3	472.3	459.6	408.0	302.5	222.8
		効率　η	%	0.00	17.79	35.98	56.38	76.32	83.04	71.50	44.41
	差／比	全揚程差　H_B-H_A	m	-0.012	-0.009	-0.017	-0.006	-0.020	-0.027	-0.032	-0.028
		効率差　$\eta_B-\eta_A$	%	0.00	-0.02	-0.07	-0.25	-0.43	-0.74	-1.28	-0.45
		軸動力差　P_B-P_A	PS	1.1	0.1	-0.1	1.6	1.1	1.3	1.5	-3.6
		全揚程比　H_B/H_A	m	0.999	0.999	0.998	0.999	0.997	0.994	0.987	0.974
		効率比　η_B/η_A	%	—	0.999	0.998	0.996	0.994	0.991	0.982	0.990
		軸動力比　P_B/P_A	PS	1.001	1.000	1.000	1.003	1.002	1.003	1.005	0.984

② ポンプ性能への影響

各種形状の模型ポンプ及び各テスト No.における試験結果をベースに、従来オープン形吸水槽時ポンプ性能とセミクローズ形吸水槽での試験結果を比較分析した結果の代表事例を図8-76～図8-79に示し、図8-76は模型Bのテスト No. 0とテスト No. 4の性能比較を示す。

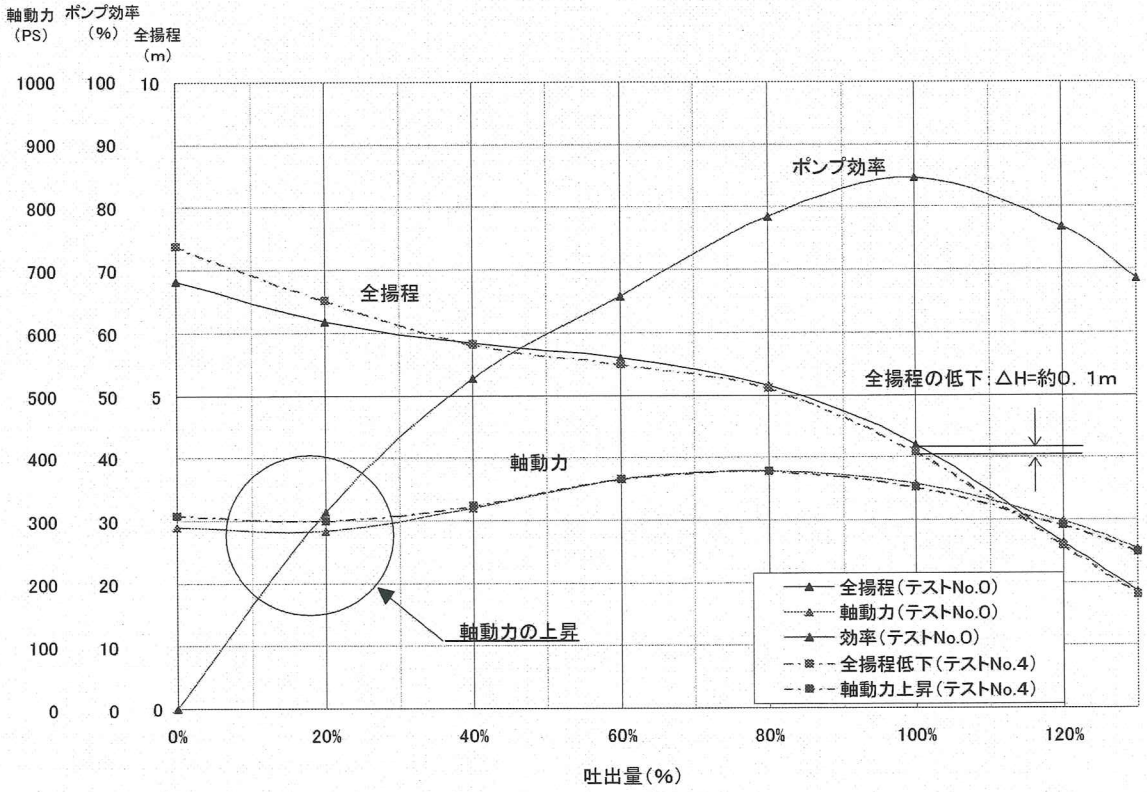


図8-76　従来オープン形級水槽とセミクローズ形級水槽とのポンプ性能比較（模型－B）

a）全揚程

図 8-82～図 8-85 に示すとおり、全揚程の低下は吐出し量比 60～120%Q では、モデル B のテスト No.1 を除けば、0.1 m 以下である。図 8-77 に模型 B のテスト No. 0 とテスト No. 1～4 の全揚程比較を示す。設計点付近の全揚程の低下もモデル B のテスト No.1 を除いて 0.1 m 以下である。ポンプベルマウス開口部間隙の影響については、間隙を小さくした方が若干低下量も小さくなる傾向にある。

図 8-86～図 8-89 にポンプ全揚程の低下量を全揚程比で示している。低下量を全揚程比でみると、設計点付近でモデル B のテスト No.1 を除いて 1%程度と非常に小さい。一部模型にて過大流量（130%Q 付近）で最大 13%程度の揚程低下が見られるが、この流量域は 0－0 運転部分で実排水運転上支障のない流量域である。

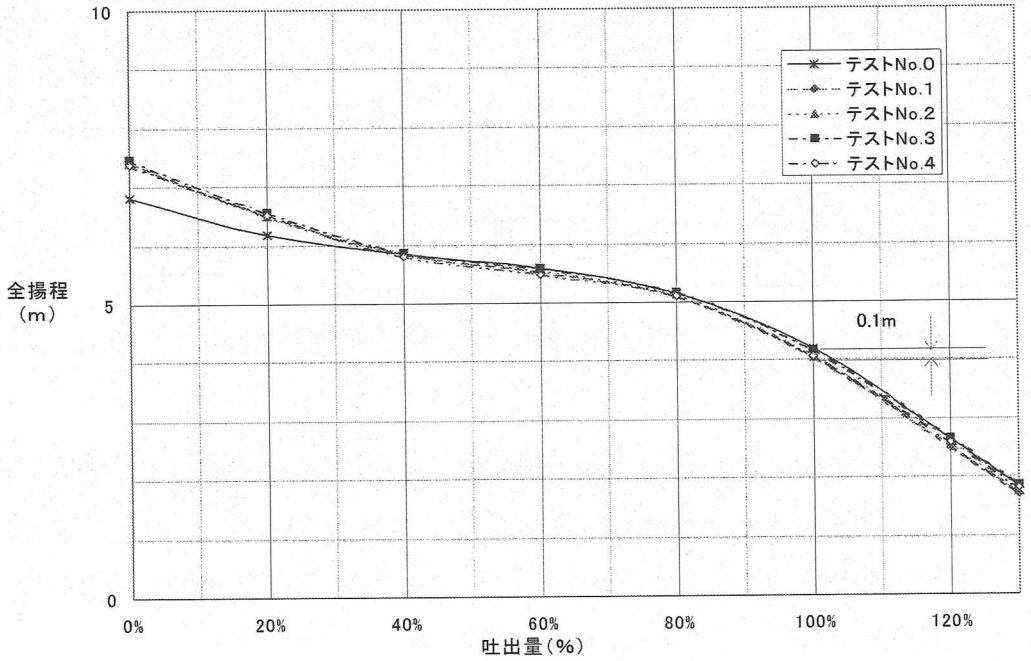


図 8-77　高流速セミクローズ形級水槽 φ1500 換算性能比較/全揚程（模型－B）

b）ポンプ効率

ポンプ効率の低下の関係については、図 8-90～図 8-97 に示す。図に示す通り効率の低下はポンプ形式及び実験条件の違いにかかわらず、吐出し量 0～120%Q において、1%程度以下の効率低下で全流量域に互って変化が小さい。

図 8-78 に模型 B のテスト No. 0 とテスト No. 1～4 のポンプ効率比較を示す。

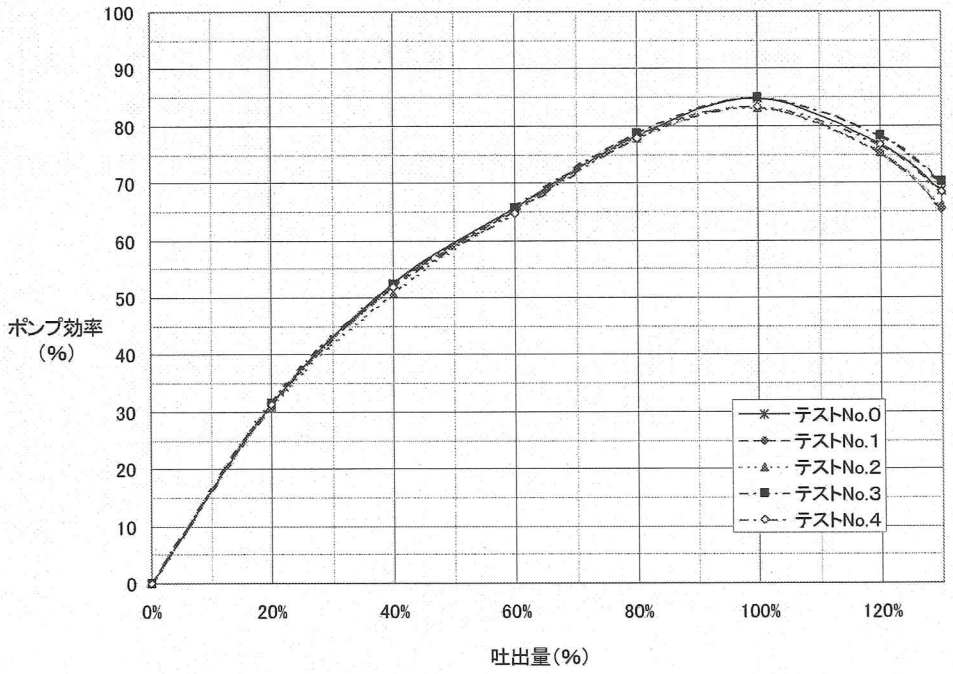


図 8-78　高流速セミクローズ形級水槽 φ1500 換算性能比較／ポンプ効率（模型－B）

c）ポンプ軸動力

ポンプ軸動力の関係については、図 8-98～図 8-101 に示す。軸動力の変化は、模型 C（軸流ポンプ）のテスト No.3 を除いて吐出し量 40～100%Q においては、±1%以内の変化である。模型 B（斜流ポンプ）のテスト No.4 と No.5 については、吐出し流量 0～20%Q において、6～7%の軸動力上昇傾向が見られたが他のケースでは変化量は小さい。

図 8-79 に模型 B のテスト No. 0 とテスト No. 1～4 の軸動力比較を示す。

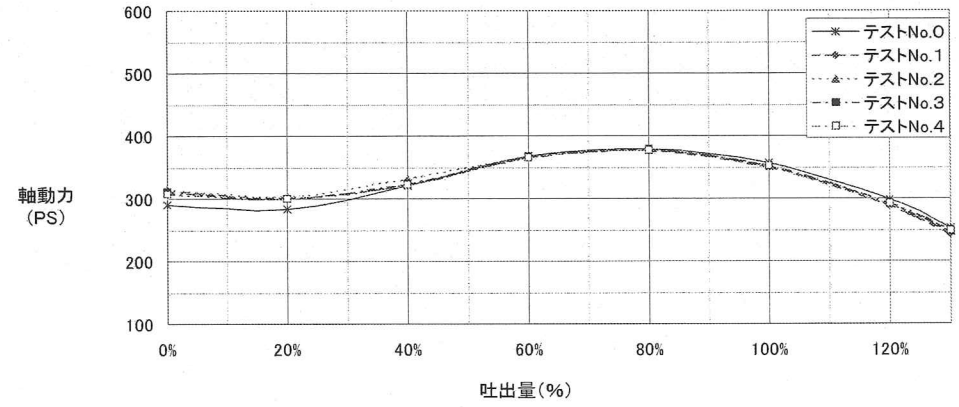


図 8-79　高流速セミクローズ形級水槽 φ1500 換算性能比較／軸動力（模型－B）

（4）考察

1）ポンプ特性全般について

排水機場に設置される各種形状の模型ポンプを使用し、従来オープン形吸水槽での同模型ポンプの特性を計測し、同様に高流速化水槽のセミクローズ形吸水槽のポンプ性能をとり、性能比較を行った。

図 8-80 に代表事例として模型 B の水槽や条件の違いによるポンプ性能の比較を示す。

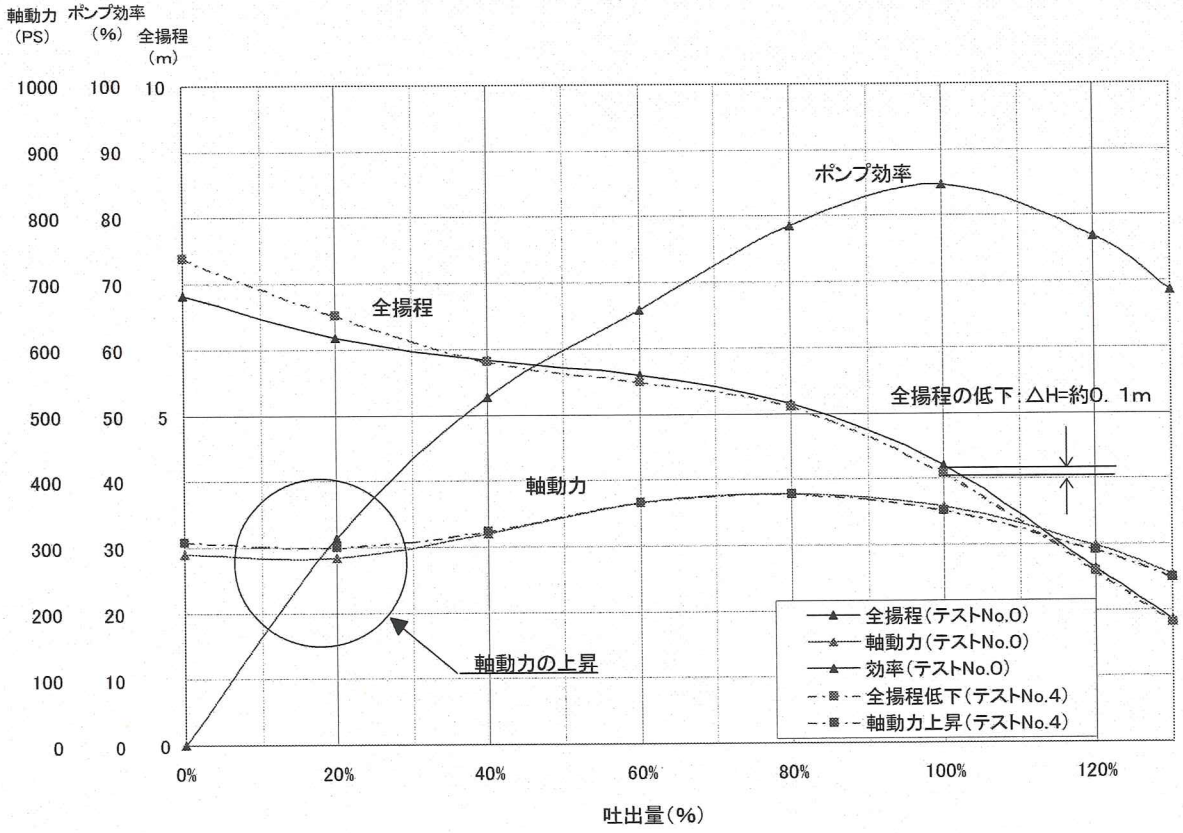


図 8-80　従来オープン形級水槽とセミクローズ形級水槽とのポンプ性能比較（模型－B）

その結果、ポンプ特性（全揚程，ポンプ効率，軸動力）は、ポンプの形式やNs、条件により若干の違いはあるものの、設計点付近の変化量は、約 1%程度以内と非常に小さい。

2）セミクローズ形吸水槽水路損失とポンプ全揚程

ポンプ形式や形状、試験条件の違いがあるが、ポンプ全揚程に約 0.1 m 程度以下の揚程低下が見られた。これは、今回計測の全揚程には、セミクローズ形吸水槽の水路損失を含んでおり、この水路損失を除いた正味のポンプ全揚程は実際にはもう少し大きく、従来オープン形吸水槽でのポンプ特性に近似していたものと推測する。

今回の各種形状の模型試験結果により、セミクローズ形吸水槽の水路損失は、約 0.1 m 程度と推測する。セミクローズ形吸水槽におけるポンプ効率はわずかであるが、0～1%程度低下しており、水路損失（0～0.1 m）を計測のポンプ全揚程に考慮（加算する）とポンプ効率の低下はなくなり、水路損失の存在は理論的（※2）にも実験結果的にも成り立つ。

ポンプの範囲と吸水槽の範囲の関係を図 8-81 に示す。

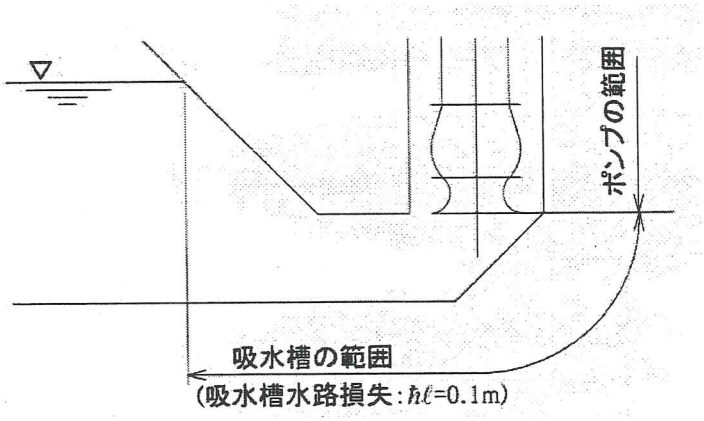
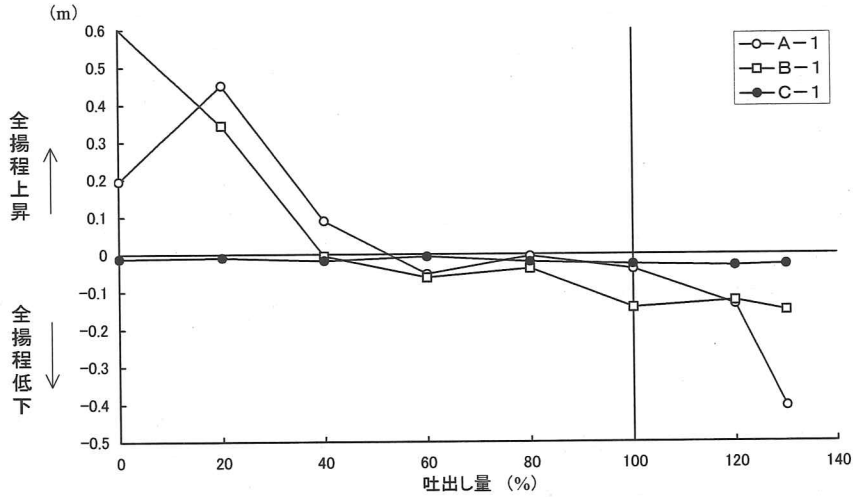


図 8-81　セミクローズ形吸水槽の水路損失

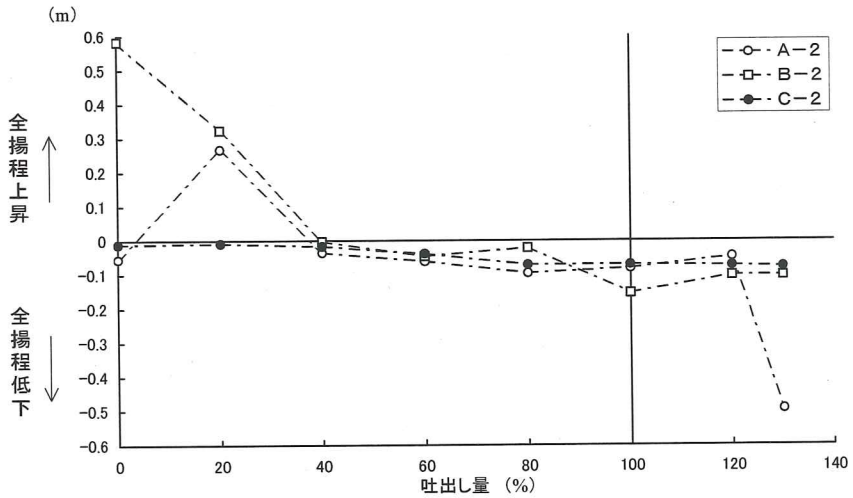
以上により、今後計画するセミクローズ形吸水槽に設置するポンプ全揚程には、この吸水槽水路損失：0.1 m を加算して、決定する必要がある。



ポンプ全揚程の差：H_B-H_A
〔ポンプ全揚程への影響：テストNo.0とNo.1〕

※ セミクローズ形吸水槽水路損失を含んだ全揚程の比較

図 8-82　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較



ポンプ全揚程の差：H_B-H_A
〔ポンプ全揚程への影響：テストNo.0とNo.2〕

※ セミクローズ形吸水槽水路損失を含んだ全揚程の比較

図 8-83　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

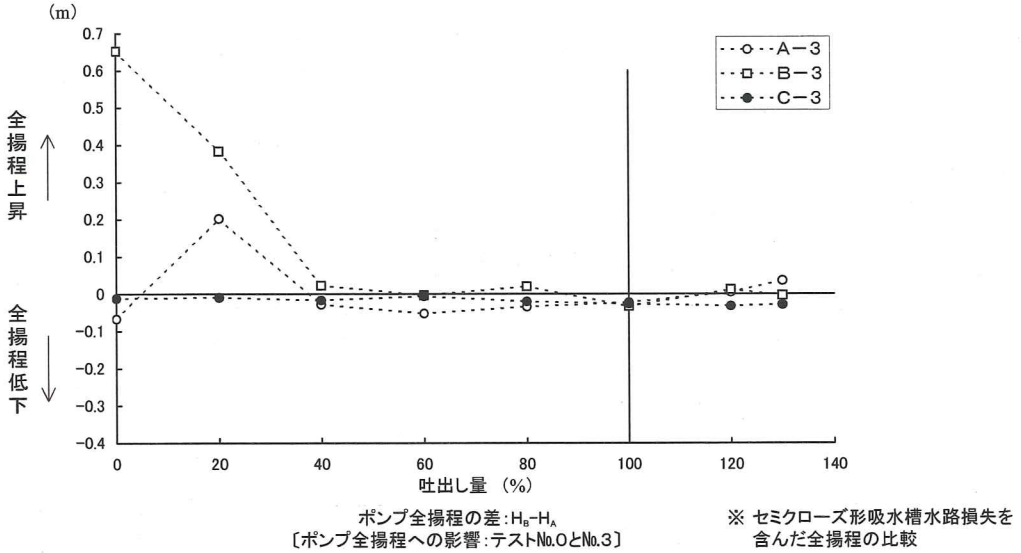


図 8-84　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

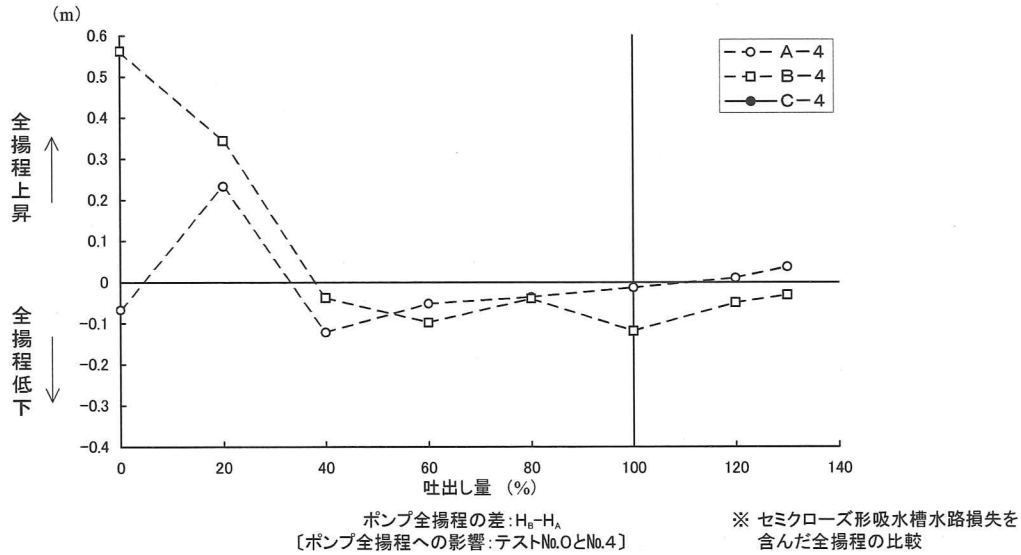


図 8-85　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

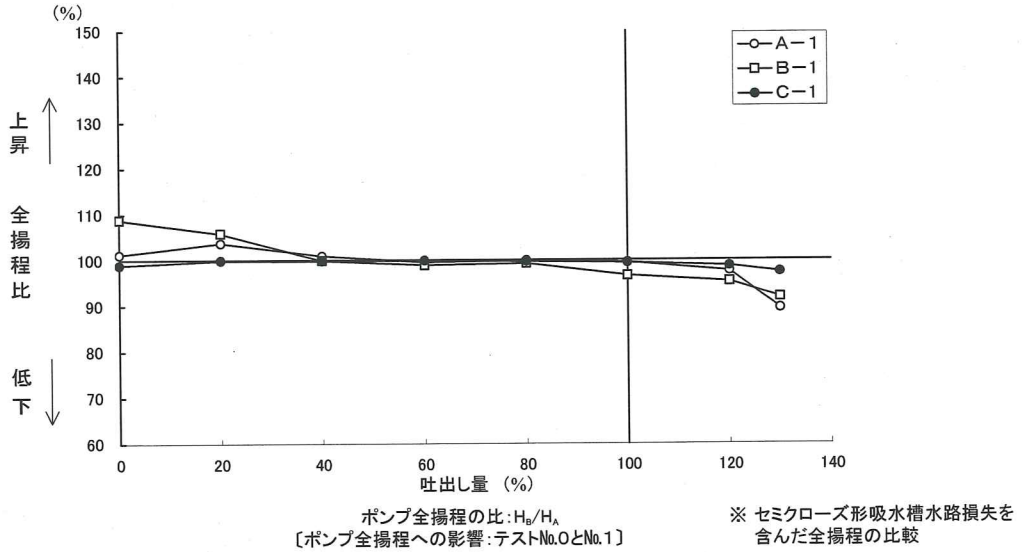


図 8-86　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

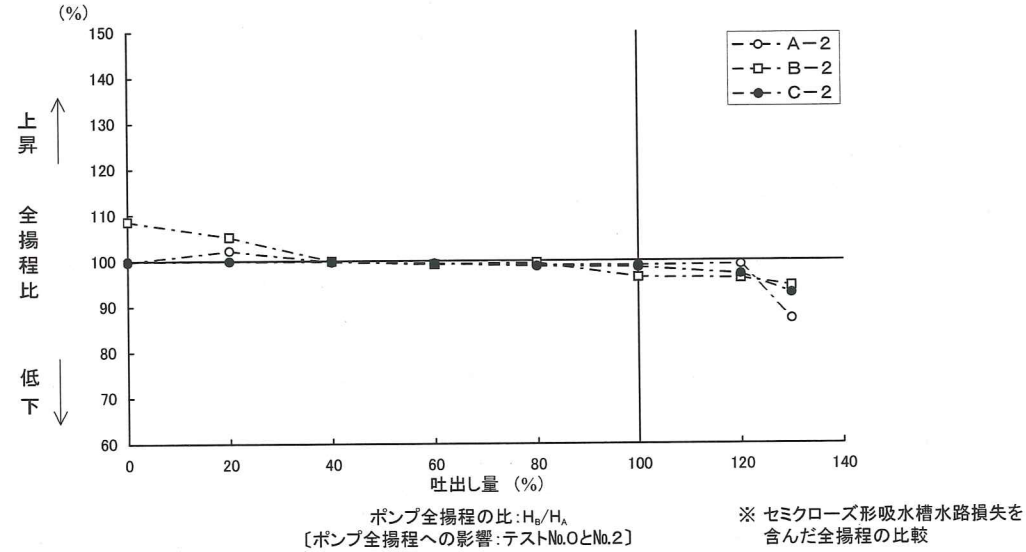
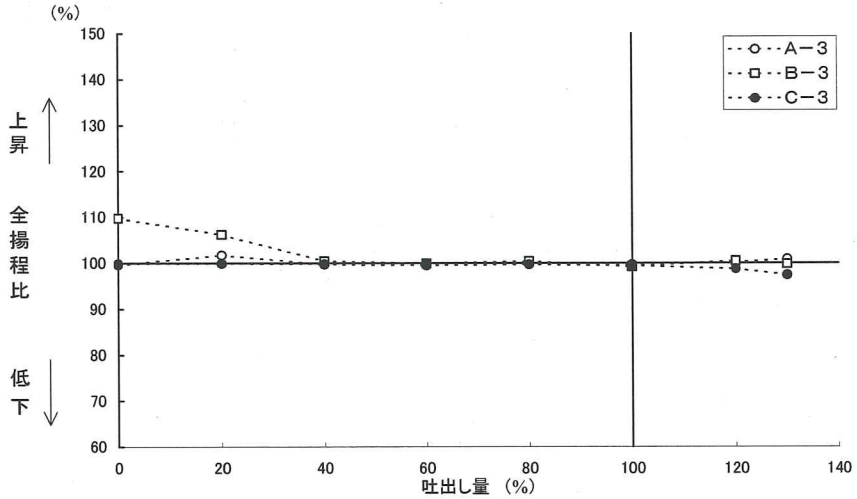


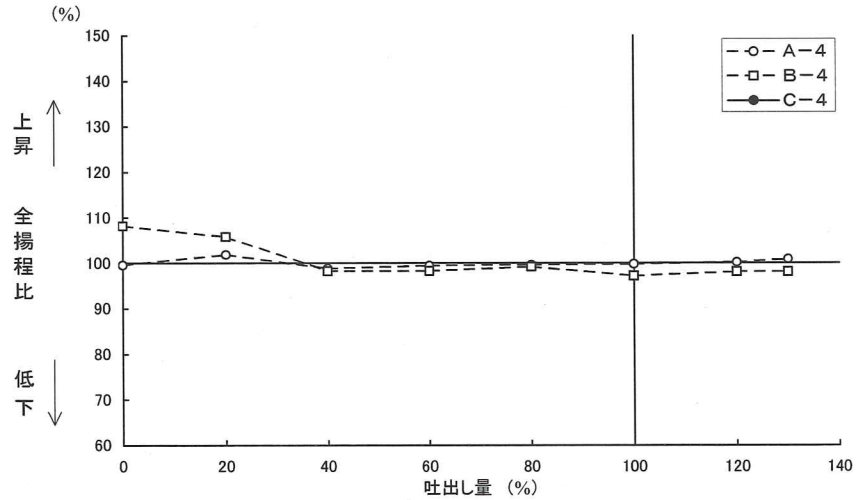
図 8-87　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較



ポンプ全揚程の比：H_B/H_A
〔ポンプ全揚程への影響：テストNo.0とNo.3〕

※ セミクローズ形吸水槽水路損失を含んだ全揚程の比較

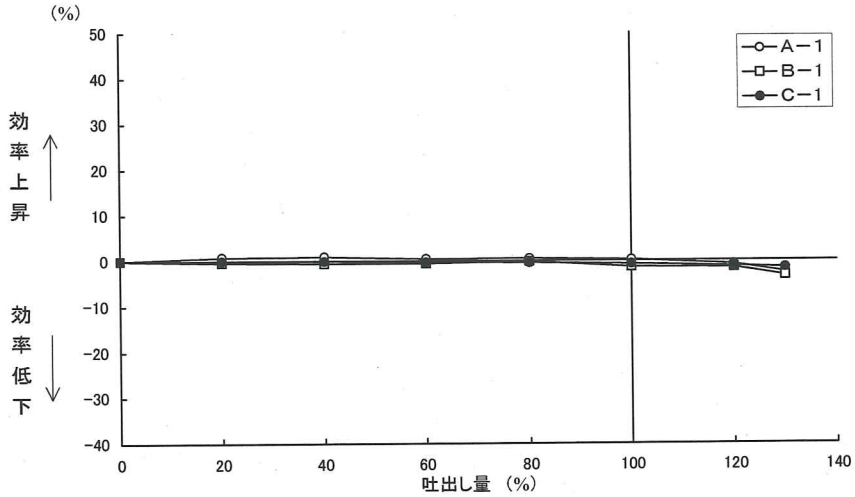
図 8-88　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較



ポンプ全揚程の比：H_B/H_A
〔ポンプ全揚程への影響：テストNo.0とNo.4〕

※ セミクローズ形吸水槽水路損失を含んだ全揚程の比較

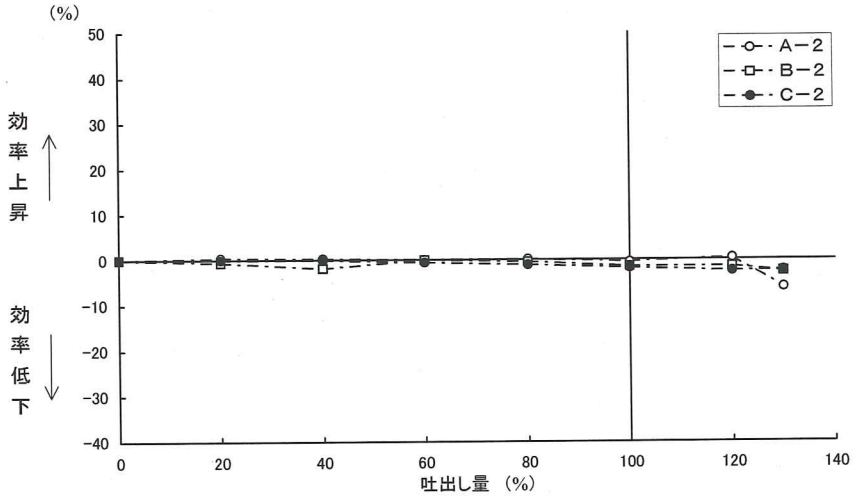
図 8-89　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較



ポンプ効率の差：$\eta_B - \eta_A$
〔ポンプ効率への影響：テストNo.0とNo.1〕

※ セミクローズ形吸水槽水路損失を含んだポンプ効率の比較

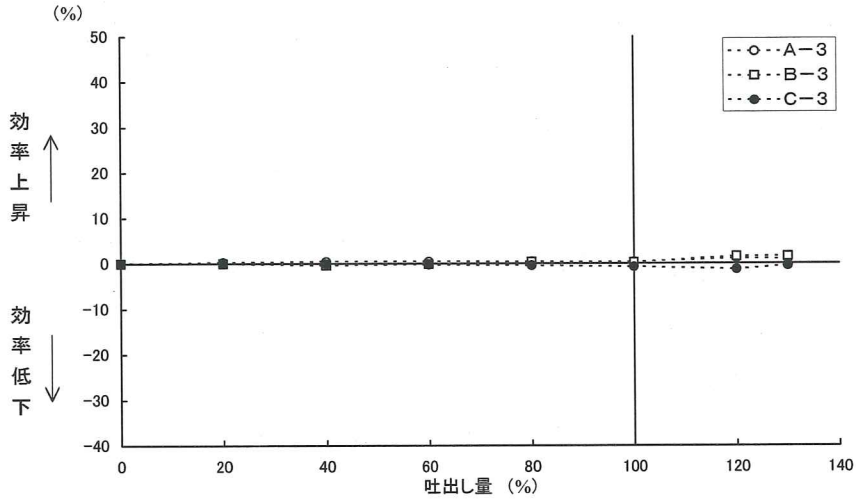
図 8-90　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較



ポンプ効率の差：$\eta_B - \eta_A$
〔ポンプ効率への影響：テストNo.0とNo.2〕

※ セミクローズ形吸水槽水路損失を含んだポンプ効率の比較

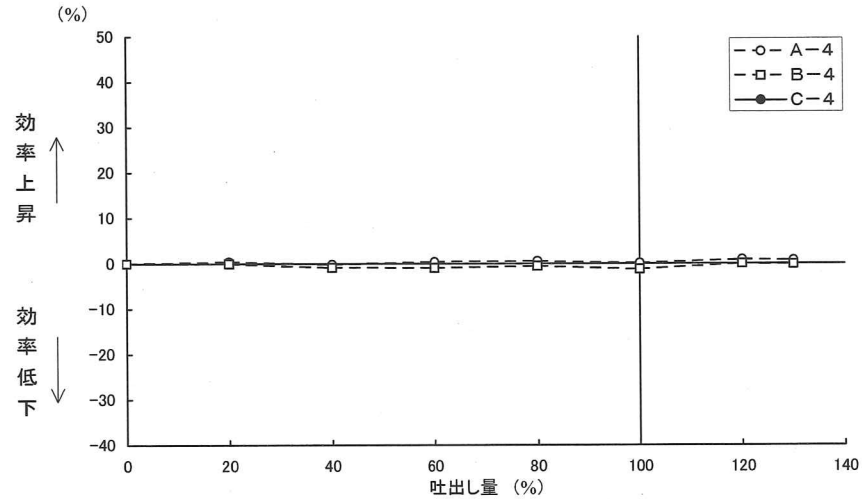
図 8-91　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較



ポンプ効率の差：$\eta_B - \eta_A$
〔ポンプ効率への影響：テストNo.0とNo.3〕

※ セミクローズ形吸水槽水路損失を含んだポンプ効率の比較

図 8-92　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較



ポンプ効率の差：$\eta_B - \eta_A$
〔ポンプ効率への影響：テストNo.0とNo.4〕

※ セミクローズ形吸水槽水路損失を含んだポンプ効率の比較

図 8-93　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

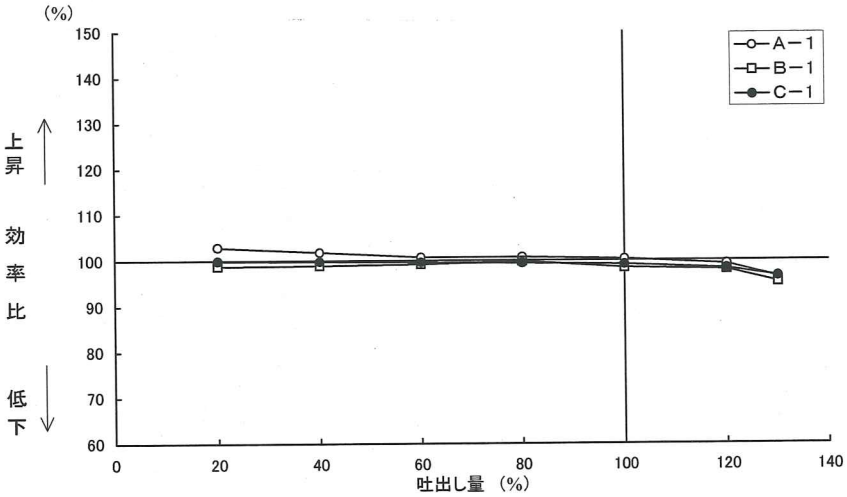


図 8-94　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

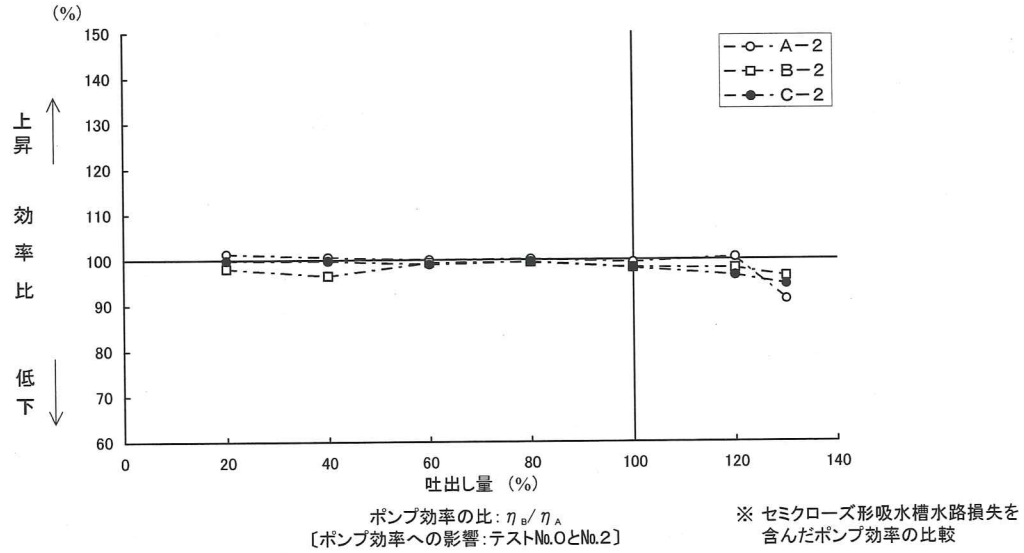


図 8-95　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

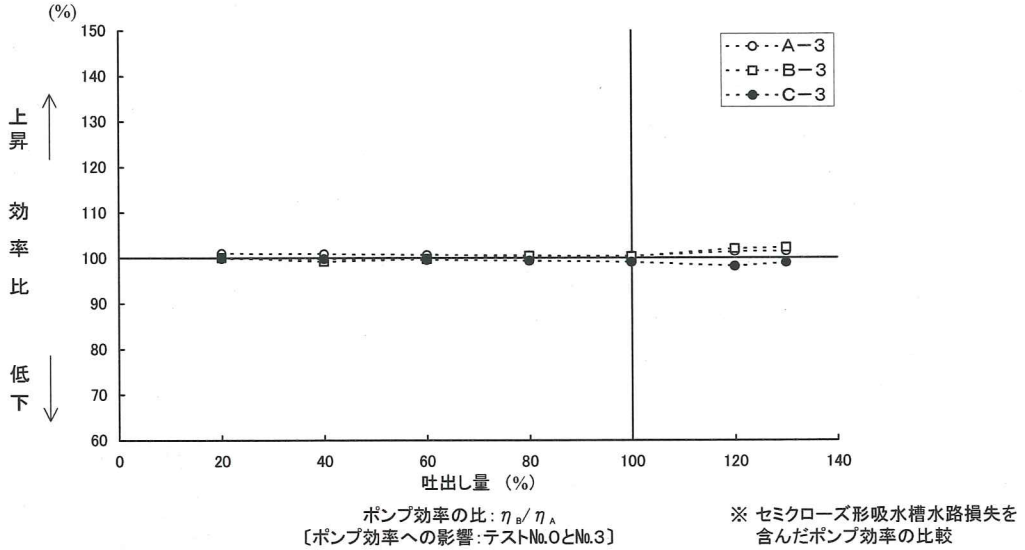


図 8-96　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

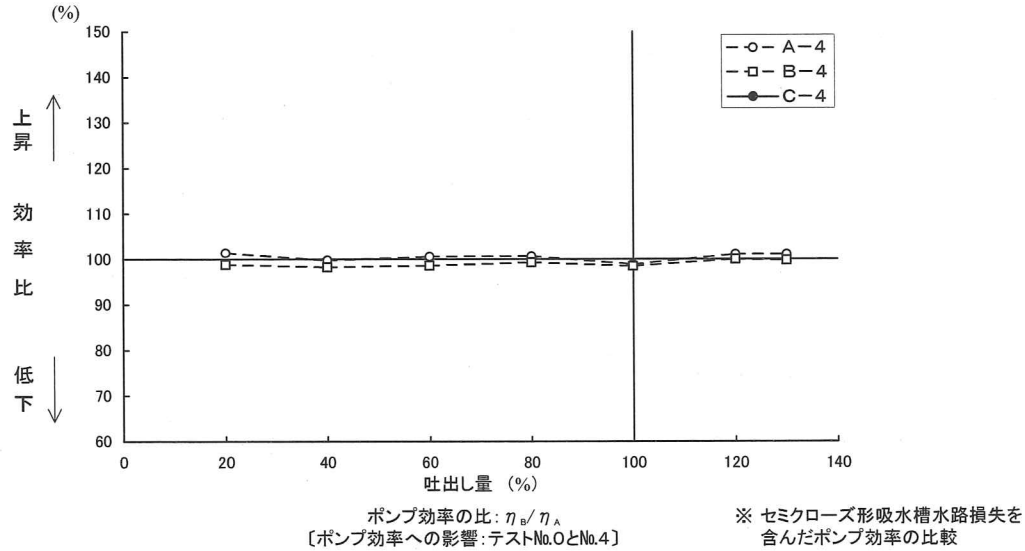


図 8-97　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

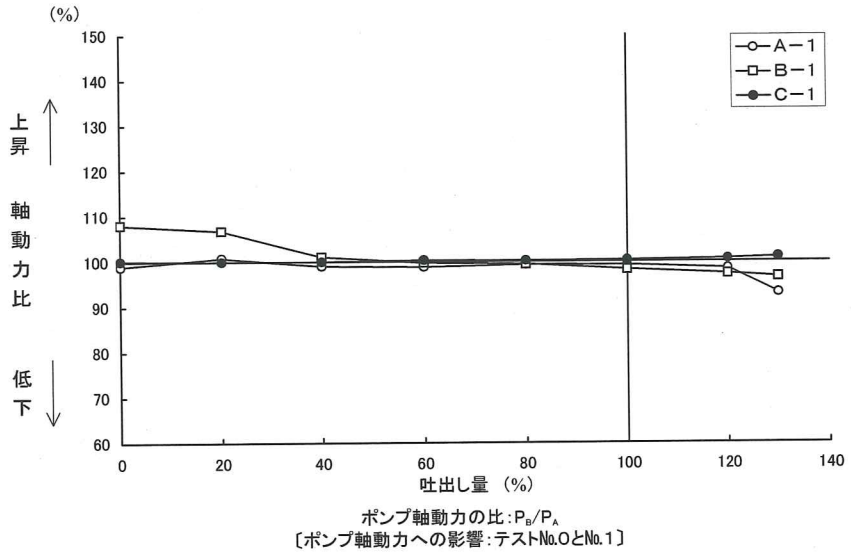


図 8-98　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

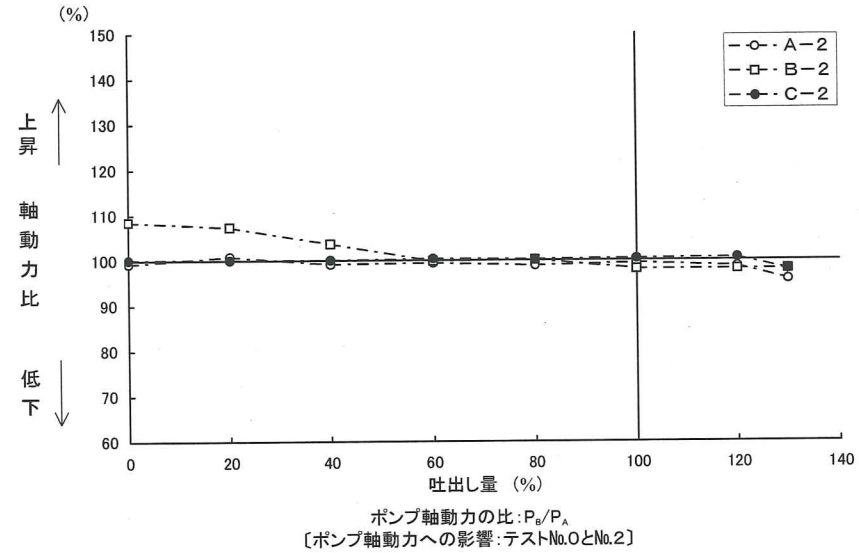


図 8-99　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

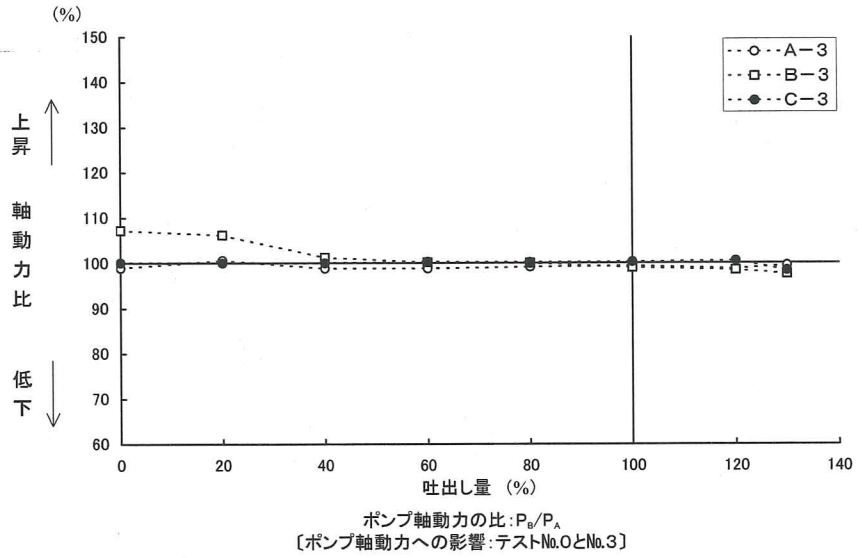


図 8-100　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

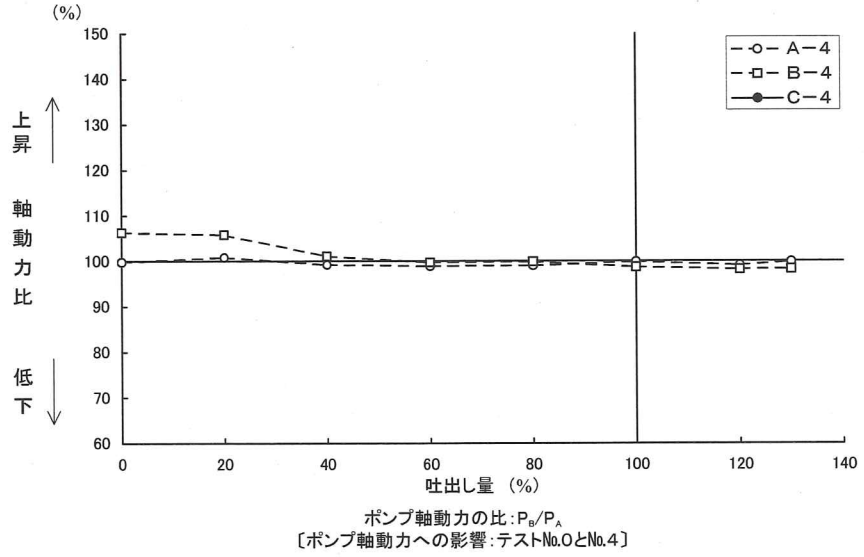


図 8-101　従来オープン形吸水槽とセミクローズ形吸水槽とのポンプ性能比較

8.2.3. シミュレーション結果と模型実験結果との比較

（1）シミュレーション（渦判定）の構成

渦判定までの、シミュレーションの構成について図 8-102 に示す。空気吸込渦、水中渦の個々の概要については、2）項、3）項にて述べる。

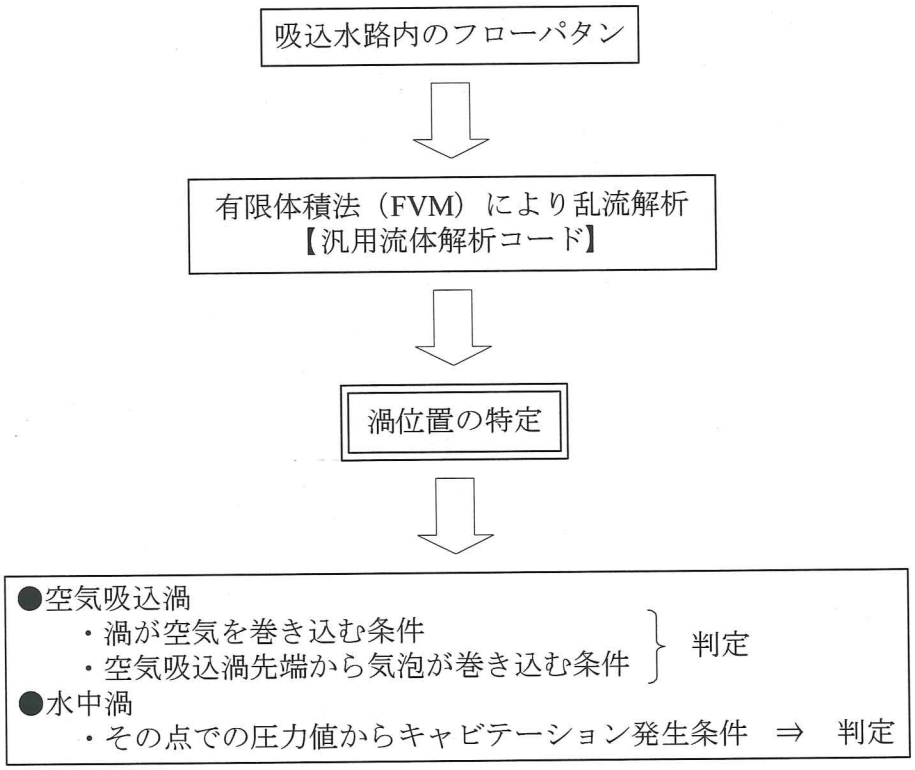


図 8-102　シミュレーションの構成

（2）空気吸込渦予測手法

空気吸込渦発生の予測手法について以下に概要を述べる。吸込水路に発生する空気吸込渦を流れ場における局所的な現象としてモデル化し、乱流解析から別個に得られるフローパターンをもとに空気吸込の有無を判定する。

空気吸込渦については、円筒座標（r, θ ,z）を図 8-103 の様にとり、流速の各成分を（u,v,w）とし、Burgers の伸長渦の理論解をもとに定式化すると、旋回流速分布 v は次式で近似できることが知られている。

$$v(r) = \frac{\Gamma}{2\pi r}\left[1 - \exp\left\{-\left(\frac{r}{r_0}\right)^2\right\}\right] \qquad (1)$$

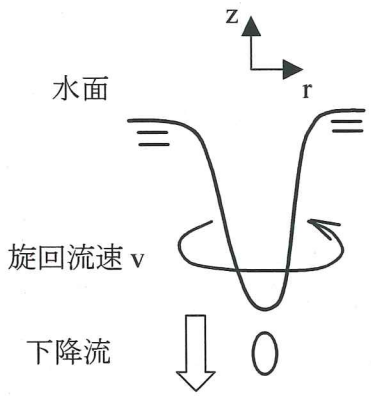


図 8-103　CAlculAtion model of Air entrAining vortex

$$r_0 = 2\sqrt{\frac{\nu}{\alpha}} \tag{2}$$

$$\alpha = \frac{\partial w}{\partial z} \tag{3}$$

ここで

Γ ：循環（m^2/s）

r_0 ：渦核半径（m）

α ：下降流の速度勾配（1/s）

ν ：動粘性係数（m^2/s）

上記の仮定から、遠心力により得られる渦の中心の圧力降下を P_c、その場所の水頭圧を P_h とすると、この渦流が空気を巻き込む条件は、

$$\frac{P_c}{P_h} > 1 \tag{4}$$

また、空気吸込渦の先端から気泡が巻込まれる条件は、Stokes 近似をもとに得た空気吸込渦先端の単位長さ当りに働く下降流による抗力を f_d、浮力を f_b とすると、

$$\frac{f_d}{f_b} = \frac{1}{4} F_r \frac{24}{R_e} f > 1 \tag{5}$$

$$F_r = \frac{w^2}{g r_0} \tag{6}$$

$$R_e = \frac{w r_0}{\nu} \tag{7}$$

ここで

Fr ：フルード数

Re：レイノルズ数

g ：重力加速度（m/s^2）

また、f は気泡の変形を考慮する為の係数で、別途実験により求めた。

吸込水路内のフローパターンについては、有限体積法（FVM）による乱流解析を行って求めた。乱流モデルはk-εモデルを用い、水面の変形は考慮していない。ここで得られた流速分布から、渦のフローパターンが得られる部分について上記（4），(5）式にもとづいて空気の巻き込み、気泡連行の可能性が在る領域をグラフィック表示し、空気吸込渦の有無を判定、予測する。

（3）水中渦予測手法

まず、水中渦予測手法の概要について以下に概要を述べる。水中渦は、キャビテーションによる空洞を渦中心に伴う気液二相流現象である。だが、その空洞域は渦中心部のごく限られた領域にのみ存在し、かつその初生に着目しているため、流れ場は液相のみの単相非圧縮流体解析から求められると考え、次のような手順を構築した。

① 吸込水槽の内部流れを液体のみの単相流解析から求め、
② 得られた速度分布をもとに渦発生位置を特定し、
③ その渦中心部における気相発生の有無を判定する。

流れ解析部分と水中渦判定の部分とは別々の構成とし、流れ解析には既存の流体解析手法を用いることにした。流れ解析の水中渦現象に対する適用性に関しては充分な検討が必要であるが、本手法では、比較的定常に存在する渦を対象とし、定常解析を適用した。その手法は、有限体積法による乱流解析とし、乱流モデルはRNG k-εモデルを用いた。

渦発生位置の特定手段はいくつか提案されているが、ここでは流れのパターンの位相幾何学的情報に基ずく沢田の方法を用いた。この方法によると、渦の中心位置が明確な座標値として求まるため、後で述べる渦モデルや、キャビテーション発生条件を適用する上で都合がよい。しかし沢田の方法で捕らえられる渦は、流線が渦パターンを描いている必要があるため、高流速で移流される渦の特定には他の手段を用いる必要がある。

渦発生位置がわかれば、あとはその点における圧力値からキャビテーション発生の有無を判断すれば良い。しかしここで問題となるのは、実用的な格子点数範囲の流れ解析では、おおよその渦発生位置は捉えられたとしても、そこでの圧力分布は解析格子の分解能不足や数値粘性により鈍っているということである。実用上問題となる渦の粘性コア半径は、ベルマウス径の100分の1オーダと推定され、正確な渦中心圧を流れ解析のみで捕らえるには、その半径内に数十点の格子点を分布させなくてはならない。

そこで渦中心における流れ解析の解像度不足を渦モデルで補正し、その結果得られた渦中心圧がキャビテーション発生条件を満たすかどうかで水中渦の発生を予測している。

つぎに渦モデルについて以下に概要を述べる。渦モデルの概念図を図8-104に示す。吸水槽内の流れが主として加速流であることから、加速による渦の引き延ばし効果と粘性拡散の効果がつりあった定常軸対称渦とし、そのときNavier-Stokes方程式の厳密解として、図8-104に示す伸長渦解が得られる。

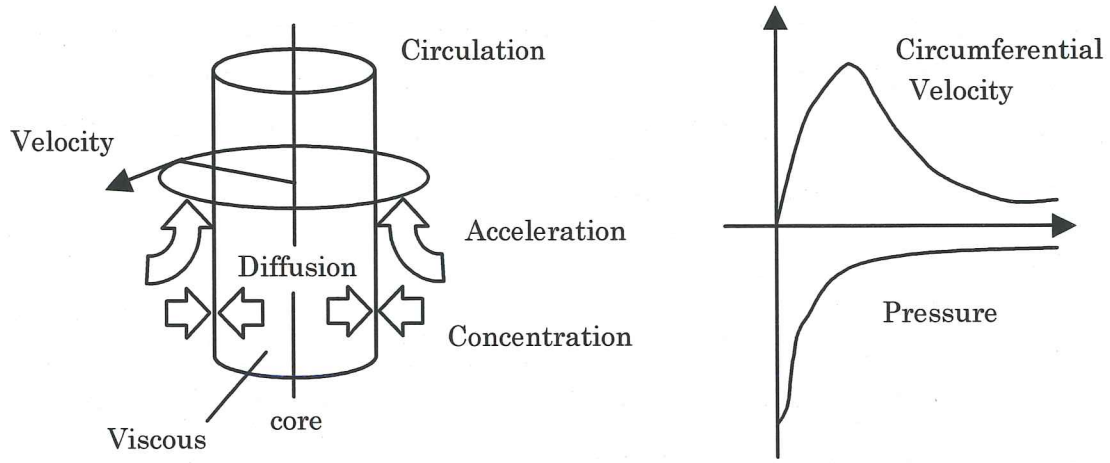


図 8-104　A vortex model and its velocity and pressure distributions

渦の中心軸に沿った座標をｚ軸とした円筒座標系（r, θ ,z）を考え、各軸に沿った流速成分を（u,v,w）とすると、伸長渦の周方向成分は次式で表せられる。

$$v(r) = \frac{\Gamma}{2\pi r}\left[1 - \exp\left\{-\left(\frac{r}{r_0}\right)^2\right\}\right] \tag{1}$$

$$r0 = 2\sqrt{\frac{\nu}{\alpha}} \tag{2}$$

$$\alpha = \frac{\partial w}{\partial z} \tag{3}$$

ただし、

Γ ：循環（m^2/s）

r_0 ：粘性コア半径（m）

ν ：動粘性係数（m^2/s）

α ：渦軸方向の速度勾配（1/s）

また半径方向のN-S 方程式から、

$$\frac{\alpha^2}{4} r - \frac{v^2}{r} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial r} \tag{4}$$

ρ ：密度（kg/m^3）

であり、この式に式（1）を代入して渦中心圧 P_c を求めると、

$$P_C = P_\infty - \rho \ln[2]\left(\frac{\Gamma}{2\pi r_0}\right)^2 \tag{5}$$

ただし、ρ_∞はz=一定断面における無限遠方圧力に半径方向流速の影響を加味した圧力項である。流れ解析では、渦中心近傍の流れは数値的に鈍っていると考えられるが、そこから離れた位置における流況は、一般に、実験結果とよく一致する。そこで、渦中心近傍における高渦度領域を包括するように積分経路をとり、渦周りの循環Γを計算する。このようにすれば、渦中心における格子分解能や数値粘性の影響を受けない循

環を計算することができる。こうして得られた循環と、それと同時に遠方静圧と渦軸方向の速度勾配を計算し、液体の物性値と合わせて式（5）に代入すれば、より正確な渦中心圧を算出することができる。

また、キャビテーション発生条件であるが、圧力が水の飽和蒸気圧以下に下がった時点でキャビテーションを生ずると仮定した。

（4）シミュレレーション条件と結果

以下に機場条件と検討ケースについて示す。

1）機場規模

実機場に則した下記2機場とする。

① 6 m^3/s 機場（3 m^3/s×2 台）　図 8-105 に示す。

② 10 m^3/s 機場（5 m^3/s×2 台）　図 8-106 に示す。

2）ポンプ比速度

Ns＝900 及び 1300 とする。

3）吸水槽形状

オープンピット形及びセミクローズピット形とする。なお、オープンピット形では、底面・後壁縦整流板の位置が施工上ずれたことも考慮するため、Ns＝900 ポンプの場合は、水路幅に対して幅方向に 6%ずらして設置し、Ns＝1300 ポンプの場合は水路幅に対して幅方向に 5%ずらして設置したものを設定した。

4）水位条件

LLWL とする。

5）検討ケース

以上の条件を組み合わせ、次の全 8 ケースをシミュレーション対象とする。

表 8-37　検討ケース

	6 m^3/s 機場				10 m^3/s 機場			
水槽形状	オープン				オープン		セミクローズ	
バッフルのずれ	無		有		無		無	
ポンプ Ns	900	1300	900	1300	900	1300	900	1300
検討ケース	ケース 1	ケース 2	ケース 3	ケース 4	ケース 5	ケース 6	ケース 7	ケース 8

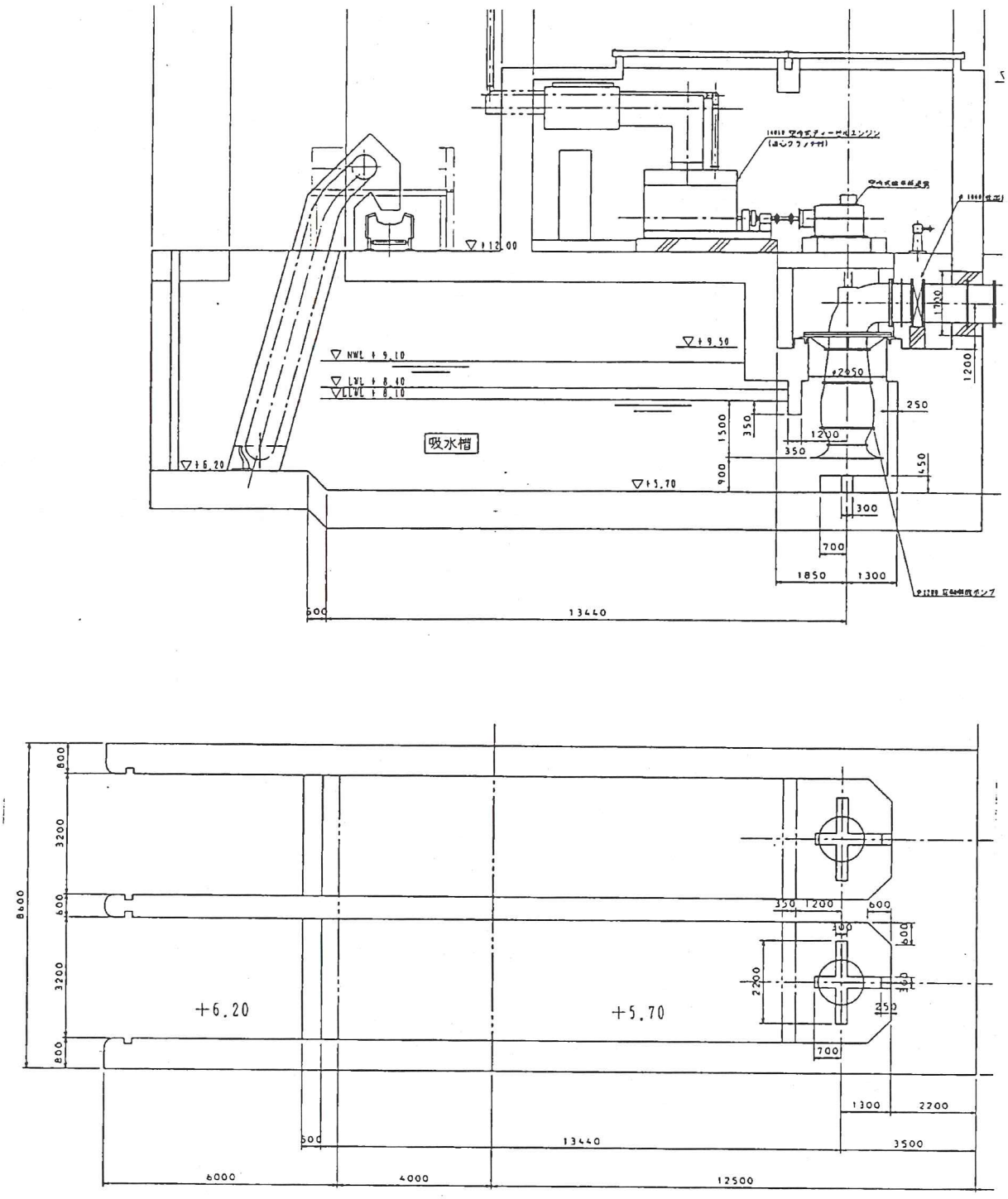


図 8-105　6 m^3/s 機場

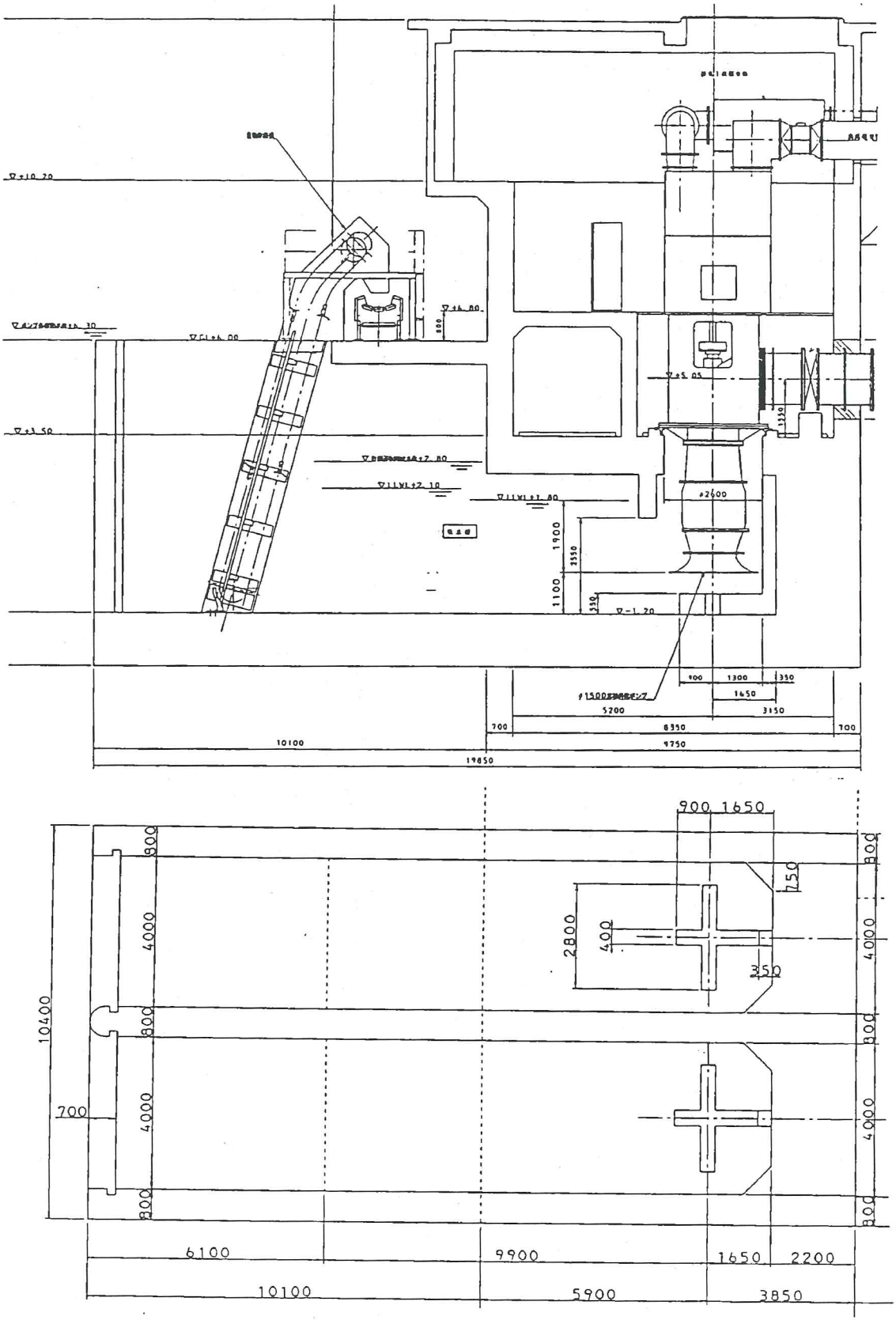


図 8-106　10 m^3/s 機場

6）シミュレーション結果

シミュレーション結果をまとめたものを表8-38に示す。またケース1の判定結果を図8-107, 図8-108に、ケース3の判定結果を図8-109，図8-110に、ケース5の判定結果を図8-111，図8-112に、ケース7の判定結果を図8-113，図8-114に示す。

表8-38　シミュレーション結果一覧表

ケース	空気吸込渦予測結果	水中渦予測結果	判定
ケース1	連続渦が発生する可能性は低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が発生する可能性は低いと考えられる。	○
ケース2	連続渦が発生する可能性は低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が発生する可能性は低いと考えられる。	○
ケース3	連続渦が発生する可能性は低いと考えられる。	ケース1と比較して水中渦が発生する可能性が考えられる。	△
ケース4	連続渦が発生する可能性は低いと考えられる。	ケース2と比較して水中渦が発生する可能性が考えられる。	△
ケース5	連続渦が発生する可能性は低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が発生する可能性は低いと考えられる。	○
ケース6	連続渦が発生する可能性は低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が発生する可能性は低いと考えられる。	○
ケース7	連続渦が発生する可能性は低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が発生する可能性は低いと考えられる。	○
ケース8	連続渦が発生する可能性は低いと考えられる。	空洞を伴う強い水中渦が発生する可能性は低いと考えられる。	○

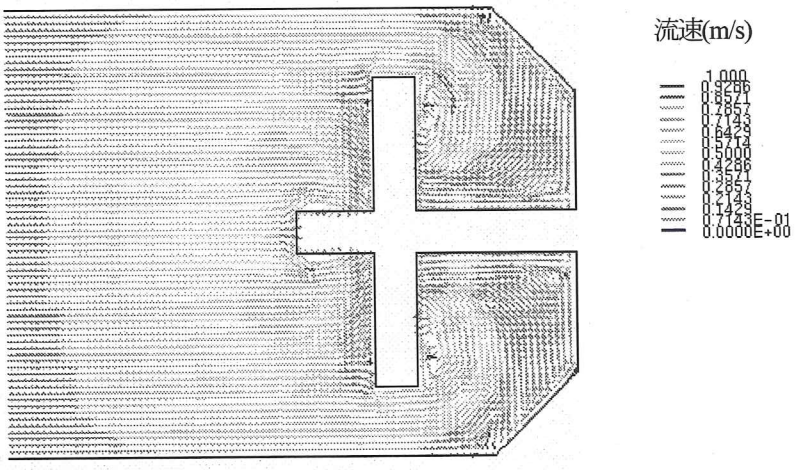
判定

◎：空気吸込渦および水中渦の発生は無い。

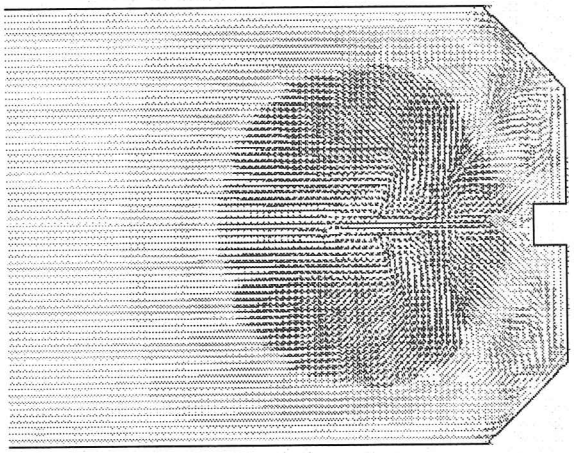
○：連続渦および水中渦が発生する可能性は低く、ポンプに悪影響は無いと考えられる。

△：連続渦または水中渦が発生する可能性があり、ポンプに悪影響を及ぼすと考えられる。

断面 ①



断面 ②



断面 ③

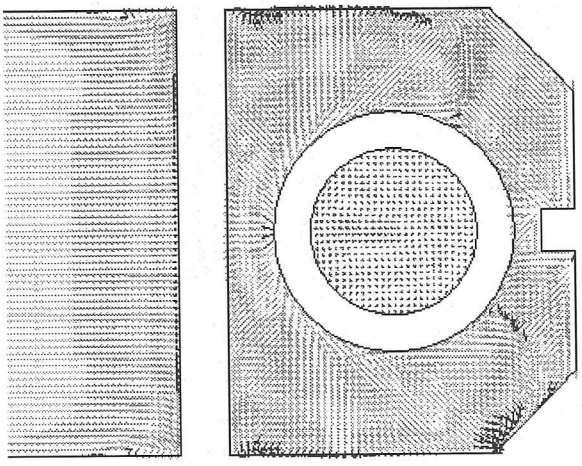
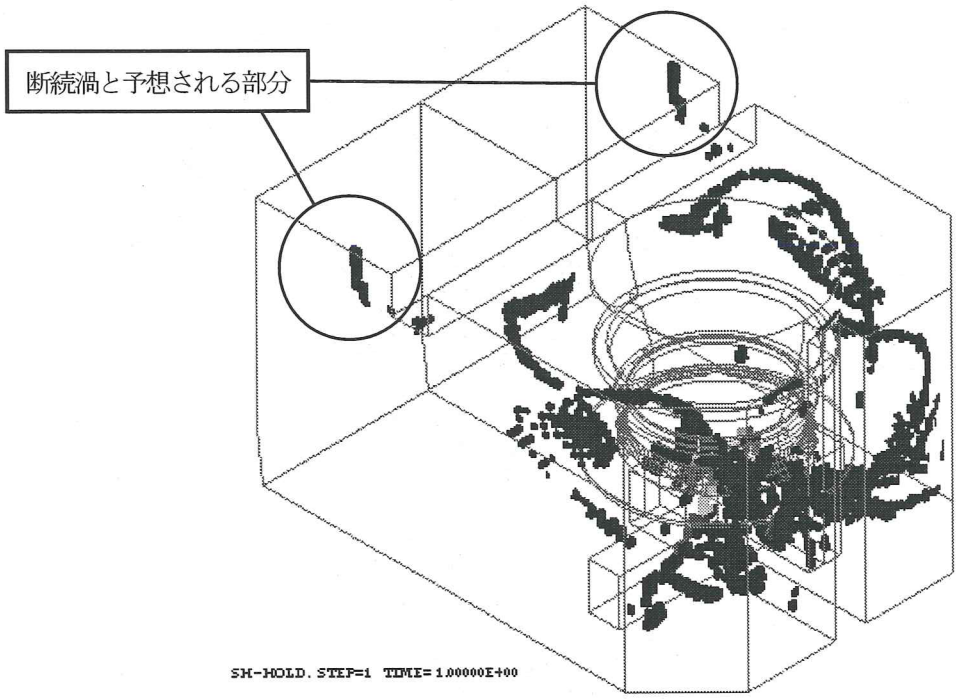
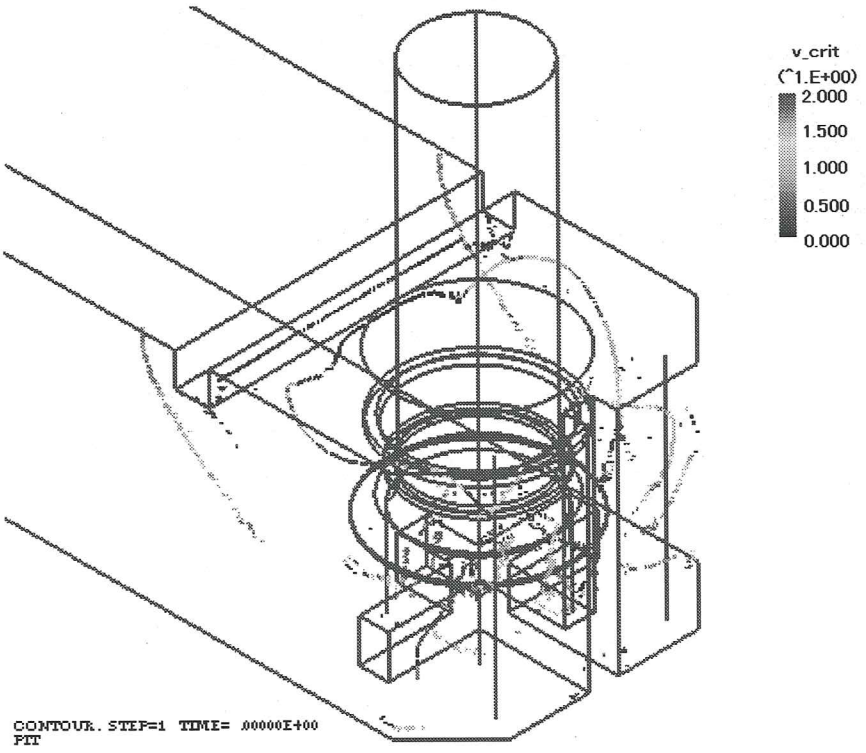


図 8-107　ケース 1 判定結果



空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

図 8-108　ケース 1 判定結果

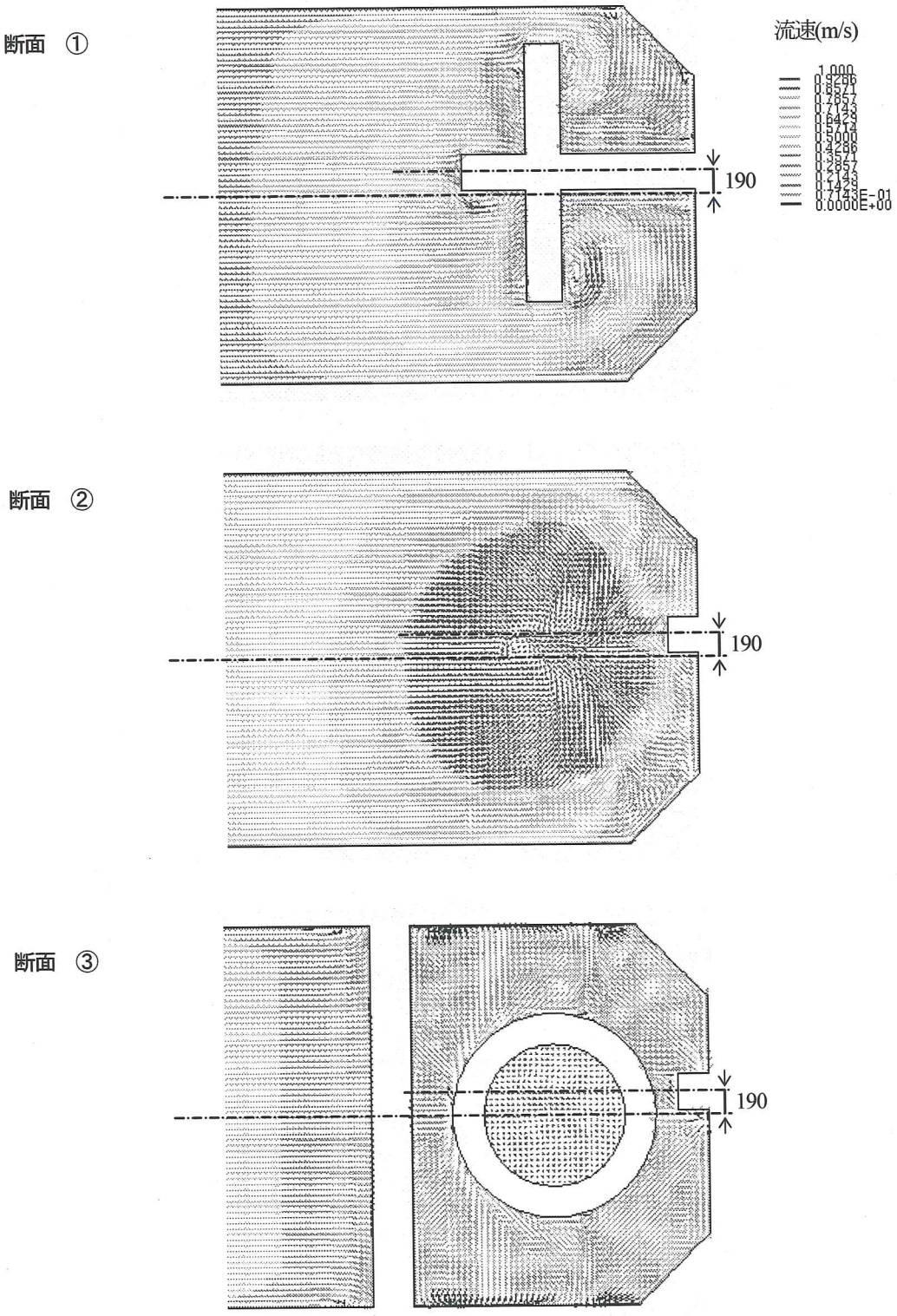
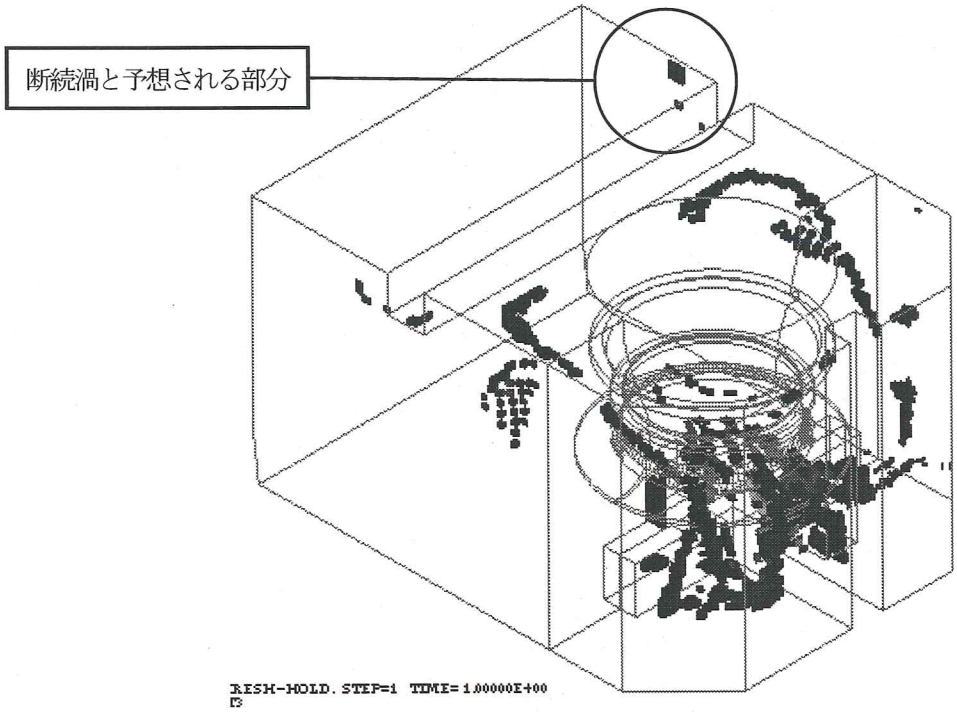
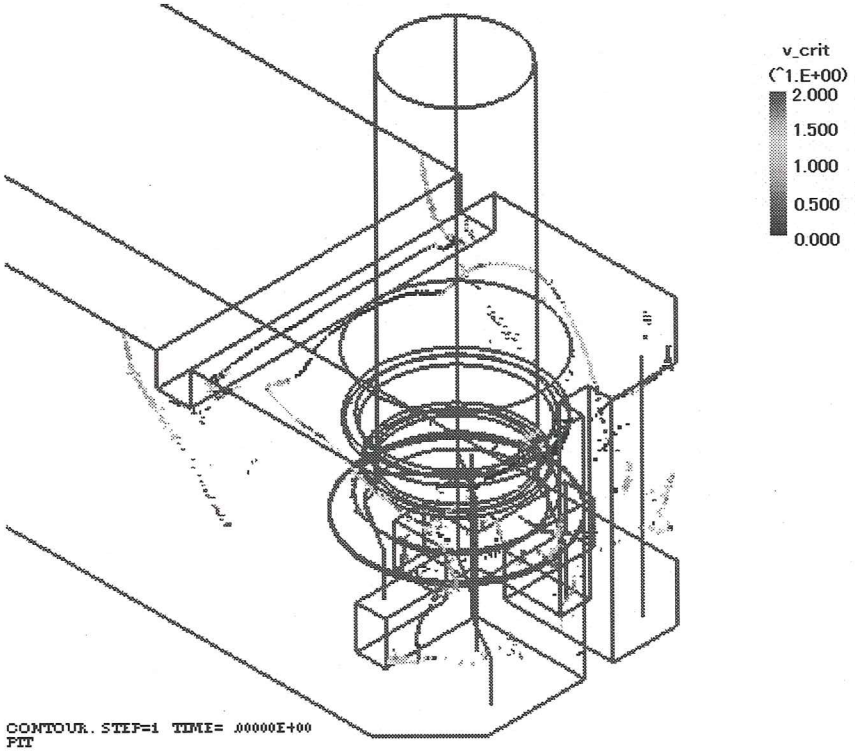


図 8-109　ケース 3 判定結果



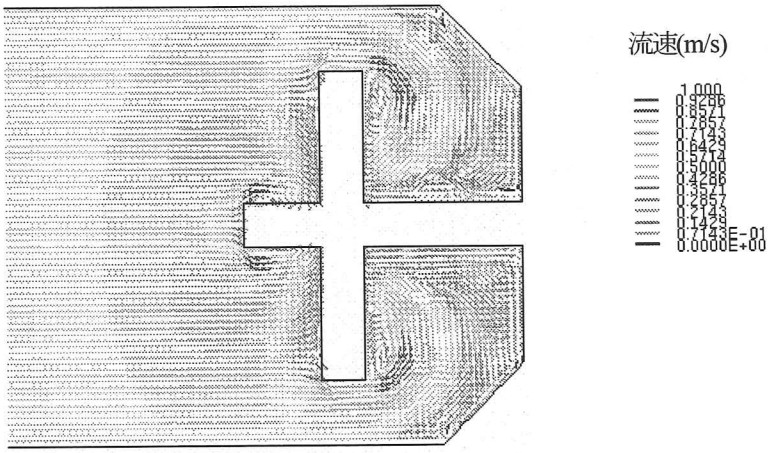
空気吸込渦発生有無予測結果



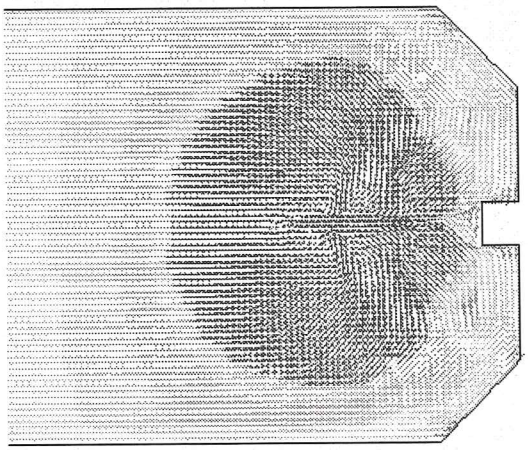
水中渦発生有無予測結果

図 8-110　ケース 3 判定結果

断面　①



断面　②



断面　③

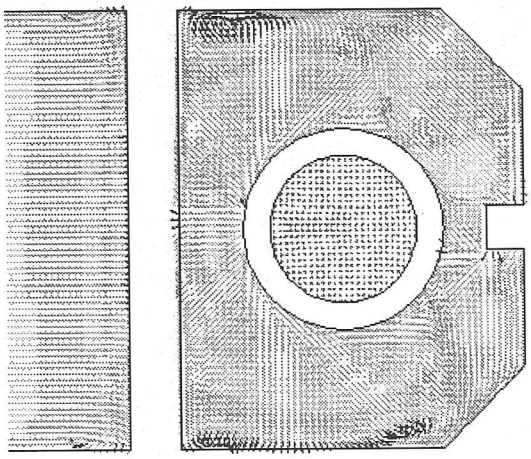
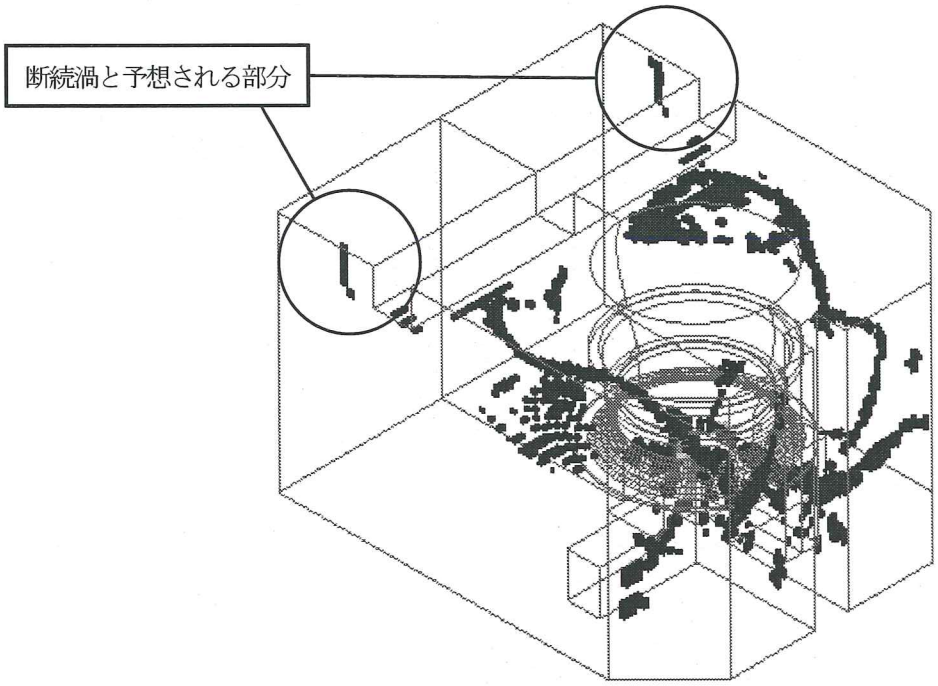
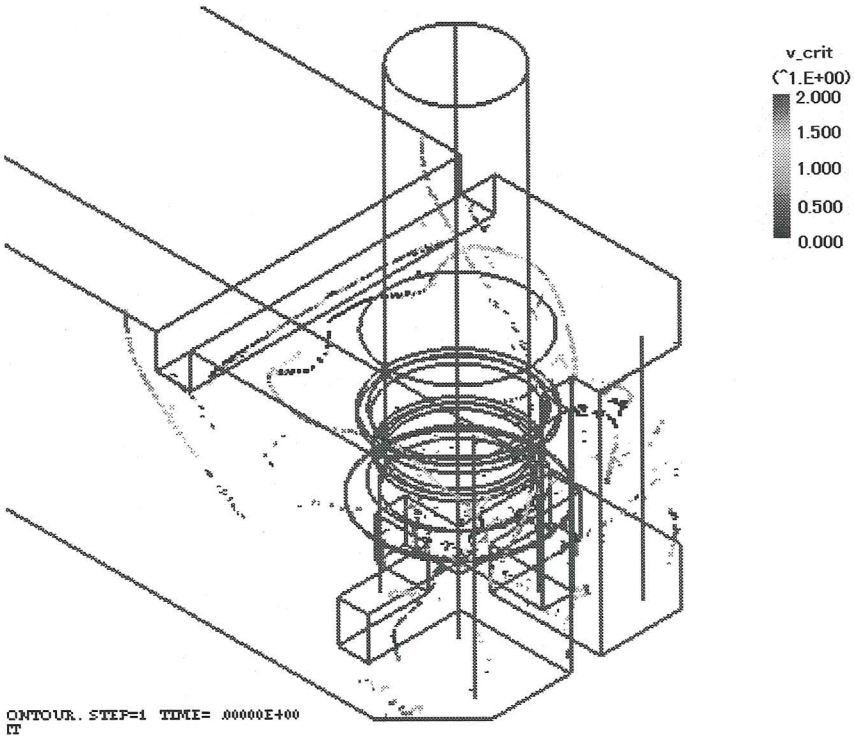


図 8-111　ケース 5 判定結果



空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

図 8-112　ケース 5 判定結果

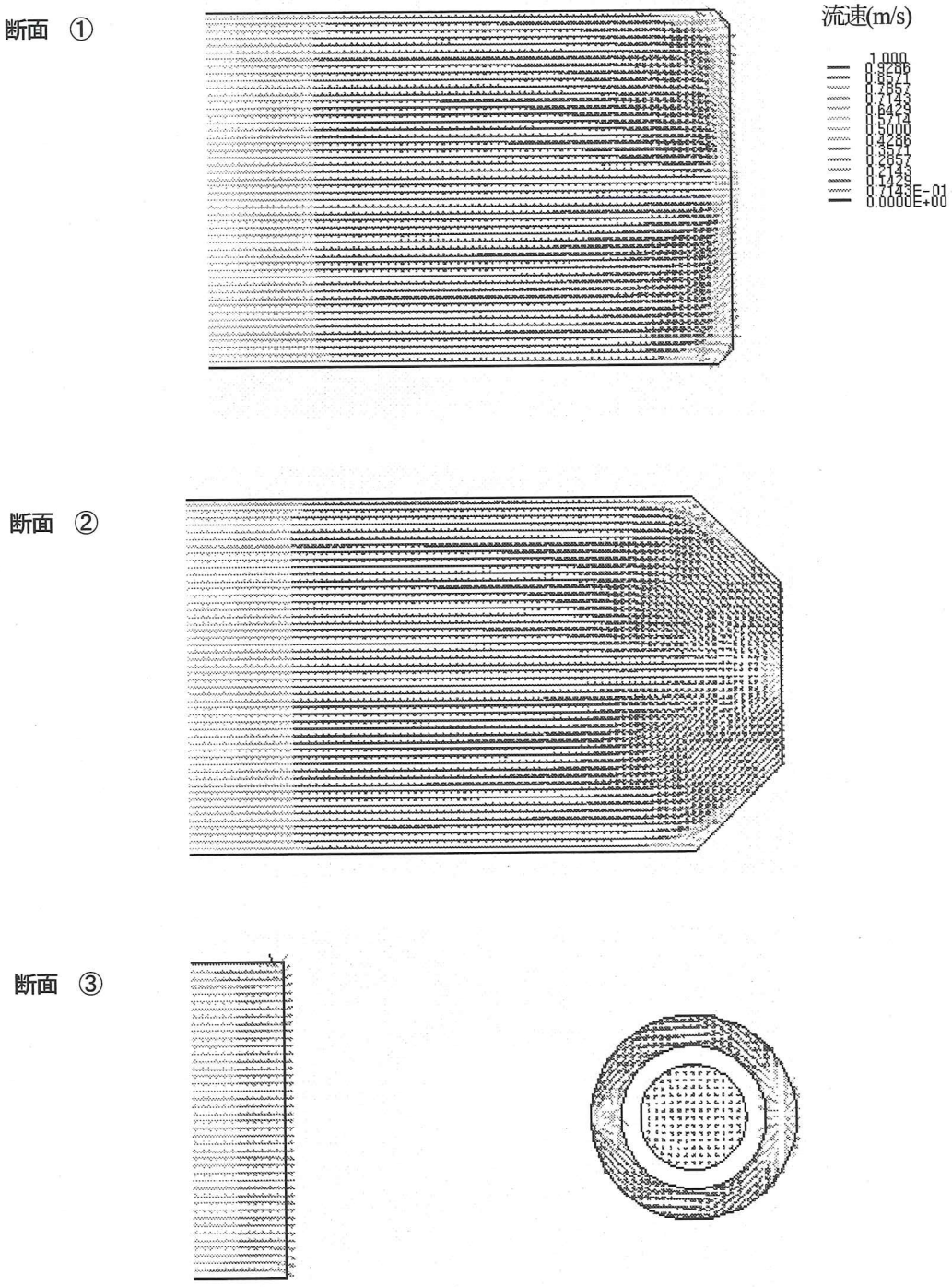
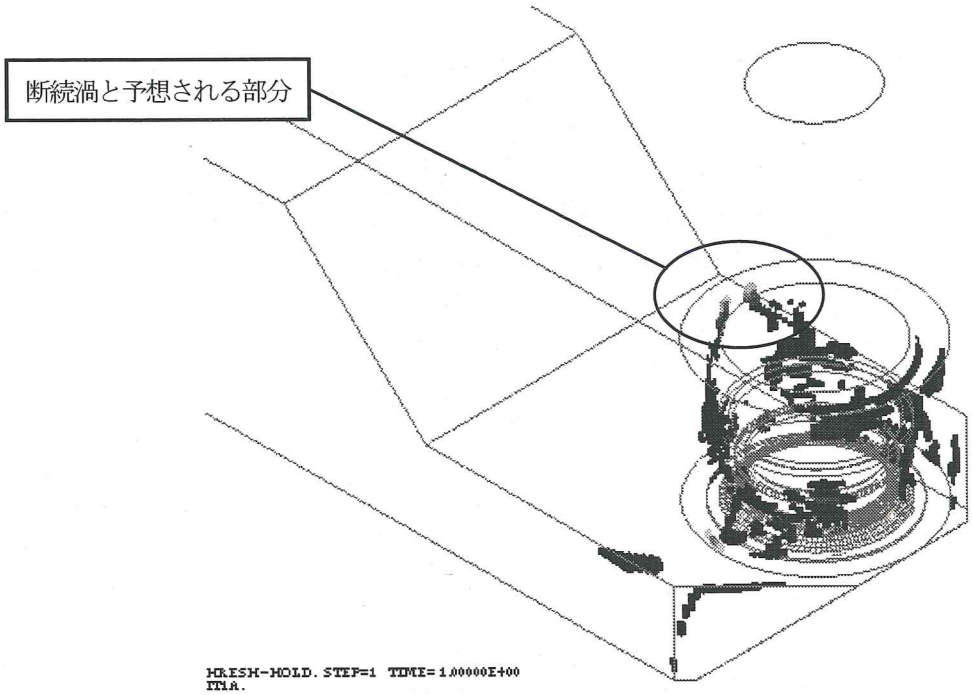
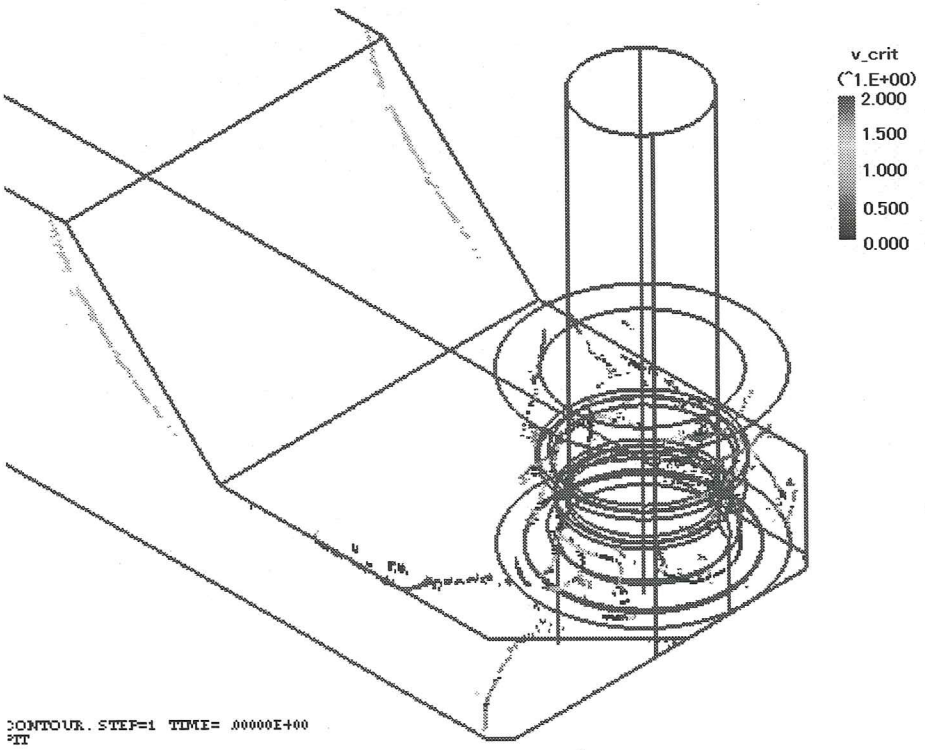


図 8-113　ケース 7 判定結果



空気吸込渦発生有無予測結果



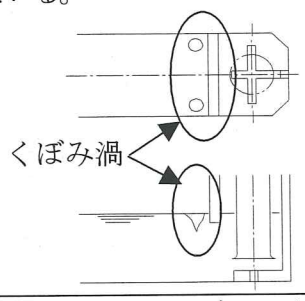
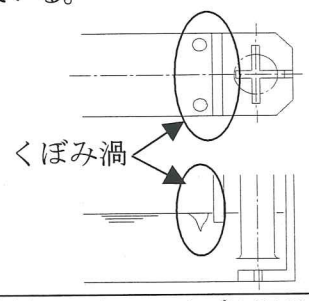
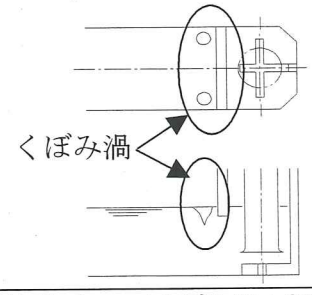
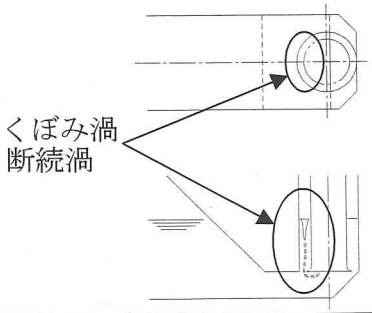
水中渦発生有無予測結果

図 8-114　ケース 7 判定結果

7）同一条件での実験結果

今回の実験は、オープンピット形の模型吸水槽にNs＝900相当のポンプ外形をもつ吸込管を設置して試験を行った。したがってシミュレーションの検討ケース1、ケース3、ケース5、ケース7に相当する実験結果をまとめて、表8-39に示す。

表8-39　実験結果一覧表

対応シミュレーション ケースNo.	空気吸込渦発生状況	水中渦発生状況
ケース1	突込板上流面においてくぼみ渦が発生している。 	水中渦の発生は無い。
ケース3	突込板上流面においてくぼみ渦が発生している。 	水中渦の発生は無い。
ケース5	突込板上流面においてくぼみ渦が発生している。 	水中渦の発生は無い。
ケース7	揚水管外周においてくぼみ渦、断続渦が発生している。 	水中渦の発生は無い。

8）比較と考察

① シミュレーション判定方法

シミュレーションにより発生が予測される空気吸込渦、水中渦について、判定方法を示す。空気吸込渦の判定例を図 8-115 のに示す。図中に示すが空気吸込渦が発生すると予測される部分に、空気吸込渦の形態を模擬した表示がされる。この表示結果の中で吸水槽自由表面とポンプベルマウスを結ぶ渦であり連続渦と判断し、吸水槽自由表面からポンプベルマウスを結ぶように表示されず、途中で途切れた場合を断続渦、くぼみ渦と判断する。また水中にて同様の表示がされるが、それらは空気吸込渦とは判断しない。なおこのシミュレーション結果の場合は、ポンプ後流において空気吸込渦の発生が予測される結果となった。

水中渦の判定例を図 8-116 に示す。空気吸込渦の場合と同様に水中渦が発生すると予測される部分に、水中渦の形態を模擬した表示がされる。さらにこの渦の強さを示す値が図中の左上に表示されているが、この値が 1 以下の場合において水中渦が発生すると判断する。このシミュレーション結果の場合は、ベルマウス直下より水中渦の発生が予測できる。また渦の予測結果によっては、吸水槽内の流速分布も考慮して、最終的に判断する。

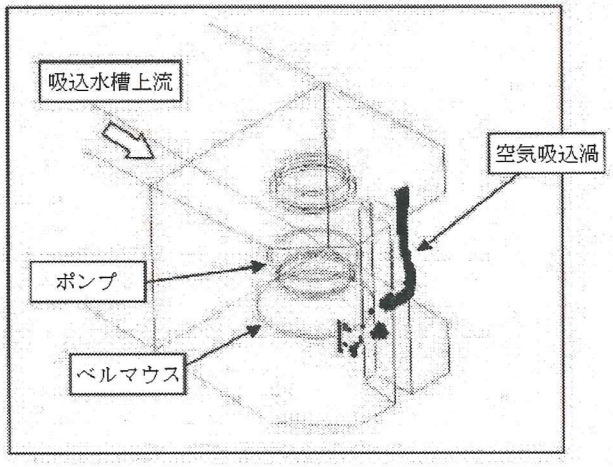


図 8-115　空気吸込渦 判定例

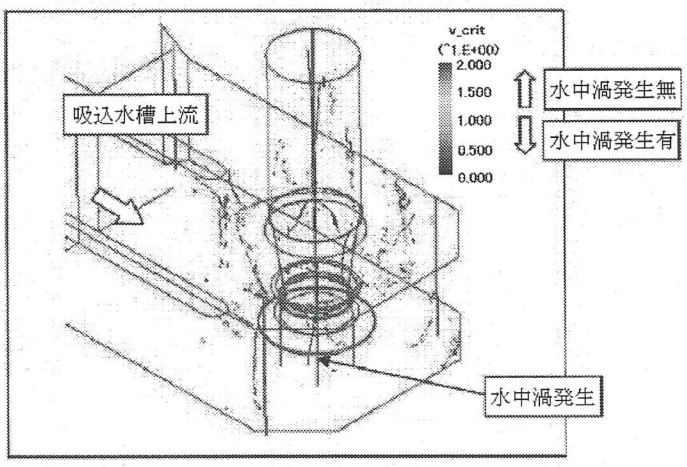


図 8-116　水中渦判定例

② 実験結果との比較

表 8-40 にシミュレーション結果と実験結果をまとめたものを示す。

表 8-40　結果比較まとめ表

		シミュレーション結果		実験結果	
		空気吸込渦	水中渦	空気吸込渦	水中渦
ケース 1	渦強さ	断続渦	発生の可能性は低い	くぼみ渦	発生しない
	渦発生位置	突込板上流面	ベルマウス直下	突込板上流面	
ケース 3	渦強さ	断続渦	ケース 1 よりは発生する可能性あり	くぼみ渦	発生しない
	渦発生位置	突込板上流面	ベルマウス直下	突込板上流面	
ケース 5	渦強さ	断続渦	発生の可能性は低い	くぼみ渦	発生しない
	渦発生位置	突込板上流面	ベルマウス直下	突込板上流面	
ケース 7	渦強さ	断続渦	発生の可能性は低い	くぼみ渦 断続渦	発生しない
	渦発生位置	揚水管外周	ベルマウス直下	揚水管外周	

まず空気吸込渦についての比較であるが、オープンピット形は、シミュレーション結果では連続渦が発生する可能性は低く、断続渦は発生する可能性があるとしているのに対し、実験結果では、くぼみ渦の発生のみが観察された。発生位置であるが、突込板上流面から両者発生しており一致している。またクローズピット形は、シミュレーション結果では連続渦が発生する可能性は低く、断続渦は発生する可能性があるとしているのに対し、実験結果では、くぼみ渦、断続渦の発生が観察された。発生位置であるが、揚水管外周から両者ともに発生しており一致している。よって、発生位置の特定は解析においても比較的精度よく予測できることがわかる。

また水中渦について、まずオープンピット形は、シミュレーション結果では、ケース 1，5 では水中渦発生の可能性は低く、ケース 3 ではケース 1，5 に比べ発生する可能性があるとしている。これに対し実験結果では、水中渦の発生が観察されなかった。またクローズピット形は、シミュレーション結果では、空洞を伴う強い水中渦が発生する可能性低いとしているものに対し、実験結果では、水中渦の発生は見られなかった。

なお、クローズピット形のシミュレーション結果では、水中渦が発生していないが、ポンプ抜き出し穴とポンプベルマウスのすきまを 0.2D として、シミュレーションを行っているためである。この場合は、水路流速の影響を強く受け、揚水管外周部の上流側から空気吸込渦が発生する。このすきまを 0.05D とした場合には、水中渦が発生することが確認されている。またこのすきまについては、ポンプ全揚程や比速度といったポンプの仕様及びメーカ毎に異なり、一概に決定できない。そのため水中渦対策として傾斜バッフルを設置することで対応する。

8.3. まとめ

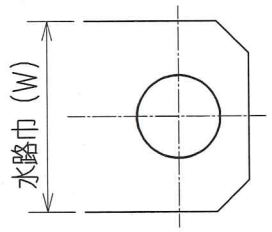
8.3.1. 高流速化吸水槽の仕様諸元のとりまとめ

（1）オープン形吸水槽の推奨形状、寸法

現行技術指針の吸水槽形状、寸法では吸水槽内接近流速（V_1）は約 0.3 m/s である。今回の開発目標の接近流速 V_1＝0.4 m/s を満足することが各種模型実験で得られた。この推奨形状、寸法の決定根拠は以下の通りである。

1）水路巾（W）

水路巾（W）を 2.2D, 2.4D, 2.7D の 3 ケースにわたり実験を行った結果、2.2D では吸込渦及び水中渦が発生、空気吸込渦の発生が認められない範囲は 2.4D 及び 2.7D であった。しかし、流入側にマウンドを付けた場合、マウンド部流速（V_0）が速くなり 2.4D の水路巾では、空気吸込渦の発生がみられることから 2.7D の水路巾とする。

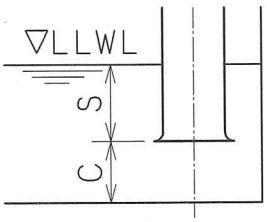


尚、この 2.7D の水路巾では、吸水槽上部に設置される原動機や吐出弁の配置やメンテナンススペースも確保できることから、水力面以外の設備の制約条件も満足する 2.7D の水路巾とする。

2）ボトムクリアランス（C）と突込深さ（S）

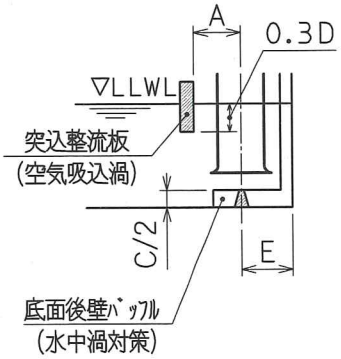
ボトムクリアランス（C）の大小は底盤などから発生する水中渦の有無で決定される。今回の実験から C＝0.75D において水中渦の発生が見られないことから 0.75D と決定する。

又、突込深さ（S）は、自由表面の LLWL より空気吸込渦の発生の有無でどこまで下げられるかであるが、各種実験の結果 S＝1.5D が限界であり、S＝1.5D と決定する。



3）渦流防止対策

吸水槽内流速をアップすると空気吸込深さや水中渦が発生しやすくなることが今回の実験でも顕著に見られた。これらの渦の発生防止として次の渦流防止対策を図る。



・空気吸込渦対策

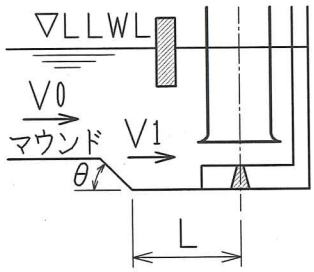
自由表面（LLWL）より空気吸込渦の発生を防止するため表面流を減速し、ポンプ後壁部の流れを安定させるに有効な突込整流板を設け、その突込量は 0.3D，距離 A＝1.0D とする。

・水中渦対策

底盤や後壁から発生する水中渦対策として底面、後壁バッフルを設けることが有効なことが確認された。その高さは C/2 及び後壁までの距離は F＝1.1D とする。尚、バッフルの形状は水中渦の発生しにくい台形形状とする。

4）マウンドの影響

ポンプ上流には除塵機などが通常設置され通過流速も V_0＝0.5 m/s 程度に採れている。従って、ポンプ上流部にはマウンドがあることが一般的で今回もこのマウンドの有無で、どう影響するかを検証した結果 V_0≧0.5 m/s 以上とすると突込整流板より空気吸込渦が発生限界であることが判明した。又、距離 L≧3.0D、θ＝30°又は45°でも差異が認められないことからL＝3.0D、θ＝30°とした。

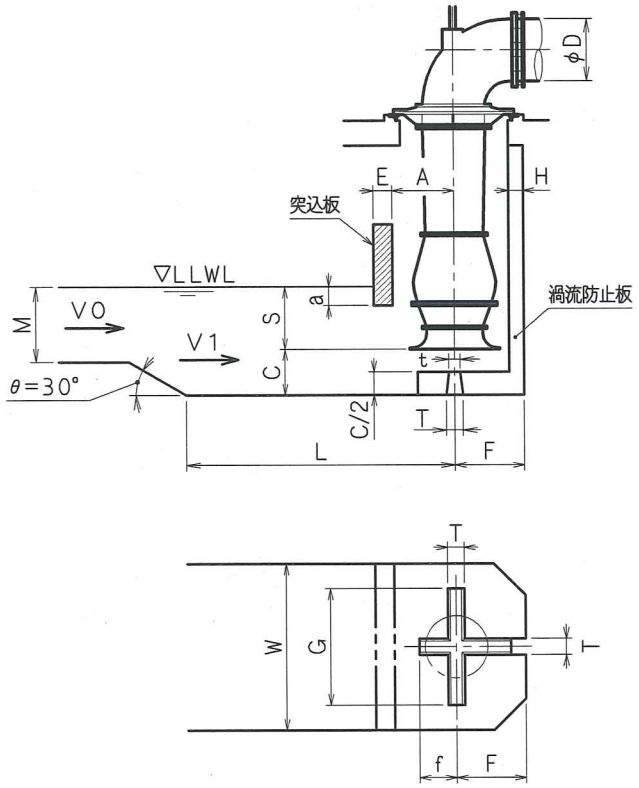


5）施工精度の影響

底面バッフルの施工がポンプ中心に対してずれて施工した場合、渦の発生、特に水中渦の発生に影響がないかどうかを実験で確認した結果、水路巾の 7.5%までずらしても水中渦の発生は見られなかった。この 7.5%はφ1000 mm ポンプで 200 mm のずれに相当し、実際の施工を考慮しても問題ないことが確認された。しかし、精度を無視できないことから当面ポンプ口径の 5%とする。

以上のオープン形吸水槽の推奨形と寸法の決定に基づき高流速化吸水槽の具体的な形状、寸法を表 8-41 に示す。

表 8-41　オープンピット形吸水槽形状、寸法



（単位：mm）

ポンプ計画吐出し量 (m^3/s) ／ 項目	0.83 ～ 1.17	1.17 ～ 1.5	1.5 ～ 1.92	1.92 ～ 2.5	2.5 ～ 3.33	3.33 ～ 4.25	4.25 ～ 5.42	5.42 ～ 6.67	6.67 ～ 8	8 ～ 10
従来ポンプ口径（D）	700	800	900	1000	1200	1350	1500	1650	1800	2000
W 水路幅 （2.7D 従来は 3.0D）	1900	2100	2400	2700	3200	3600	4000	4400	4800	5400
F 背面距離（従来同一） （従来は約 1.0～1.2D）	800	900	1000	1100	1300	1500	1650	1800	2000	2200
C 底面間隔（0.75D） （従来は 1.0D）	500	600	650	750	900	1000	1100	1250	1400	1500
S（従来は約 1.5D）	1050	1200	1350	1500	1800	2000	2200	2450	2700	3000
A	700	800	900	1000	1200	1350	1500	1650	1800	2000
E	250	250	300	300	350	400	450	500	550	600
a	200	250	300	300	350	400	450	500	550	600
f	450	500	550	600	700	800	900	1000	1050	1200
B	350	400	450	500	600	700	750	850	900	1000
G	1300	1500	1700	1900	2200	2500	2750	3000	3300	3600
H	150	200	200	200	250	350	350	350	450	550
T	200	250	250	250	300	400	400	500	500	500
t	100	100	100	100	100	150	150	200	200	200
L	2100	2400	2700	3000	3600	4050	4500	4950	5400	6000
M	1250	1400	1600	1800	2100	2400	2700	2900	3200	3500

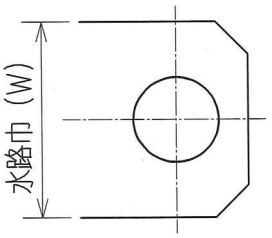
（2）セミクローズ形吸水槽の推奨形状、寸法

セミクローズ形吸水槽はオープン形吸水槽より更なる高流速化を目針しかつ、10 m^3/s 超ポンプのクローズ形吸水槽の簡易形とし開発を進めた。セミクローズ部のコンクリート施工面から適用できる範囲も限定されポンプ口径 1350 mm（3.33 m^3／s）以上である。

今回の目標接近流速 V_1=0.6 m／s を満足する吸水槽の形状と寸法が各種実験で行われた。この推奨形状、寸法の決定根拠は以下の通りである。

1）水路巾（W）

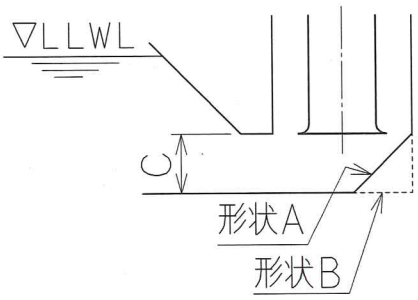
水路巾（W）を 2.2、2.4、2.7D の 3 ケースにわたり実験を行った結果、空気吸込渦や水中渦の発生がみられなかった範囲は2.4 及び2.7D であった。しかし、オープン吸水槽の場合と同様流入側にマウンドを付けた場合は、マウンド部流速（V_0）が速くなり、2.4D の水路巾では空気吸込渦の発生が若干であるが見られることから 2.7D の水中巾とする。



尚、吸水槽上部に設置される原動機や吐出弁のスペース上から約 2.5D は必要とすることも考慮し水力面と設備制約条件の双方から水路巾（W）は 2.7D とする。

2）ボトムクリアランス（C）と形状

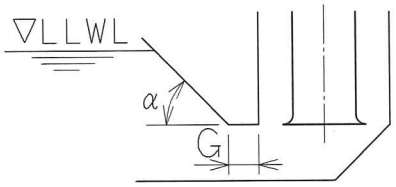
ボトムクリアランス（C）の大小と吸込形状、A，B は底盤などから発生する水中渦の有無で決定される。今回の実験からまず、形状 A と B を比較した場合、形状 B では流れの乱れが大きく高流速化すると水中渦の発生が顕しい。従って、疑似ベンド形の形状 A を採用することとした。



又、ボトムクリアランス（C）は 0.5、0.75 及び 1.0D の 3 ケースで実験を行った結果、0.5D の最も狭い場合水中渦が発生することから最小となる 0.75D とする。

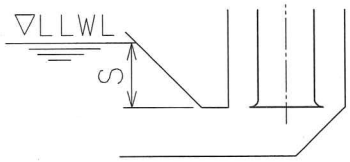
3）呑口角度（α）と直線部距離（G）

呑口角度（α）を 45°、60°の 2 ケースで実験した結果、双方とも空気吸込渦の発生には有効であることが判明した。しかし、いずれも差異が顕著でないことから施工面を考慮し 45°とする。



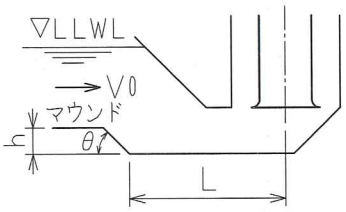
又、直線距離（G）も 0.1D と 0.5D のケースで実験を行った結果、渦流速防止上差異が見られなかったことからコンクリート強度や施工を考慮し 0.5D 程度とする。

4）没水深さ（S）



没水深さ（S）は、0.5、0.75 及び 1.0D の 3 ケースで実験を行った、0.75D まで浅くできることが判明したものの、マウンドを設けるとマウンド部流速（V_0）が速くなり、空気吸込渦が発生すること及びポンプ抜出し部からベルマウスへの空気吸込も発生しやすくなることなどから S＝1.0D とする。

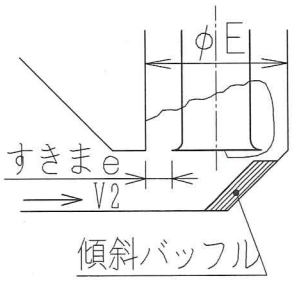
5）マウンドの影響



オープン吸水槽と同様吸水槽の上流にはマウンドが設けられることが一般的である。

マウンド流速の限界となるのが前線傾斜部からの空気吸込渦で V_0≦0.65m であり、その時のマウンド高さ h＝0.25D、L＝4.5D、β＝30°が得られた。

6）ポンプ抜出し穴（E）とすきま（e）



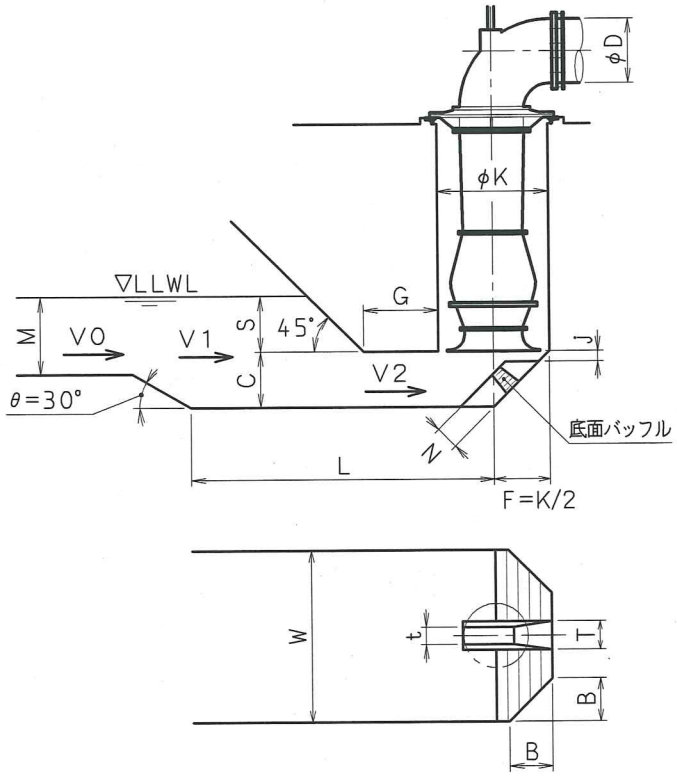
ポンプ抜出し穴は、ポンプの大きさから決定されるもので、すきま（e）はポンプの全揚程や比速度で違ってくる。

今回、このすきまを 0.05D と 0.2D の場合と広い場合で行った結果、広い 0.2D の場合は水路流速（V_2）の影響を強く受け上流側で空気吸込が発生しやすくなる。逆に、0.05D と狭くするとその影響は小さくなるが、ベンド部で水中渦の発生が見られる結果となった。

このようなことから、すきまはポンプの仕様及びメーカの違いで変化することから一律に決定できないことから、空気吸込渦に対しては S＝1.0D と深く、水中渦対策としては傾斜バッフルをもうけることとする。

以上のセミクローズ吸水槽の形状と寸法の決定に基づき高流速化吸水槽の具体的な形状、寸法を表 8-42 に示す。

表 8-42　セミクローズ吸水槽形状、寸法



（単位：mm）

ポンプ計画吐出し量 (m^3/s) ／ 項目	3.33～4.25	4.25～5.42	5.42～6.67	6.67～8	8～10
従来ポンプ口径（D）	1350	1500	1650	1800	2000
W 水路幅（2.7D）（従来は 3.0D）	3600	4000	4400	4800	5400
K ポンプ抜出穴（従来通り）	2300	2600	2900	3100	3300
C 底面間隔（0.75D）（従来は 1.0D）	1000	1100	1250	1400	1500
S 没水深さ（1.0D）（従来は 1.5D）	1350	1500	1650	1800	2000
G 吸込直線部	500～	500～	500～	500～	500～
B 背面隅部（K/2）	1150	1300	1450	1550	1650
L	6100	6800	7400	8100	9000
M	2000	2250	2450	2700	3000
T	300	300	400	400	400
t	150	150	200	200	200
N	150	150	200	200	200
j	100	100	100	100	100

8.3.2. 高流速吸水槽の採用における留意点のとりまとめ

（1）オープン形吸水槽

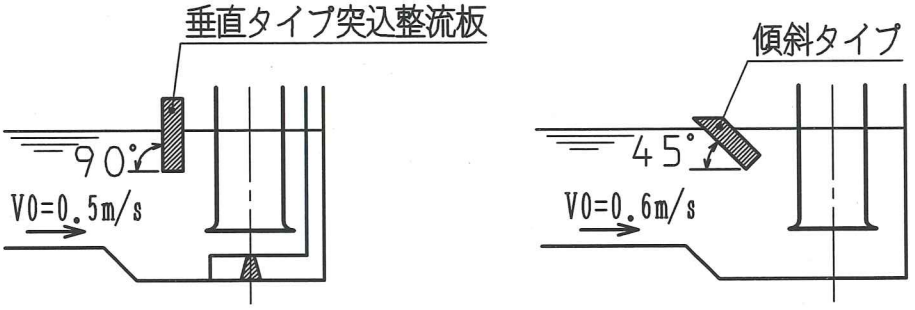
1）ポンプ性能への影響

オープン形吸水槽の場合、ポンプへの接近流速も $V_1 \fallingdotseq 0.4$ m/s と遅くかつ断面変化も小さいことから水路損失も無視できる程小さいことが確認された。従って、高流速変化吸水槽を採用しても、ポンプ性能への影響はないと判断できる。

2）マウンドの影響

今回の種々の実験でマウンドを設けた場合、開発目標流速 $V_0 = 0.6$ m/s を満足できず、0.5 m/s が限界であることが確認された。

$V_0 = 0.6$ m/s を達成するためには、突込整流板の形状を垂直タイプから傾斜タイプにすることによりクリアできることが確認された。



傾斜タイプは土木構造が複雑となるため今回は採用しなかったが、更なる高流速化のための今後の課題である。

3）施工精度の影響

底面バッフルなどがポンプ中心に対して土木施工上から芯ずれを起こした場合、水中渦などの発生が懸念された。今回の実験によりポンプ口径20%相当のずれでも水中渦の発生はないことが確認でき施工精度の影響は無視できることが判ったが品質管理上芯ずれ量はポンプ口径5%とした。

（2）セミクローズ形吸水槽

1）ポンプ性能への影響

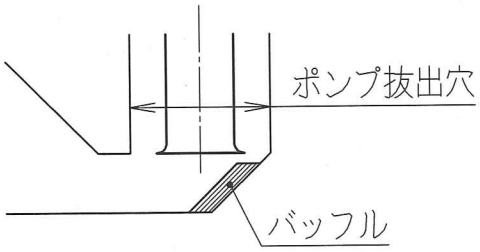
セミクローズ形吸水槽の場合、ポンプへの近寄速度 $V_2 = 1.2$ m/s と速く、かつ断面変化が大きいことから水路損失が大きくなることが確認された。模型ポンプを使用しての実験よりこの水路損失は約 0.1 m と測定された。従って、高流速化吸水槽を採用する場合、ポンプの全揚程には吸込水路損失として $Hf = 0.1$ m を加算することとする。

又、ポンプ性能の傾向については、約 40%以下の小水量で約 5%程度の全揚程や軸動力に増加傾向は見られるが、実機での運転範囲外となる部分であり、ポンプ運転に支障を来たすものでないと判断できる。

2）ポンプ抜出穴のすきまと施工精度の影響

ポンプ抜出穴とベルマウスのすきまの大小で、空気吸込渦の発生及び水中渦の発生がみられた。このすきまの管理はベルマウス寸法がポンプの仕様や比速度により同一口径でも異なってくること及びポンプ抜出穴の土木施工精度により異なってくる。従って、このすきまを一律に寸法を規定することは困難なことから、空気吸込渦対策としては没水量（S）1.0D 以上確保とし、水中防止対策としてはベンド部にバッフルを設けることが、有効な方法として確認された。

このような対策をとることで、このすきまが 0.05～0.20D の間になっても問題ないと判断出来る。



8.3.3. シミュレーションと実験結果について

シミュレーションと実験結果の比較の現状は、定量的表現はできず、あまり的確に予測することは難しいと判断される。ただしシミュレーションによる相対比較は可能であると考える。この主な原因を検討し、以下に述べる。

① 非定常である実現象を、シミュレーションは定常解析をおこなっている。

② まずこの技術は実用化が開始されたばかりであり、解析結果を検討して一概に判断できるレベルには達していない。

③ 実現象を完全に模擬しているわけではなく、乱流モデル等を用いてモデル化している。

④ 実験における吸水槽内の僅かな偏流等の影響によるもの、すなわちシミュレーションにおける境界条件の影響がある。

シミュレーションによる相対比較を行うことで、今後は実験回数の削減、それに伴う検討期間の短縮等を図るための有効な手段となるはずである。よって今後データの蓄積を行い、評価方法等を確立すること、あわせてシミュレーション精度の検証、向上を図り、ツールとしての価値を高めて行く必要がある。

また、計算機環境の変化、高度な乱流モデルの実用化等が上記課題の改善に寄与していくことになるものと考える。

9. 高流速吸水槽の既設施設への適用手法の検討

9.1. 検討の目的

平成 13 年に「揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説」の改訂版が発行され、その中で吸水槽内流速を従来より 30%程度早くしても渦の発生しない吸水槽の寸法、形状と水深が規定された。

吸水槽内の流速を早くすることは、吸水槽のコンパクト化を実現し、土木構造物の施工費を安価にできるメリットがある。

また、この吸水槽の高流速化技術を用いると、平成 8 年版以前の「揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説」で規定されたオープン形吸水槽の寸法で、高流速化により既設のポンプの吐出し量をアップできることになる。そこで、平成 8 年版以前の規定により施工された吸水槽で、ポンプの吐出し量を増加させようとした場合、どのような検討が必要となるかを検討するものである。

平成 8 年版と平成 13 年版の規定の抜粋を次頁に示す。

9.1.1. 平成８年版規定の抜粋

（吸水槽）

第62条 吸水槽の形状，寸法は，主ポンプ運転中に有害な水流の乱れが生じないように，流水の流速や流れ方向の変化，主ポンプ吸込口と水槽各部の関連寸法などに留意して決定するものとする。

【解　説】

吸水槽にはオープンピット形（吸込直管を入れたものを「吸込直管形」とも呼ぶ）とクローズピット形の形式があるが，吸水槽は流入水路からの円滑な流れを確実に引継ぎ，主ポンプの運転に有害な水流の乱れのない形状・寸法とする。

以下，主として自由水面をもつオープンピット形のうちの吸込直管形について記述する。

1．吸水槽の形式は図62－１に示すように400㎜から2000㎜程度の主ポンプでは土木構造の比較的単純なオープンピット形が用いられる。

なお，口径2000㎜を超える主ポンプになるとその大きさに見合う吸水槽を設けることが経済的に不利になるので，吸込管路の一部または全部をコンクリート構造にするクローズピット形が用いられる場合がある。また，2000㎜以下でもポンプ床が水位より下がることによりクローズピット形になることもある。

クローズピット形の形状は図62－２の２とおりとなるが詳細は第８条による。

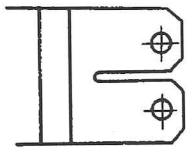
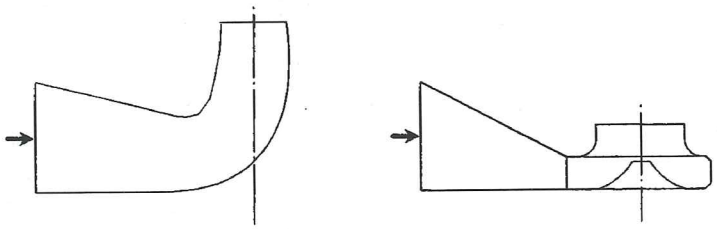


図62－１　オープンピット形吸水槽（例）



ベンド形　　傘形

図62－２　クローズピット形吸水槽（例）

2．オープンピット形吸水槽（以下吸水槽という。）においてはその大きさ，形状が適切でないと自由水面で旋回流や渦を発生し，キャビテーション，振動等を起こして揚排水不能になることがある。

したがって，計画する際の標準的な平面寸法及び断面寸法は次の図62－３，図62－４のとおりとする。

(1)　平面寸法

ここに　D ：主ポンプ口径

F ：表62－１における寸法

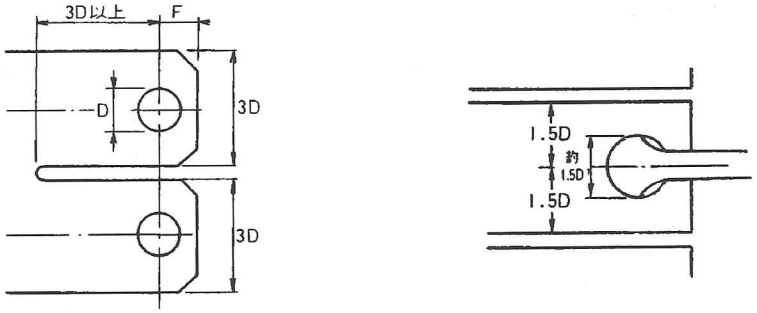
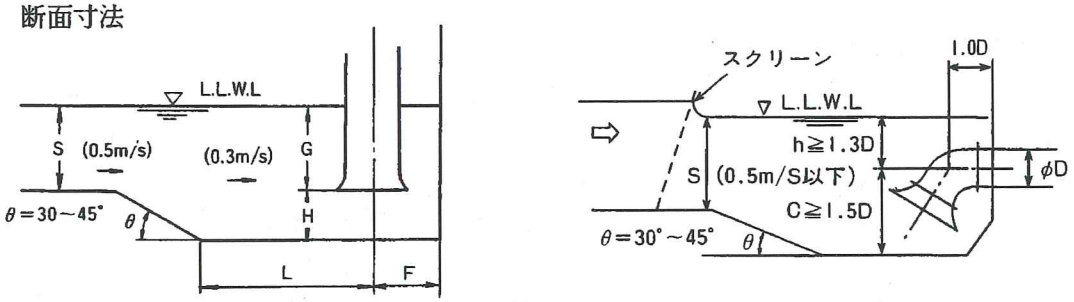


図62－３　吸水槽平面寸法

(2) 断面寸法



S ：吸水槽入口深さで，できるだけ深い方が望ましいが，水位を主ポンプ運転可能最低水位とした場合において，断面平均流速が0.5m／s以下となるように定める。また，運転開始時は揚程が設計点より小さい場合が多く，実際は流量が大きくなるが，この場合でも1.0m／s程度以下となるように定める。

$F \cdot G \cdot H \cdot C \cdot h$ ：表62－1寸法による。ただし，吸水槽の深さ $G+H$ は渦の発生防止のため，S と同様に主ポンプ運転可能最低水位，計画吐出量の場合で主ポンプ接近流速（吸水槽断面平均流速）が最大でも0.3m／s程度となるようにする。

θ ：吸水槽と流入水路の底面の接続勾配は最大でも45°以下とする。

L ：L 寸法は吸水槽の入口角度が30°の場合，3D以上（D：ポンプ口径），45°の場合，4.5D以上とする。

図62－4　吸水槽断面寸法

表62－1　吸水槽内主要寸法　　（単位　mm）

ポンプ口径	主要寸法				
	F	G	H	C	h
400	450	600以上	400	600以上	520以上
500	600	800以上	500	750以上	650以上
600	700	900以上	600	900以上	780以上
700	800	1,100以上	700	1,050以上	910以上
800	900	1,200以上	800	1,200以上	1,040以上
900	1,000	1,400以上	900	1,350以上	1,170以上
1,000	1,100	1,500以上	1,000	1,500以上	1,300以上
1,200	1,300	1,800以上	1,200	1,800以上	1,560以上
1,350	1,500	2,100以上	1,350	－	－
1,500	1,650	2,300以上	1,500	－	－
1,650	1,800	2,500以上	1,650	－	－
1,800	2,000	2,700以上	1,800	－	－
2,000	2,200	3,100以上	2,000	－	－

9.1.2. 平成13年版規定の抜粋

（吸水槽）
第55条　吸水槽の形状，寸法は，主ポンプ運転中に有害な水流の乱れが生じないように，流水の流速や流れ方向の変化，主ポンプ吸込口と水槽各部の関連寸法等に留意して決定する。

【解　説】

1．基本事項

吸水槽にはオープン形（吸込直管を入れたもの「吸込直管形」と吸込曲管を入れたもの「吸込ベンド形」がある），セミクローズ形及びクローズ形の形式があるが，吸水槽は流入水路からの円滑な流れを確実に引き継ぎ，主ポンプの運転に有害な水流の乱れの無い形状・寸法とする。

2．吸水槽の形式

吸水槽の形式は，計画吐出し量が0.83～10m³/s程度の主ポンプでは土木構造の比較的単純な渦流防止板付オープン形（吸込直管形）が用いられるほか吸込直管形の場合で，計画吐出し量が3.33～10m³/sの排水ポンプの場合にはさらにコンパクトなセミクローズ形を用いることができる（**図55－3参照**）。

渦流防止板なしオープン形（吸込直管形，吸込ベンド）は計画吐出し量0.2～10m³/sの範囲で用いる。なお，揚水ポンプのように長距離送水され揚水中に空気の混入が許されない場合は渦流防止板なしオープン形を用いる（**図55－4参照**）。

また，計画吐出し量10m³/sを超える主ポンプになるとその大きさに見合う前述のような吸水槽を設けることが経済的に不利になるので，吸込管路の一部又は全部をコンクリート構造にするクローズ形が用いられる場合が多い（**図55－1参照**）。

クローズ形の形状は**図55－1**の二とおりとなるが詳細は**第7条**による。

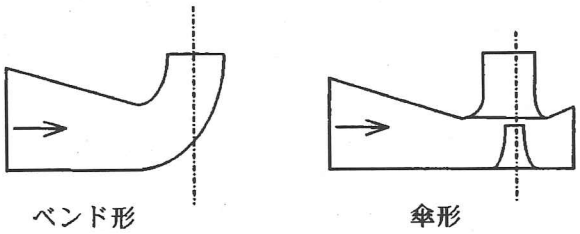


図55－1　クローズ形吸水槽（例）

3．渦流防止板付オープンピット形吸水槽の形状（吸込直管形）

オープンピット形吸水槽（吸込直管形）においてはその大きさ，形状が適切でないと自由水面で旋回流や渦が発生し，キャビテーション，振動等を起こして排水不能になることがある。

したがって，計画する際の標準的な平面寸法及び断面寸法は（**図55－2参照**）のとおりとする。

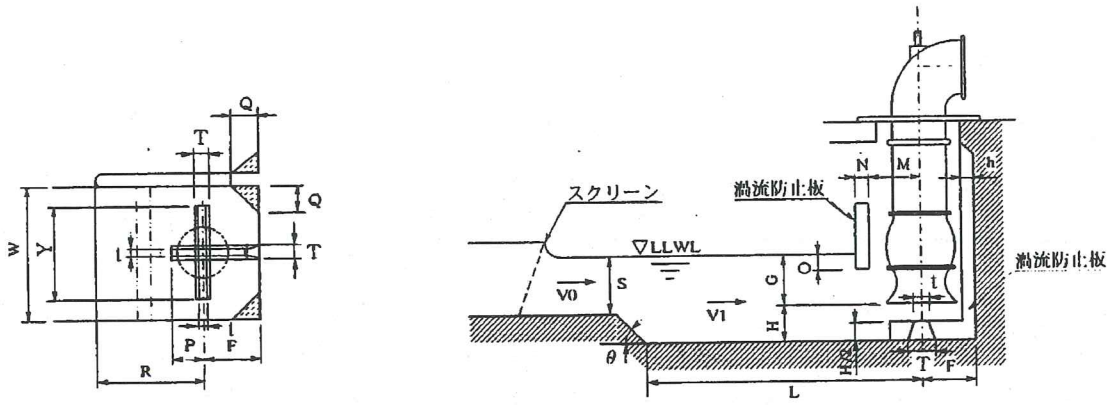


図 55－2　渦流防止板付オープン形吸水槽（吸込直管形）

S　：吸水槽入口深さで，できるだけ深い方望ましいが，水位を主ポンプ運転可能最低水位とした場合において，計画吐出し量で断面平均流速Voを次のように定める。

Vo　：0.5m/s程度とする。

V_1　：吸込水槽の深さG＋Hは渦の発生防止のため，Sと同様に主ポンプ運転可能最低水位，計画吐出し量の場合で主ポンプ接近流速（吸水槽断面へ平均流速）が0.4m/s程度となるようにする。

θ　：吸水槽と流入水路の底面の接続勾配は最大でも30°以下とする。

その他は表55－1による。

表 55－1　渦流防止板付オープン形（吸込直管形）吸水槽主要寸法

（単位　mm）

流量範囲(m^3/s)（Ⅰ型，Ⅱ型とも）	主要寸法									
	W	F	H	G	M	N	O	h	L	S
0.83超 ～ 1.17以下	1900	800	500	1050以上	700	250	200	150	2100	1250
1.17超 ～ 1.50以下	2100	900	600	1200以上	800	250	250	200	2400	1400
1.50超 ～ 1.92以下	2400	1000	650	1350以上	900	300	300	200	2700	1600
1.92超 ～ 2.50以下	2700	1100	750	1500以上	1000	300	300	200	3000	1800
2.50超 ～ 3.33以下	3200	1300	900	1800以上	1200	350	350	250	3600	2100
3.33超 ～ 4.25以下	3600	1500	1000	2000以上	1350	400	400	350	4050	2400
4.25超 ～ 5.42以下	4000	1650	1100	2250以上	1500	450	450	350	4500	2700
5.42超 ～ 6.67以下	4400	1800	1250	2450以上	1650	500	500	400	4950	2900
6.67超 ～ 8.00以下	4800	2000	1400	2700以上	1800	550	550	450	5400	3200
8.00超 ～10.00以下	5400	2200	1500	3000以上	2000	600	600	500	6000	3500

（単位　mm）

流量範囲(m^3/s)（Ⅰ型，Ⅱ型とも）	主要寸法					
	R	Q	P	Y	T	t
0.83超 ～ 1.17以下	2100	350	450	1300	200	100
1.17超 ～ 1.50以下	2400	400	500	1500	250	100
1.50超 ～ 1.92以下	2700	450	550	1700	250	100
1.92超 ～ 2.50以下	3000	500	600	1900	250	100
2.50超 ～ 3.33以下	3600	600	700	2200	300	100
3.33超 ～ 4.25以下	4050	700	800	2500	400	150
4.25超 ～ 5.42以下	4500	750	900	2800	400	150
5.42超 ～ 6.67以下	4950	850	1000	3100	500	200
6.67超 ～ 8.00以下	5400	900	1100	3400	500	200
8.00超 ～10.00以下	6000	1000	1200	3800	500	200

4．セミクローズ形吸水槽の形状

計画吐出し量が3.33～10m³/sの主ポンプにはコンパクトなセミクローズ形吸水槽を用いることができる。

有害な渦の発生を避ける平面寸法及び断面寸法は（図55－3参照）のとおりである。

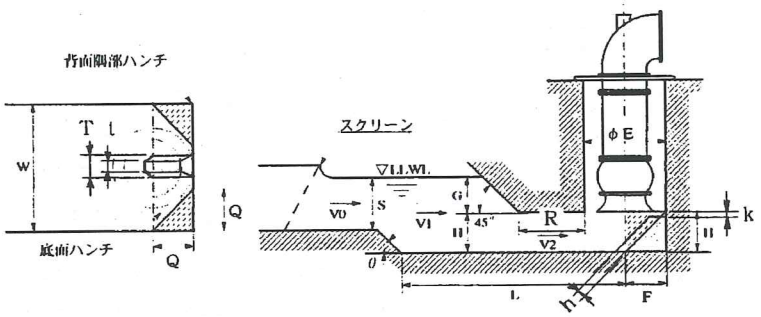


図 55－3　セミクローズ形吸水槽（吸込直管形）

S　：吸水槽入口深さで，できるだけ深い方が望ましいが，水位を主ポンプ運転可能最低水位とした場合において，計画吐出し量で断面平均流速Voを次のように定める。

Vo　：0.65m/s程度とする。

V_1　：吸込水槽呑み口流速は0.6m/s程度とする。

V_2　：ポンプ入口部流速は1.2m/s程度とする。

θ　：吸水槽と流入水路の底面の接続勾配は最大でも30°以下とする。

その他は表55－2による。

表 55－2　セミクローズ形吸水槽主要寸法

（単位　mm）

流量範囲(m³/s)（Ⅰ型,Ⅱ型とも）	主要寸法												
	W	F	H	G	R	E	Q	L	S	T	t	h	K
3.33超～4.25以下	3,600	1,150	1,000	1,350以上	500以上	2,300	1,150	6100	2,000	300	150	150	100
4.25超～5.42以下	4,000	1,300	1,100	1,500以上	500以上	2,600	1,300	6800	2,250	300	150	150	100
5.42超～6.67以下	4,400	1,450	1,250	1,650以上	500以上	2,900	1,450	7400	2,450	400	200	200	100
6.67超～8.00以下	4,800	1,550	1,400	1,800以上	500以上	3,100	1,550	8100	2,700	400	200	200	100
8.00超～10.00以下	5,400	1,650	1,500	2,000以上	500以上	3,300	1,650	9000	3,000	400	200	200	100

ポンプ開口部の寸法許容差は，上記開口径の±30mm とする（開口部壁面の位置が同一線上にある口径＋30mm の円筒と口径－30mm の円筒の範囲内にかければならない。）

R（吸込直線部）については土木構造に合わせ長さを変える。

5．オープン形吸水槽の形状（吸込直管形，吸込ベンド形）

オープン形吸水槽においてはその大きさ，形状が適切でないと自由水面で旋回流や渦が発生し，キャビテーション，振動等を起こして揚排水不能になることがある。

したがって，計画する際の標準的な平面寸法及び断面寸法は（図55－４参照）のとおりとする。

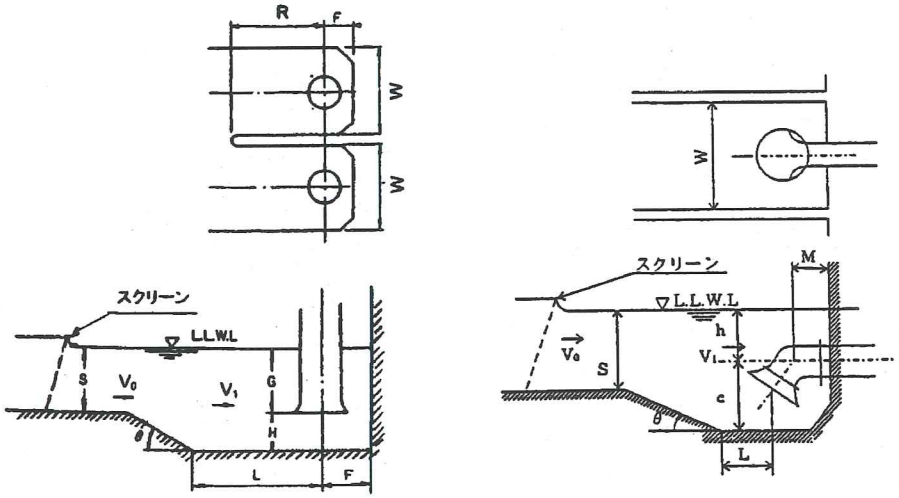


図 55－４　オープン形吸水槽

S　：吸水槽入口深さで，できるだけ深い方望ましいが，水位を主ポンプ運転可能最低水位とした場合において，計画吐出し量で断面平均流速Voを次のように定める。

Vo　：0.5m/s程度とする。
なお，運転開始時は揚程が設計点より小さい場合が多く，実際は流量が大きくなるが，この場合でも1.0m/s程度となるように定める。

Vl　：吸込水槽の深さＧ＋Ｈは渦の発生防止のため，Ｓと同様に主ポンプ運転可能最低水位，計画吐出し量の場合で主ポンプ接近流速（吸水槽断面平均流速）が0.3m/s程度となるようにする。

θ　：吸水槽と流入水路の底面の接続勾配は最大でも45°以下とする。

L　：Ｌ寸法は吸水槽の入口角度が30°の場合L1，45°の場合L2以上とする。

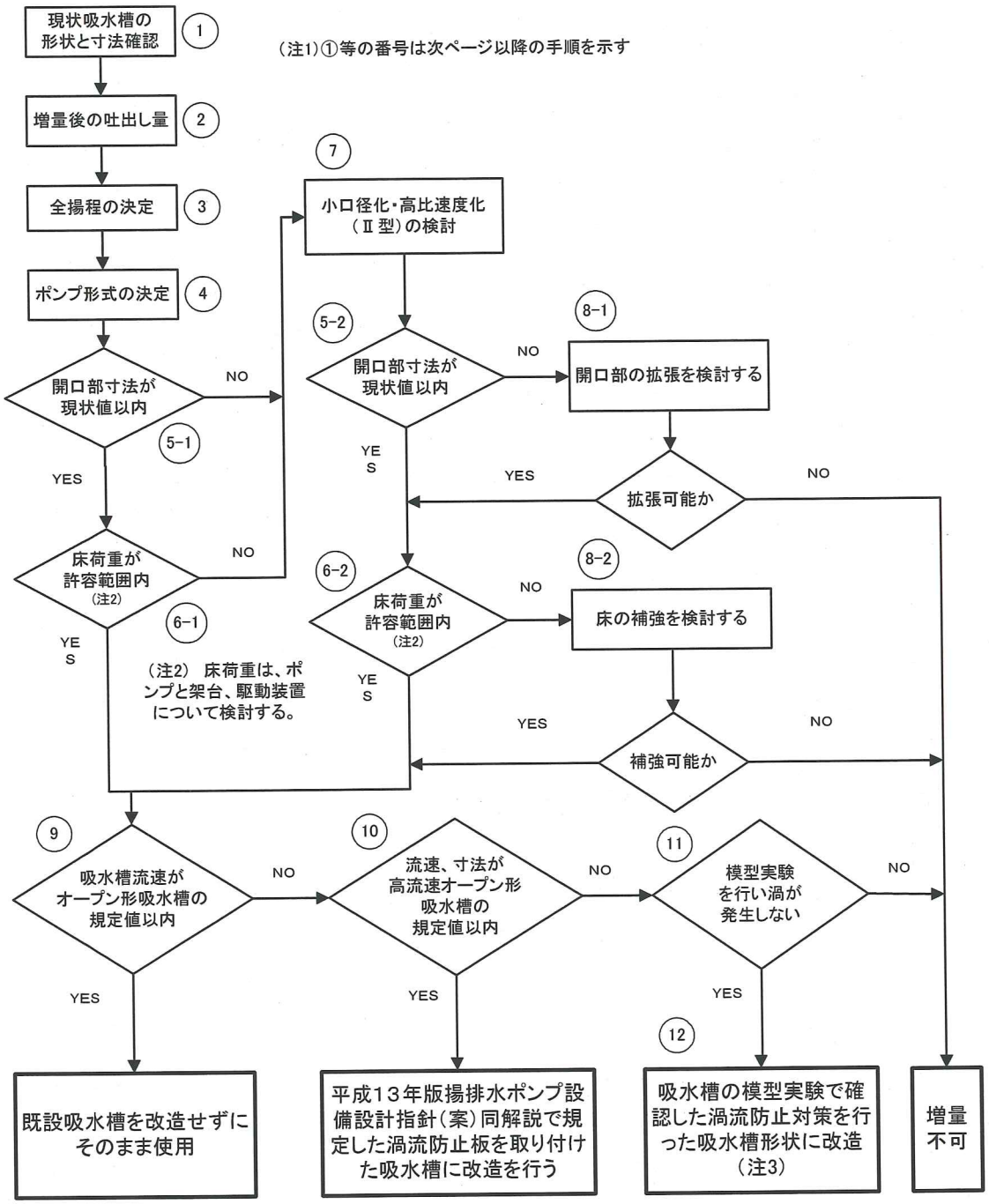
表 55－３　オープン形吸水槽主要寸法

（単位　mm）

流量範囲(m^3/s)	主　要　寸　法										
（Ⅰ型，Ⅱ型とも）	W	F	G	H	c	h	M	R	L_1	L_2	S
0.20 以上～0.38 以下	1,200	450	600 以上	400	600 以上	520 以上	400	1,200	1,200	1,800	700
0.38 超～ 0.60 以下	1,500	600	800 以上	500	750 以上	650 以上	500	1,500	1,500	2,250	800
0.60 超～ 0.83 以下	1,800	700	900 以上	600	900 以上	780 以上	600	1,800	1,800	2,700	1,000
0.83 超～ 1.17 以下	2,100	800	1,100 以上	700	1,050 以上	910 以上	700	2,100	2,100	3,150	1,250
1.17 超～ 1.50 以下	2,400	900	1,200 以上	800	1,200 以上	1,040 以上	800	2,400	2,400	3,600	1,400
1.50 超～ 1.92 以下	2,700	1,000	1,400 以上	900	1,350 以上	1,170 以上	900	2,700	2,700	4,050	1,600
1.92 超～ 2.50 以下	3,000	1,100	1,500 以上	1,000	1,500 以上	1,300 以上	1,100	3,000	3,000	4,500	1,800
2.50 超～ 3.33 以下	3,600	1,300	1,800 以上	1,200	1,800 以上	1,560 以上	1,200	3,600	3,600	5,400	2,100
3.33超～ 4.25 以下	4,050	1,500	2,100 以上	1,350	—	—	—	4,050	4,050	6,075	2,400
4.25超～ 5.42 以下	4,500	1,650	2,300 以上	1,500	—	—	—	4,500	4,500	6,750	2,700
5.42超～ 6.67 以下	4,950	1,800	2,500 以上	1,650	—	—	—	4,950	4,950	7,425	2,900
6.67 超～ 8.00 以下	5,400	2,000	2,700 以上	1,800	—	—	—	5,400	5,400	8,100	3,200
8.00 超～10.00 以下	6,000	2,200	3,100 以上	2,000	—	—	—	6,000	6,000	9,000	3,500

9.2. 検討の手順

検討フローにより、検討内容を示す。



(注 3) 模型実験により、空気吸込み渦、水中渦の発生についての判定は、別項に示す「吸水槽モデル実験計画マニュアル（案)」によること。

既設ポンプの更新あるいは既設吸水槽にポンプを増設する場合、平成 8 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説（以下、茶本と呼ぶ）で規定されたポンプ口径に見合った吸水槽寸法で施工されているという前提で、検討の手順は以下のようにする。

① 現状吸水槽の形状と寸法確認

現状の吸水槽形状と寸法が、平成 8 年版茶本の規定どおりであることを確認する。平成 8 年版茶本、第 62 条（吸水槽）および第 67 条（ポンプ室床面開口部の寸法）による。

② 増量後の吐出し量

新たなポンプ計画吐出し量を決定する。

③ 全揚程の決定

吐出し量の増加による、配管損失水頭を加算して全揚程を決定する。平成 13 年版茶本、第 8 条（主ポンプの性能）による。

④ ポンプ形式の決定

吐出し量と全揚程から、ポンプ形式（横軸、立軸、斜流、軸流）を仮定する。既設のポンプ形式と、平成 13 年版茶本、第 7 条（主ポンプの形式）による検討結果により、増量の目的にかなう形式を決定する。既設が横軸ポンプでも立軸ポンプを採用する場合もある。

⑤ 開口部寸法が現状値以内

仮決定したポンプ形式のポンプケーシング最大径が、ポンプ据付床穴寸法より小さいか確認する。高比速度立軸斜流ポンプ（Ⅱ型）および立軸軸流ポンプ、横軸ポンプの場合は、吸込ベルマウス径が最大寸法となる。標準比速度立軸斜流ポンプ（Ⅰ型）の場合は、吐出しボウル部の外形寸法が最大寸法となる場合があり、個別の検討が必要である。

⑥ 床荷重が許容範囲内

選定したポンプと原動機出力が増加した駆動装置の床荷重が、既設土木構造物の許容範囲内か確認する。増量を標準比速度あるいはⅠ型ポンプで検討するとポンプ口径がワンランク大きくなる場合が多く、床荷重が大きくなりすぎて許容範囲を超えることが考えられる。このような場合は、小口径化の検討が必要になる。

増量により、全揚程も高くなるので原動機出力も当然大きくなり、減速機、内燃機関の床荷重は大きくなることがほとんどであるので、床荷重の確認は重要である。特に内燃機関については、ディーゼル機関の場合は高速軽量化されていること、新たにガスタービンの選択肢が増えたので、検討ケースも増える。

立軸二床式ポンプで、原動機出力の増加と、ポンプ全揚程が高くなることによりポンプスラスト荷重の増加と減速機荷重の増加により著しく床荷重が大きくなる場合は、ポンプスラストをポンプで支持する構造とする。

⑦ 小口径化・高比速度化（Ⅱ型）の検討

上記⑤および⑥項の件から、施工済み土木構造物の穴の寸法が小さいか、または許容床荷重が小さい場合は、ポンプの小型、軽量化を検討する。立軸ポンプの場合はⅡ型を選定する。平成13年版茶本、第8条（主ポンプの性能）による。

⑧ 開口部の拡張あるいは床の補強を検討する

ポンプで小型、軽量化が困難なときは、土木構造物の穴寸法の拡大、あるいは床の補強が可能か検討する。穴を拡張する場合はその部分が梁支持かスラブ支持かの確認と、鉄筋の配置に留意する。また、二床式の場合は、必要により原動機設置床の補強も検討する。

⑨ 吸水槽流速がオープン形吸水槽の規定値以内

ポンプの形式が決定できたら、吸水槽内の流速を確認し、増量しても平成8年版茶本に規定された数値以内の流速の場合は、吸水槽を改造せずそのまま使用する。平成8年版茶本、第62条（吸水槽）解説2. オープンピット形吸水槽による。

⑩ 流速、寸法が高流速オープン形吸水槽の規定値以内

平成8年版茶本の流速は超えるが、平成13年版茶本で規定された流速以内で、寸法に大きな問題がないと判断したときは、平成13年版茶本に規定された渦流防止版を所定の位置に取り付けるように、吸水槽を改造する。平成13年版茶本、第55条（吸水槽）解説3.渦流防止板付きオープンピット形吸水槽の形状（吸込直管形）による。

⑪ 模型実験を行い渦が発生しない

流速、寸法ともに平成13年版茶本の規定値より異なる場合は、模型の吸水槽により問題となる渦の発生があるか確認する。

⑫ 吸水槽の模型実験で確認した渦流防止対策を行った吸水槽形状に改造する

模型実験は、別途定める「ポンプ吸水槽実験計画マニュアル」に従い行うものとし、模型実験から得た結果により、模型に相似な形状に改造する。

なお、この場合でも吸水槽は、既設をそのまま使うという前提で計画するものであり、吸水槽の幅を広げたりするような改造は検討の対象としない。

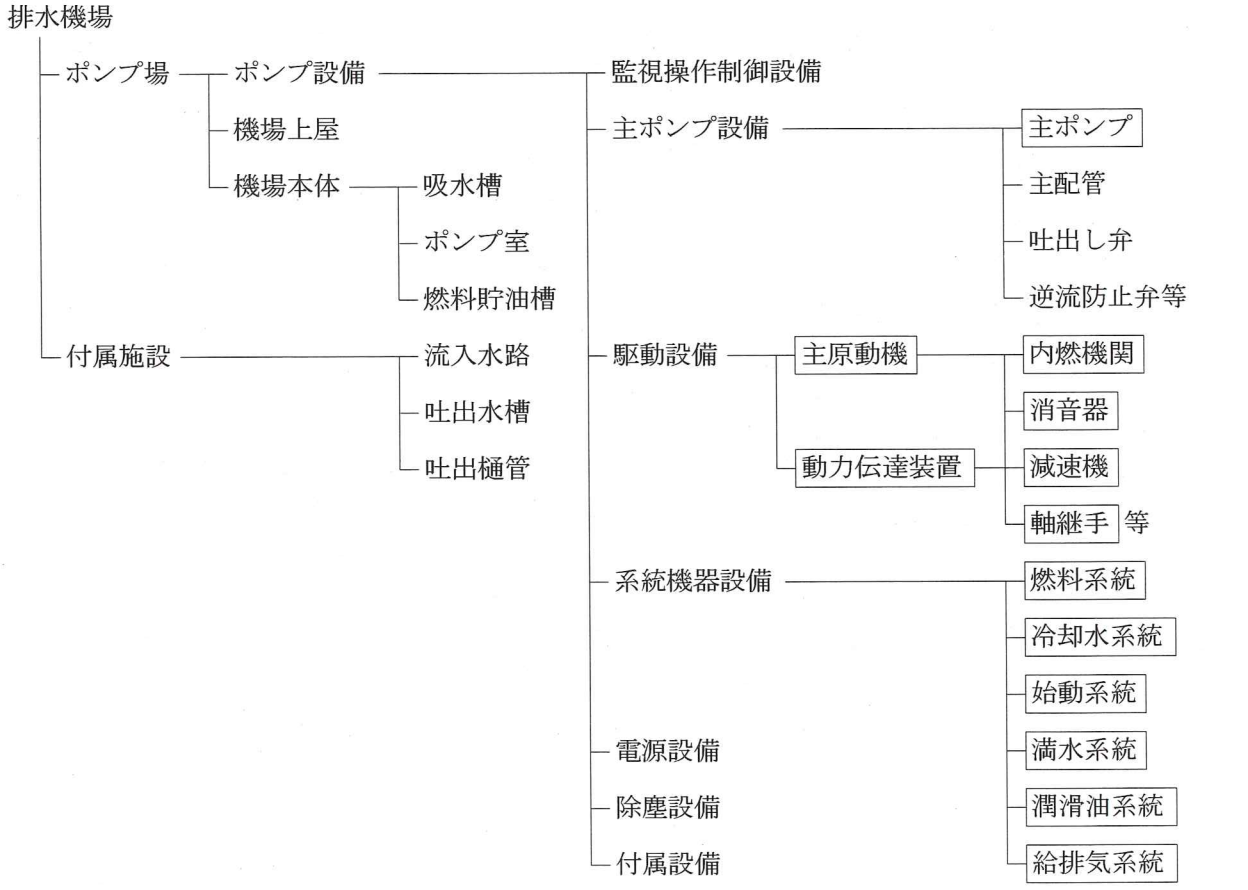
9.3. 検討結果の評価例

9.3.1. 高流速化技術を適用する既設構造物の対象範囲

排水機場は、図9-1のように、ポンプ設備、機場上屋、機場本体、付属施設などから構成されている。

本業務では、「吸水槽の高流速化技術を既設構造物へ適用することにより、ポンプの吐出し量を増加する技術」を既存の排水機場への適用を検討するものであり、ポンプ設備の内、主ポンプおよび駆動設備の交換で、既存設備の容量アップを検討する。

機場本体（吸水槽、ポンプ室など）、付属施設（流入水路、吐出樋管など）および主配管、吐出し弁などは交換しないことを前提とした。



（注）：□内は、容量アップに伴い交換が必要な可能性がある設備を示す。

図9-1　容量アップに伴い交換する設備

また、既存のポンプを容量アップさせる方法は、表9-1のとおりである。

表9-1　既存ポンプ容量アップの方法

		ケース1	ケース2	ケース3
容量アップ方式		① 回転数アップ または ② 翼角度の変更 （軸流の場合）	① 回転数アップ および ② 高Ns羽根車	① 回転数アップ および ② 高Ns 羽根車および ケーシングの交換
変更機器	ポンプ	変更なし	羽根車交換	羽根車およびケーシングの交換
	原動機	容量アップ	容量アップ	容量アップ
	減速機	容量アップ	容量アップ	容量アップ

① 立軸ポンプの場合

既存施設は、従来Ns（斜流ポンプ：900、軸流ポンプ：1500）で設置されており、容量アップの方法は、ケース3の高Ns（斜流ポンプ：1300、軸流ポンプ：2000）、Ⅱ型ポンプ（計画吐出し量において吐出し流速：4 m/s程度）の適用を検討する。

② 横軸ポンプの場合

既存施設は、従来Ns（斜流ポンプ：900、軸流ポンプ：1500）で設置されており、横軸ポンプにおいてはⅡ型の適用がないので、容量アップの方法は、ケース1の回転数アップまたは翼角度の変更（軸流の場合）での適用を検討する。

（1）事例調査（ケーススタディ）の検討

事例調査（ケーススタディ）にあたり、軸形式および対象ポンプの口径を選定する。軸形式は、立軸および横軸の2例でケーススタディを行う。ポンプ口径は、既存排水機場の実績より選定するものとし、直轄機場のポンプ口径別の設置台数を調査した。その結果を図9-2に示す。調査資料は、河川ポンプ施設総覧2001（社団法人河川ポンプ施設技術協会　発行）により行った。

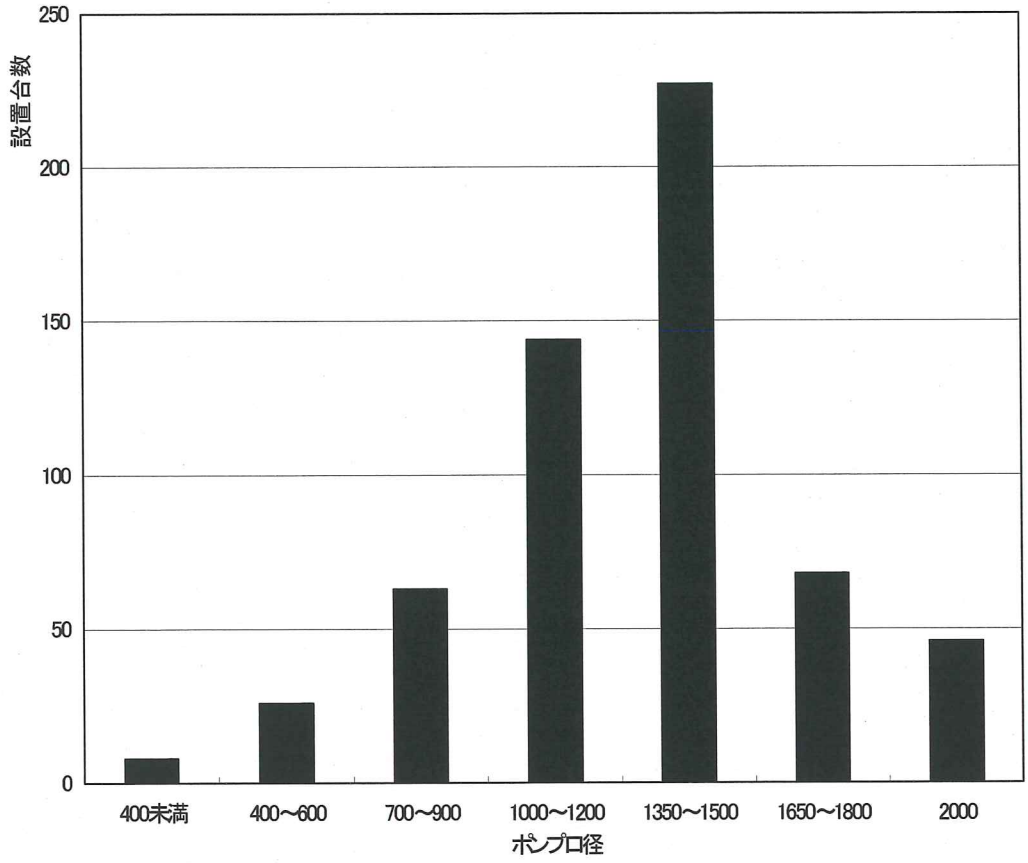


図 9-2　直轄機場の設置台数

実績調査の結果、設置されたポンプ口径として最も台数が多いのは、1350～1500 mm である。検討ケースの 1 例は、実績の多いポンプ口径で検討するものとし、口径 1500 mm でケーススタディを行う。

1 例目が比較的大口径のポンプであることから、2 例目は、1000 mm 未満で検討する。1000 mm 未満のポンプでは、ポンプ口径 700～900 mm の実績が多いので、2 例目は、口径 800 mm でケーススタディを行う。

従って、ケーススタディは、下記 2 例とする。

1 例目）

ポンプ形式：立軸斜流ポンプ

ポンプ口径：1500 mm

2 例目）

ポンプ形式：横軸軸流ポンプ

ポンプ口径：800 mm

（2）事例調査における設計条件

1）与条件

高流速吸水槽の既設施設への適用検討を下記の2機場について、行うものとする。

表9-2　検討のための与条件

ポンプ形式	立軸斜流ポンプ	横軸軸流ポンプ
流量増加量	1.3倍	1.1倍
水位条件	既設と同一	既設と同一
水槽形状	既設（対策要）	既設（対策なし）
比速度	高Ns	従来Ns
荷重	既設同程度	既設同程度
開口寸法	既設と同一	既設と同一

2）容量アップ

前記1）の検討を行う機場の、現状および容量アップ後の仕様を以下に示す。

表9-3　立軸斜流ポンプ

		現状	容量アップ
ポンプ形式		I型立軸斜流ポンプ	II型立軸斜流ポンプ
吐出口径	(mm)	1500	1500
吐出量	(m^3/s)	5.0（100%）	6.5（130%）
水位条件	吸水槽 LLWL (m)	▽−4.700	同　左
	外水位 HWL (m)	▽+0.060	同　左
水槽形状		オープン形	オープン形+渦流防止板有
吸水槽底盤レベル	(m)	▽−8.400	同　左
除塵機部底盤レベル	(m)	▽−6.900	同　左
吸水槽巾	(mm)	4500	同　左
比速度 Ns		900	1300
荷重	(N)	327,000	既設と同程度
開口寸法	(mm)	φ2600	同　左

表9-4　横軸軸流ポンプ

		現状	容量アップ
ポンプ形式		横軸軸流ポンプ	横軸軸流ポンプ
吐出口径	(mm)	800	800
吐出量	(m^3/s)	1.35（100%）	1.50（110%）
水位条件	吸水槽 LLWL (m)	▽−2.900	同　左
	外水位 HWL (m)	▽−0.500	同　左
水槽形状		オープン形	オープン形
吸水槽底盤レベル	(m)	▽−4.900	同　左
除塵機部底盤レベル	(m)	▽−4.020	同　左
吸水槽巾	(mm)	2400	同　左
比速度 Ns		1500	1500
荷重	(N)	80,500	既設と同程度
開口寸法	(mm)	φ1350	同　左

9.3.2. 立軸斜流ポンプの場合

（1）現状吸水槽寸法の確認

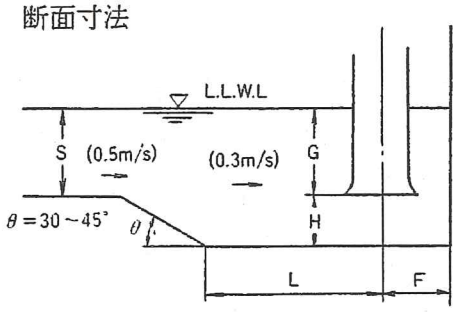
現状の吸水槽寸法は下記の通りであり、平成8年版「揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説」の規定どおりである。

表9-5　吸水槽寸法

	平成8年版 吸水槽寸法	現　状 吸水槽寸法	結　果
ポンプ口径　(D)	1500 mm	1500 mm	—
吸水槽巾　(W)	(4500 mm) * 3.0D	4500 mm	規定どおり
背面距離　(F)	1650 mm (1.1D) *	1650 mm	規定どおり
没水深さ　(G)	2300 mm 以上 (1.5D 以上) *	2200 mm	ほぼ規定どおり
底盤距離　(H)	1500 mm (1.0D) *	1500 mm	規定どおり
マウンドまでの距離　(L)　θ=30°	(4500 mm 以上) * 3.0D 以上	9200 mm	規定どおり
マウンドまでの距離　(L)　θ=45°	(6750 mm 以上) * 4.5D 以上	—	—
マウンド部没水深さ　(S)	(2220 mm 以上) * V_0=0.5 m/s 以下	2200 mm	規定どおり
マウンド部流速　(V_0)	0.5 m/s	0.5 m/s	規定どおり
吸水槽流速　(V_1)	0.3 m/s	0.3 m/s	規定どおり

注：(　)*内は、基準値より算出した値を示します。

断面寸法



（2）増量後の吐出量の決定

増量後の吐出量は、下記とする。

現状吐出量　　：　5.0 m^3/s（100%）

増量後吐出量　　：　6.5 m^3/s（130%）

（3）ポンプ仕様の決定

1）水位条件

既設施設と高流速吸水槽の水位条件は、同一とする。



2）実揚程

水位関係より、各実揚程を求める。

① 計画最高実揚程（Hamax）

計画最高実揚程は、「計画最高外水位－運転停止吸水槽水位」より求める。

（EL＋0.060）－（EL－4.400）＝4.460≒4.5 m

② 機場計画実揚程（Ha）

機場計画実揚程は、「（計画最高外水位－計画許容湛水位）×0.8」より求める。

｛（EL＋0.060）－（EL－1.900）｝×0.8＝1.568≒1.6 m

③ 最低実揚程（Hamin）

最低実揚程は、「運転開始外水位－運転開始内水位」より求める。

（EL－3.400）－（EL－3.400）＝0.0 m

3）全揚程

全揚程は、下記の式で求める。

全揚程＝機場計画実揚程＋スクリーン損失水頭＋配管損失水頭＋吐出樋管損失水頭

既設施設と容量アップ後の損失水頭は下記の通りである。

表 9-6　損失水頭

	既設施設	容量アップ後	備　　考
吐出し量	5.0 m^3/s	6.5 m^3/s	
スクリーン損失水頭	0.3 m	0.3 m	手掻き式
配管損失水頭	0.6 m	1.0 m	損失水頭は、吐出し量の 2 乗に比例する。
吐出樋管損失水頭	0.6 m	1.0 m	

既設施設　$hl_0 = \delta \times \frac{v_0^2}{2g} = 0.6$ m

容量アップ後　$hl_1 = 0.6 \times \left(\frac{Q_1}{Q_0}\right)^2 = 0.6 \times \left(\frac{6.5}{5.0}\right)^2 = 1.0$ m

従って、全揚程（H）は下記となる。

① 既設施設

全揚程（H）＝1.6＋0.3＋0.6＋0.6＝3.1 m

② 容量アップ後

全揚程（H）＝1.6＋0.3＋1.0＋1.0＝3.9 m

③ サイフォン形成の検討

選定されたポンプで全揚程が小さい場合、始動時のサイフォン形成の可否を検討する。

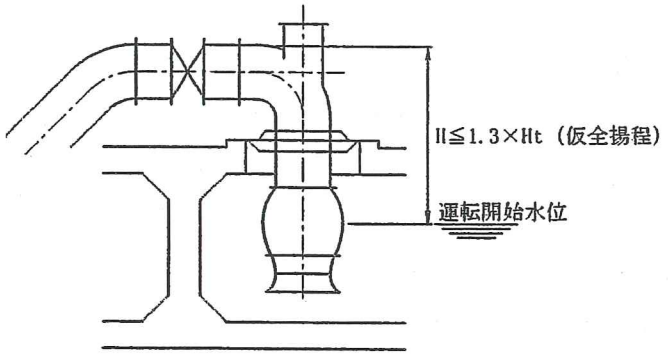


図 9-3　立軸ポンプのサイフォン形成

「運転開始水位と水平配管上部との差（H）が全揚程（Ht）の 1.3 倍以内であることが必要である。

H≦1.3×Ht

① 既設施設

H＝（▽吐出CL）－（▽運転開始水位）＋配管の1／2

＝（▽－1.200）－（▽－3.400）＋1.5×1／2

＝2.95 m

1.3×Ht＝1.3×3.1＝4.03 m

∴ 2.95＜4.03 であり、サイフォン形成は問題ない。

② 容量アップ後

H＝2.95 m（①と同じ）

1.3×Ht＝1.3×3.9＝5.07 m

∴ 2.95＜5.07 であり、サイフォン形成は問題ない。

4）吸込性能

① ポンプ回転速度の決定

ポンプ回転速度n（min^{-1}）は、比速度Nsより、下式で求める。

$$n = Ns\frac{H^{3/4}}{Q_0{}^{1/2}}$$

（注）H ：計画点における全揚程（m）

Q_0 ：計画点における吐出し量（m^3/min）

比速度Nsは、下記の値を用いる。

a）既設施設：斜流ポンプ Ns＝ 900

$$n = 900\times\frac{3.1^{3/4}}{(5\times60)^{1/2}} = 121 \ \ min^{-1}$$

b）容量アップ後：Ⅱ型斜流ポンプ Ns＝1300

$$n = 1300\times\frac{3.9^{3/4}}{(6.5\times60)^{1/2}} = 183 \ \ min^{-1}$$

② 計画点における必要NPSH

ポンプの必要NPSH（Hsvo）は、吸込比速度Sより、下記の式で求める。

$$Hsvo = \left(\frac{n\times Q_0{}^{1/2}}{S}\right)^{4/3}$$

一般に、吸込比速度Sは、下記の値を用いる。

a）既設施設：斜流ポンプ S＝1350

$$Hsvo = \left(\frac{121\times(5\times60)^{1/2}}{1350}\right)^{4/3} = 1.80 \ \ m$$

b）容量アップ後：Ⅱ型斜流ポンプ S＝1300

$$Hsvo = \left(\frac{183 \times (6.5 \times 60)^{1/2}}{1300} \right)^{4/3} = 3.90 \ \text{m}$$

③ 計画点以外における必要NPSH

ポンプの必要NPSH（Hsv）は、下記の式で求める。

$$Hsv = \left(\frac{n \times Q_0^{1/2}}{S} \right)^{4/3}$$

（注）「S」は、下記の方法で求める。

a）計画点以外における実揚程（ha）、計画全揚程（H）および計画における配管損失水頭（hlo）から、実揚程比（ha/H）、損失水頭比（hlo/H）を求める。

b）求めた実揚程比、損失水頭比から、下図の斜流ポンプの特性図により吐出し量比（q％）を求める。

c）求めた吐出し量比（q％）から、下図の斜流ポンプの吸込比速度により「S」を求める。

【平成13年版 揚排水ポンプ設備設計指針（案）抜粋】

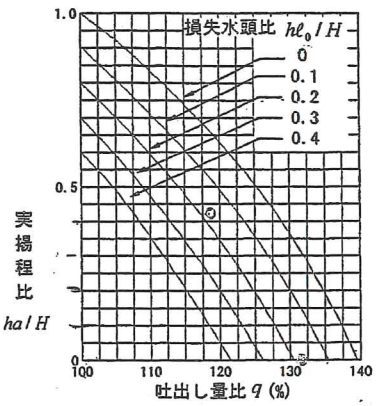


図８－15　n_s＝900斜流ポンプの特性図

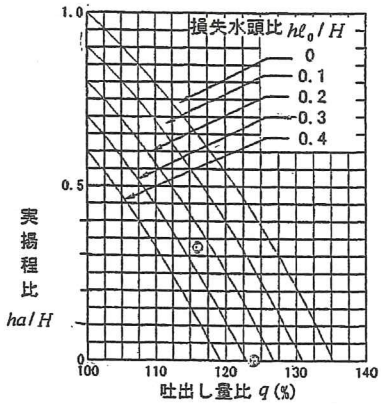


図８－16　n_s＝1300　斜流ポンプの特性図

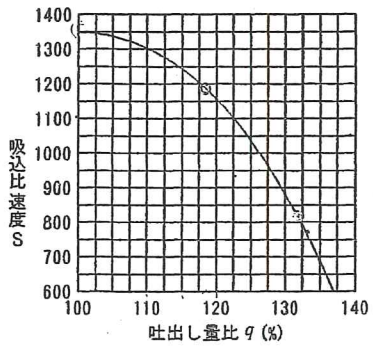


図８－17　n_s＝900斜流ポンプの吸込比速度

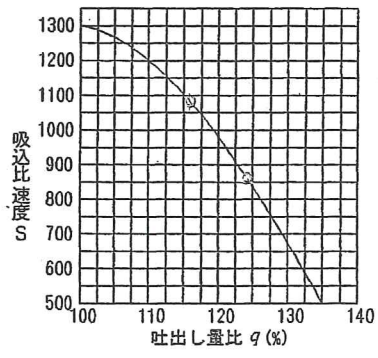


図８－18　n_s＝1300斜流ポンプの吸込比速度

④ 吸込比速度

a）計画点以外（0-0 運転時▽−3.400 m）における必要 NPSH（Hsv）

実揚程　　ha＝（▽−3.400）−（▽−3.400）＝0.0 m

計画全揚程

・既設施設　　H＝3.1 m

・容量アップ後　　H＝3.9 m

実揚程比　　ha／H＝0.0

損失水頭比

・既設施設　　hlo／H＝0.6／3.1＝0.19

・容量アップ後　　hlo／H＝1.0／3.9＝0.26

吐出し量比

・既設施設　　q＝132％

・容量アップ後　　q＝124％

吸込比速度

・既設施設　　S＝820

・容量アップ後　　S＝860

必要 NPSH（Hsv）

・既設施設　　$Hsv = \left(\frac{121 \times (5 \times 60)^{1/2}}{820} \right)^{4/3} = 3.49 \ \text{m}$

・容量アップ後　　$Hsv = \left(\frac{183 \times (6.5 \times 60)^{1/2}}{860} \right)^{4/3} = 6.78 \ \text{m}$

b）計画点以外（非常停止水位▽−4.700 m）における必要 NPSH（Hsv）

実揚程　　ha＝（▽−3.400）−（▽−4.700）＝1.30 m

計画全揚程

・既設施設　　H＝3.1 m

・容量アップ後　　H＝3.9 m

実揚程比

・既設施設　　ha／H＝1.30／3.1＝0.42

・容量アップ後　　ha／H＝1.30／3.9＝0.33

損失水頭比

・既設施設　　hlo／H＝0.6／3.1＝0.19

・容量アップ後　　hlo／H＝1.0／3.9＝0.26

吐出し量比

・既設施設　　q＝118％

・容量アップ後　　q＝116％

吸込比速度

・既設施設　　S＝1190

・容量アップ後　　S＝1090

必要NPSH（Hsv）

・既設施設　　$Hsv = \left(\frac{121 \times (5 \times 60)^{1/2}}{1190} \right)^{4/3} = 2.13 \ \mathrm{m}$

・容量アップ後　　$Hsv = \left(\frac{183 \times (6.5 \times 60)^{1/2}}{1090} \right)^{4/3} = 4.95 \ \mathrm{m}$

⑤ 吸込実揚程（hso）

吸込実揚程（hso）は、下記の式で求める。

hso＝吸水位－（ベルマウス入口先端レベル＋U/1000）

（注）U：ポンプ吐出し量または、ポンプ口径に対応した寸法（mm）

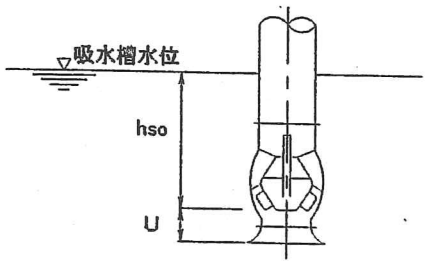


図9-4　立軸ポンプのhso

表9-7　Uの寸法

吐出し量 (m^3/s)	0.20 超 0.38 以下	0.38 超 0.60 以下	0.60 超 0.83 以下	0.83 超 1.17 以下	1.17 超 1.50 以下	1.50 超 1.92 以下	1.92 超 2.50 以下	2.50 超 3.33 以下	3.33 超 4.25 以下	4.25 超 5.42 以下	5.42 超 6.67 以下	6.67 超 8.00 以下	8.00 超 10.0 以下
U(mm)	200	250	300	350	400	450	500	600	675	750	825	900	1000

a）計画点でのhso（停止水位▽－4.400 m）

・既設施設　　hso＝（▽－4.40）－｛(▽－6.90）＋0.75｝＝1.75 m

・容量アップ後　　hso＝（▽－4.40）－｛(▽－7.15）＋0.825｝＝1.925 m

b）計画点以外でのhso（0-0 運転時▽－3.400 m）

・既設施設　　hso＝（▽－3.40）－｛(▽－6.90）＋0.75｝＝2.75 m

・容量アップ後　　hso＝（▽－3.40）－｛(▽－7.15）＋0.825｝＝2.925 m

c）計画点以外でのhso（非常停止水位▽－4.700 m）

・既設施設　　hso＝（▽－4.70）－｛(▽－6.90）＋0.75｝＝1.45 m

・容量アップ後　　hso＝（▽－4.70）－｛(▽－7.15）＋0.825｝＝1.625 m

⑥ 利用 NPSH

計画点における利用 NPSH（hsvo）は、下記の式で求める。

$$hsvo = \frac{10^6}{\rho \cdot g}(Pa - Pv) \pm hso - hlso - \beta$$

（注）　hsvo　：計画点における利用 NPSH

ρ　：水の密度（1000kg/m3）

Pa　：大気圧（0.101MPa）

Pv　：水の飽和蒸気圧（0.0032MPa）

hso　：吸込実揚程（m）

hlso　：計画点における吸込側配管損失水頭（m）

β　：余裕水頭（0.5 m）

a）計画点（停止水位▽－4.400 m）における利用 NPSH（hsov）

・既設施設　$hsvo = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) + 1.75 - 0 - 0.5 = 11.22$ m

・容量アップ後　$hsvo = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) + 1.925 - 0 - 0.5 = 11.40$ m

b）計画点以外（0-0 運転時▽－3.400 m）における利用 NPSH（hsv）

・既設施設　$hsv = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) + 2.75 - 0 - 0.5 = 12.22$ m

・容量アップ後　$hsv = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) + 2.925 - 0 - 0.5 = 12.40$ m

c）計画点以外（非常停止水位▽－4.700 m）における利用 NPSH（hsv）

・既設施設　$hsv = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) + 1.45 - 0 - 0.5 = 10.92$ m

・容量アップ後　$hsv = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) + 1.625 - 0 - 0.5 = 11.10$ m

⑦ 判定

キャビテーションが発生するかしないかは、下記のように必要 NPSH と、余裕を考慮した利用 NPSH との比較により判定する。

しかしこの判定は、計画点で運転される場合だけでなく、計画点以外で運転される場合についても行い、

hsv（利用 NPSH）≧Hsv（必要 NPSH）

であれば、キャビテーションが発生せず、ポンプは安全に全速運転を行うことが出来る。

⑧ 吸込性能の検討

表 9-8　吸込性能の検討

	名　　称		既設施設	容量アップ
計画点仕様	形　　式		立軸斜流ポンプ	立軸斜流ポンプ－Ⅱ型
	口　　径		1500 mm	1500 mm
	吐出し量	Q_0	5.0 m^3/s	6.5 m^3/s
	全揚程	H	3.1 m	3.9 m
	回転速度	n	121 min^{-1}	183 min^{-1}
	比速度	Ns	900	1300
据付条件	ベルマウス入口先端レベル		▽－6.900 m	▽－7.150 m
	U 寸法		0.75 m	0.825 m
	最低実揚程時吸水位		▽－3.400 m	▽－3.400 m
	最低吸水位		▽－4.700 m	▽－4.700 m
計画点運転時停止水位▽－4.400 m	吸込管損失水頭	hlso	0.0 m	0.0 m
	利用 NPSH	hsvo	11.22 m	11.40 m
	吸込比速度	S	1350	1300
	必要 NPSH	Hsvo	1.80 m	3.90 m
最低実揚程運転時 0-0 運転▽－3.400 m	吸込管損失水頭	hls	0.0 m	0.0 m
	利用 NPSH	hsv	12.22 m	12.40 m
	実揚程比	ha/H	0.0	0.0
	損失水頭比	hlo/H	0.19	0.26
	吐出し流量比	q	132 %	124 %
	吸込比速度	S	820	860
	必要 NPSH	Hsv	3.49 m	6.78 m
最低吸水位運転時非常停止水位▽－4.700 m	吸込管損失水頭	hls	0.0 m	0.0 m
	利用 NPSH	hsv	10.92 m	11.10 m
	実揚程比	ha/H	0.42	0.33
	損失水頭比	hlo/H	0.19	0.26
	吐出し流量比	q	118 %	116 %
	吸込比速度	S	1190	1090
	必要 NPSH	Hsv	2.13 m	4.95 m
計画点運転時	『hsvo』と『Hsvo』の比較		11.22＞1.80	11.40＞3.90
	キャビテーション発生の有無		無	無
最低実揚程運転時	『hsv』と『Hsv』の比較		12.22＞3.49	12.40＞6.78
	キャビテーション発生の有無		無	無
最低吸水位運転時	『hsv』と『Hsv』の比較		10.92＞2.13	11.10＞4.95
	キャビテーション発生の有無		無	無

5）駆動機容量の検討

ポンプ駆動用の原動機出力は、下記の式より求める。

$$P = \frac{\rho \times g \times Q \times H}{1000 \times \eta} \times (1 + \alpha)$$

P ：主原動機出力（kW）

ρ ：密度（kg/m^3）

g ：自由落下の加速度（m/s^2）

Q ：ポンプ計画吐出し量（m^3/s）

H ：ポンプ計画全揚程（m）

η ：総合効率

① 既設施設のポンプ

密度	ρ =1000 kg/m^3
自由落下の加速度	g=9.8 m/s^2
ポンプ計画吐出し量	Q=5.0 m^3/s
ポンプ計画全揚程	H=3.1 m
ポンプ効率	η_P=84％（平成 8 年版）
減速機効率（2 段）	η_G=94 ％（水冷）
総合効率	$\eta = \eta_P \times \eta_G$=84％×94％

$$P = \frac{1000 \times 9.8 \times 5.0 \times 3.1}{1000 \times 0.84 \times 0.94} \times (1 + 0.2) = 192.4 \times 1.2 = 231 \text{ kW (320 Ps)}$$

② 容量アップ後のポンプ

密度	ρ =1000 kg/m^3
自由落下の加速度	g=9.8 m/s^2
ポンプ計画吐出し量	Q=6.5 m^3/s
ポンプ計画全揚程	H=3.9 m
ポンプ効率	η_P=81.5％（平成 13 年版）
減速機効率（2 段）	η_G=94％−0.5％（空冷）=93.5％
総合効率	$\eta = \eta_P \times \eta_G$=81.5％×93.5％

$$P = \frac{1000 \times 9.8 \times 6.5 \times 3.9}{1000 \times 0.815 \times 0.935} \times (1 + 0.2) = 326.0 \times 1.2 = 392 = 400 \text{ kW}$$

原動機の形式は、原動機の寸法や消音器の寸法等を含めた設置スペースの検討や燃料、冷却水、換気設備など総合的に検討して決定する必要がある。

参考として、ディーゼル機関とガスタービンの設備比較を次頁に示す。

表 9-9　ディーゼル機関とガスタービンの設備比較

		既存設備	容量アップ後の原動機		備　考
		ディーゼル機関	ディーゼル機関	ガスタービン	
出　力（P_E）		231 kW	400 kW	400 kW	
質　量		2,163 kg	3,670 kg	4,967 kg	床荷重の検討
寸　法　長（A）		2,184 mm	2,873 mm	3,333 mm	設置スペースの検討
巾（E）		1,132 mm	1,210 mm	1,657 mm	
高（C）		1,461 mm	1,794 mm	2,243 mm	
燃料系統	燃料消費量（B_E）	0.27 kg/kW・h	0.25 kg/kW・h	0.59 kg/kW・h	燃料系統機器の設備容量の検討
	燃料貯油槽容量（Q）	$Q=\frac{B_E \cdot P_E \cdot t}{1000 \cdot W_F}(1+\alpha)\times 2$台 t：運転時間（48h）、α：余裕率（0.2） W_F：燃料油の密度（A 重油＝0.83、灯油＝0.79）			
		8.7≒10kL（A 重油）	13.9≒15kL（A 重油）	34.4≒35kL（灯油）	
	燃料小出槽（3 時間として）	451≒500 リットル（A 重油）	723≒800 リットル（A 重油）	1792≒1800 リットル（灯油）	
冷却水系統必要水量（Q_{WE}）		$Q_{WE}=\frac{P_E \cdot B_E \cdot H_U \cdot \tau}{60 \cdot \Delta T \cdot C \cdot \gamma}\times 2$台 H_U：燃料の発生熱量＝42,700 kJ/kg τ：冷却水放熱率＝0.3 △T：冷却水の出入口温度差＝15 ℃ C：冷却水の比熱＝4.19 kW・s/kg℃ γ：冷却水の単位体積当たりの質量		不要	冷却水設備の検討
		423=450 リットル/min	680=700 リットル/min		
換気設備	燃焼に必要な空気量（V_E）	$V_E=\frac{A_0 \cdot B_E \cdot P_E \cdot K}{60}\times\frac{P_0}{P_N}\times\frac{(t_N+273)}{273}\times 2$台 A_0：燃焼必要理論空気量＝10.6 Nm^3/kg K：空気過剰係数＝2.5 P_0：標準気圧＝1,013 hPa P_N：運転時の大気圧＝920 hPa t_N：運転時の気温＝37 ℃			換気設備の検討
		69≒70 m^3/min	111≒120 m^3/min	300 m^3/min×2 台＝600 m^3/min 平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）、横軸ガスタービン燃焼用空気量（V_1）による	
	冷却に必要な空気量	不要	不要	300 m^3/min×2 台＝600 m^3/min 平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）、横軸ガスタービン冷却用空気量（V_2）による	

（4）ポンプ開口寸法の検討

既存設備のポンプ開口部の寸法は、平成8年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）・従来Ns（900）のポンプを基準に、φ2600 mmの開口が開けられている。一般的に、立軸斜流ポンプの最大径は、吐出しボウル部と吸込ベル部であり、これらの寸法は、同等程度である。

また、本寸法は、平成13年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）において規定されていないので、個別に検討が必要である。本検討においては、実績より最大寸法を調査し検討することとする。その結果を下記に示す。

表9-10　ポンプ最大径の目安

最大吐出し量	5.42 m^3/s	6.67 m^3/s
ポンプ形式	I型	II型
ポンプ口径	1500 mm	1500 mm
ベルマウス径	D_B=2200 mm	D_B'=2450 mm
ケーシング径	D_C=2100 mm	D_C'=2300 mm

・ポンプ開口部寸法　：　E＝φ2600 mm

・既設ポンプの吸込ベル部径　：　D_B＝φ2200 mm

・容量アップ後の吸込ベル部径　：　D_B'＝φ2450 mm

従って、容量アップ後のポンプは、既設開口寸法においても据付可能である。

（5）床荷重の検討

① 主ポンプ

既存設備のポンプ床荷重は、平成13年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）の立軸二床式斜流ポンプの機器概略荷重を採用する。この荷重は、吸込ベルマウス　部からポンプ据付床面までの長さを基準に、（ポンプ質量＋水質量）×1.2として算出されたものである。既存ポンプ設備の吸込ベルマウス部からポンプ据付床面までの長さは、L＝4.0 mであるので、床荷重は下記となる。

既設ポンプ床荷重　：　W_P＝327,000＋38,500×（4.0－4.0）＝327,000 N

一方、II型ポンプの床荷重は、平成13年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）において規定されていないので、個別に検討が必要である。

本検討においては、従来口径より、約11％～16％低減されるとして、床荷重を算出することとする。また、容量アップ後のポンプ設備の吸込ベルマウス部からポンプ据付床面までの長さは、L＝4.25 mであるので、床荷重は下記となる。

容量アップ後のポンプ床荷重　：　W_P'＝｛389,000＋45,900×（4.25－4.0）｝×0.89～0.84

＝356,423～336,339≒346,000 N

【主ポンプ床荷重のまとめ】

・既設ポンプ床荷重　　：　W_P＝327,000 N

・容量アップ後のポンプ床荷重　　：　W_P'＝346,000 N

従って、容量アップ後のポンプ床荷重は3％～10％の増加があり、床強度の計算を行うことになるが、本検討においては床強度の詳細検討は省略する。

【平成13年版 揚排水ポンプ設備設計指針（案）抜粋】

(2) 立軸二床式斜流及び軸流ポンプの荷重

立軸二床式斜流及びポンプの土木検討のための機器概略荷重を次表に示す。

（単位　N）

吐出し量（m³/s）	ポンプ荷重		揚水管荷重（揚水管１m当り）
	斜流ポンプ	軸流ポンプ	
0.20超　0.38以下	34,000	32,000	3,900
0.38超　0.60以下	50,000	43,000	5,500
0.60超　0.83以下	66,000	60,000	7,700
0.83超　1.17以下	86,000	76,000	10,100
1.17超　1.50以下	107,000	96,000	12,600
1.50超　1.92以下	132,000	116,000	15,800
1.92超　2.50以下	158,000	138,000	19,300
2.50超　3.33以下	220,000	185,000	25,700
3.33超　4.25以下	271,000	227,000	31,900
4.25超　5.42以下	327,000	275,000	38,500
5.42超　6.67以下	389,000	327,000	45,900
6.67超　8.00以下	456,000	382,000	54,300
8.00超　10.00以下	560,000	467,000	64,800



（注）(1) 機器荷重は吸込ベルマウス部からポンプ据付床面までの長さを４mとして（ポンプ質量＋水質量）×1.2として算出したものである。但し，吐出し量８m³/s超10m³/sポンプは，ポンプ長さ4.5mとした。

(2)「揚水管荷重」は吸込ベルマウス部からポンプ据付床面までの長さが４m（吐出し量８m³/s超10m³/sポンプは4.5m）を外れた場合の加減用として１m当りの（揚水管質量＋水質量）×1.2の値を算出したものである。

② 歯車減速機

既存設備の歯車減速機荷重は、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）の歯車減速機の運転荷重と架台荷重を加算した値に、更にポンプ軸スラスト荷重を加算して算出する。

歯車減速機の荷重は、（歯車減速機ウエット質量）×1.2 として算出されたものである。また、既存ポンプの軸スラスト荷重は、減速機支持であるので、前記の如く、床荷重として加算する。

なお、既存設備は、水冷式歯車減速機（2 段）×1500 min^{-1}／121 min^{-1}×231 kW である。

表 9-11　既存設備の歯車減速機床荷重

記号	メーカ名	運転荷重	減速機架台荷重	軸スラスト荷重
B-7	日立製作所	41,160 N	49,000 N	11,000 kg×9.8
C-9	大阪製鎖造機	32,050 N		=107,800 N
D-13	新潟コンバータ	18,620 N		
E-10	阪神動力機械	25,480 N		
平均値		29,328 N	49,000 N	107,800 N
歯車減速機床荷重		29,328＋49,000＋107,800＝186,128 N		

既設ポンプ床荷重　：　W_G＝186,128 N

一方、容量アップ後の仕様は、空冷式歯車減速機（2 段）×1500 min^{-1}／183 min^{-1}×400 kW である。

表 9-12　容量アップ後の歯車減速機床荷重

記号	メーカ名	運転荷重	減速機架台荷重	軸スラスト荷重
B-11	日立製作所	152,880 N	57,000 N	
C-10	大阪製鎖造機	47,530 N		*1)
D-—	新潟コンバータ	——		
E-13	阪神動力機械	60,760 N		
平均値		87,057 N	57,000 N	*1)
歯車減速機床荷重		87,057＋57,000＝144,057 N		

*1)：平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）では、二床式立軸ポンプの場合、ポンプの軸スラスト（回転体質量含）をポンプで支持するため、ポンプ運転中に生じる軸スラス値は据付基礎床面に作用することはない。

容量アップ後の歯車減速機床荷重　：　W_G'＝144,057 N

【歯車減速機床荷重のまとめ】

・既設歯車減速機床荷重　：　W_G＝186,128 N

・容量アップ後の歯車減速機床荷重　：　W_G'＝144,057 N

従って、容量アップ後の歯車減速機床荷重は、ポンプの軸スラストをポンプで支持することにより、軽減できることになる。ただし、ポンプ構造が変更できない場合は、床荷重が増加するため、床強度の計算が必要である。

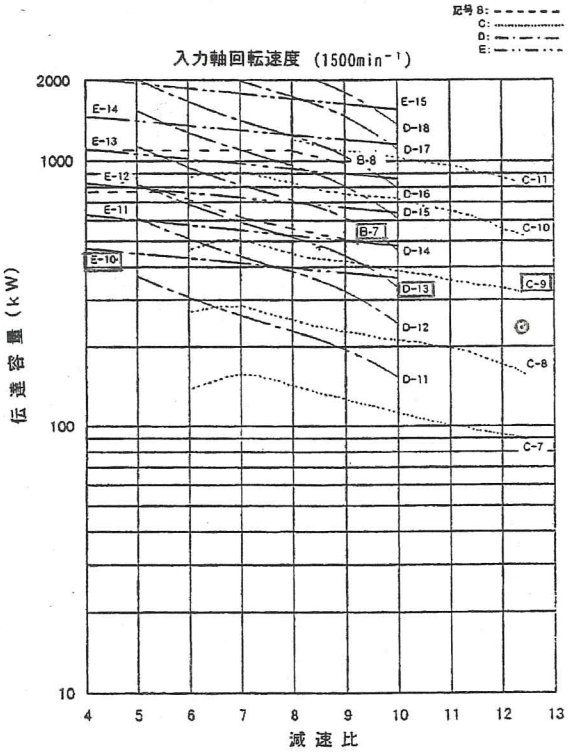


図7．1－1　直交軸歯車減速機選定図（9／10）
（2段減速形）

(2) 水冷方式歯車減速機の寸法と荷重

1) 直交軸歯車減速機

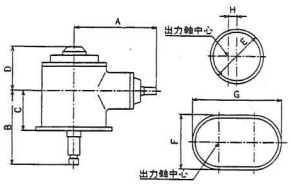


表7．1－1
直交軸歯車減速機主要寸法及び運転荷重（1／2）

メーカ	形番		主要寸法 (mm)								運転荷重	初期励磁油ポンプ電動機容量	備考
	選定図記号	メーカ形番	A	B	C	D	E	F	G	H	(N)	(kW)	
日立製作所	B－1	VRS066	760	624	400	500	660	－	－	－	12936	0.75	1段減速
	B－2	VRS080	875	780	500	520	810	－	－	－	18228	0.75	1段減速
	B－3	VRS100	1050	855	500	650	1000	－	－	－	27048	0.75	1段減速
	B－4	VRS112	1170	960	560	725	1120	－	－	－	38808	1.5	1段減速
	B－5	VRS125	1320	1080	630	750	1250	－	－	－	50568	1.5	1段減速
	B－6	VRS140	1400	1210	710	920	1400	－	－	－	62325	1.5	1段減速
	B－7	VRD040	1410	900	500	650	－	1020	1480	－	41160	0.75～1.5	2段減速
	B－8	VRD050	1625	1060	560	750	－	1180	1720	－	64680	0.75～1.5	2段減速
	B－9	VRD056	1865	1190	630	850	－	1370	1980	－	82320	1.5～3.7	2段減速
	B－10	VRD063	2135	1340	710	1050	－	1450	2185	－	111720	1.5～3.7	2段減速
	B－11	VRD071	2290	1510	800	1200	－	1716	2488	－	152880	1.5～3.7	2段減速
大阪変速機㈱	C－1	SRBB032	645	675	425	650	600	－	－	－	6370	0.45～0.75	1段減速
	C－2	SRBB040	775	740	450	720	700	－	－	－	8918	0.45～0.75	1段減速
	C－3	SRBB050	905	795	475	775	800	－	－	－	13130	0.75～1.5	1段減速
	C－4	SRBB063	1095	915	530	855	950	－	－	－	22540	0.75～1.5	1段減速
	C－5	SRBB071	1135	970	560	915	1050	－	－	－	28220	0.75～2.2	1段減速
	C－6	SRBB080	1200	1035	600	980	1150	－	－	－	35280	0.75～2.2	1段減速
	C－7	DBH0032	830	795	450	550	900	－	－	95	12840	0.75～1.5	2段減速
	C－8	DBH0040	920	885	500	600	950	－	－	100	17840	0.75～1.5	2段減速
	C－9	DBH0050	1110	1005	560	680	1200	－	－	130	32050	0.75～1.5	2段減速
	C－10	DBH0063	1430	1240	680	800	1350	－	－	145	47530	1.5～2.2	2段減速
	C－11	DBH0080	1850	1440	850	900	1800	－	－	220	114799	1.5～2.2	2段減速
	C－12	DBH0100	2025	1740	1000	1050	2150	－	－	250	179300	1.5～3.7	2段減速
	C－13	DBH0125	2230	1740	1100	1100	2250	－	－	280	248910	2.2～5.5	2段減速

（注）運転荷重は，ウェット重量×1.2として算出した。

表7．1－1
直交軸歯車減速機主要寸法及び運転荷重（2／2）

メーカ	形番		主要寸法 (mm)								運転荷重	初期励磁油ポンプ電動機容量	備考
	選定図記号	メーカ形番	A	B	C	D	E	F	G	H	(N)	(kW)	
新潟コンバータ	D－1	AG65-1	480	500	355	480	475	－	－	－	5488	0.4～1.5	1段減速
	D－2	AG85-1	525	560	400	530	500	－	－	－	6762	0.4～1.5	1段減速
	D－3	AG95-1	600	650	450	600	600	－	－	－	9016	0.75～2.2	1段減速
	D－4	AG115-1	670	735	500	630	710	－	－	－	13328	0.75～2.2	1段減速
	D－5	AG135-1	800	840	560	710	850	－	－	－	19110	0.75～2.2	1段減速
	D－6	AG145-1	850	945	630	800	950	－	－	－	25872	0.75～2.2	1段減速
	D－7	AG165-1	950	1065	710	850	1060	－	－	－	32340	1.5～3.7	1段減速
	D－8	AG185-1	1060	1110	710	900	1180	－	－	－	41552	1.5～3.7	1段減速
	D－9	AG205-1	1120	1275	800	1000	1320	－	－	－	54880	2.2～3.7	1段減速
	D－10	AG225-1	1250	1350	850	1060	1500	－	－	－	80360	1.5～3.7	1段減速
	D－11	AG115-2	860	700	450	250	－	700	970	－	11760	0.4～1.5	2段減速
	D－12	AG135-2	900	780	500	250	－	760	1060	－	13426	0.4～1.5	2段減速
	D－13	AG145-2	900	875	560	265	－	850	1165	－	18620	0.4～1.5	2段減速
	D－14	AG165-2	1000	985	630	300	－	950	1305	－	27930	0.75～2.2	2段減速
	D－15	AG185-2	1120	1030	630	335	－	1060	1460	－	37240	0.75～2.2	2段減速
	D－16	AG205-2	1250	1165	710	375	－	1180	1580	－	49490	0.75～2.2	2段減速
	D－17	AG225-2	1400	1300	800	425	－	1320	1720	－	64680	1.5～3.7	2段減速
	D－18	AG255-2	1600	1460	900	475	－	1500	1900	－	84280	1.5～3.7	2段減速
	D－19	AG285-2	1800	1600	1000	530	－	1700	2100	－	109760	2.2～3.7	2段減速
	D－20	AG325-2	2000	1870	1120	600	－	1900	2300	－	142100	2.2～3.7	2段減速
阪神動力機械	E－1	N・VSBP-10	440	470	355	444	475	－	－	－	3528	0.75～1.5	1段減速
	E－2	N・VSBP-16	625	570	400	558	570	－	－	－	5880	0.75～1.5	1段減速
	E－3	N・VSBP-20	795	660	450	623	680	－	－	－	9310	0.75～1.5	1段減速
	E－4	N・VSBP-25	950	750	500	707	810	－	－	－	14700	0.75～1.5	1段減速
	E－5	N・VSBP-30	1180	850	560	742	940	－	－	－	21560	1.5～3.7	1段減速
	E－6	N・VSBP-35	1250	925	600	838	1070	－	－	－	30380	1.5～3.7	1段減速
	E－7	N・VSBP-40	1350	995	630	923	1200	－	－	－	41160	1.5～3.7	1段減速
	E－8	N・VSBP-45	1430	1080	670	1044	1320	－	－	－	50960	1.5～3.7	1段減速
	E－9	N・VSBP-50	1510	1160	710	1131	1520	－	－	－	70560	1.5～3.7	1段減速
	E－10	N・VDBP-355	1075	690	425	690	－	835	1120	－	25480	0.75～1.5	2段減速
	E－11	N・VDBP-400	1200	735	450	730	－	915	1240	－	33320	1.5～3.7	2段減速
	E－12	N・VDBP-450	1350	810	500	775	－	1050	1415	－	45080	1.5～3.7	2段減速
	E－13	N・VDBP-500	1495	900	560	815	－	1150	1550	－	58800	1.5～3.7	2段減速
	E－14	N・VDBP-560	1660	1000	630	865	－	1295	1750	－	82320	1.5～3.7	2段減速
	E－15	N・VDBP-630	1845	1115	710	915	－	1435	1940	－	107800	1.5～3.7	2段減速
	E－16	N・VDBP-710	2060	1260	800	1000	－	1610	2180	－	147000	1.5～3.7	2段減速
	E－17	N・VDBP-800	2310	1400	900	1100	－	1770	2490	－	200900	1.5～3.7	2段減速
	E－18	N・VDBP-900	2590	1550	1000	1200	－	2010	2810	－	282240	1.5～3.7	2段減速

（注）運転荷重は，ウェット重量×1.2として算出した。

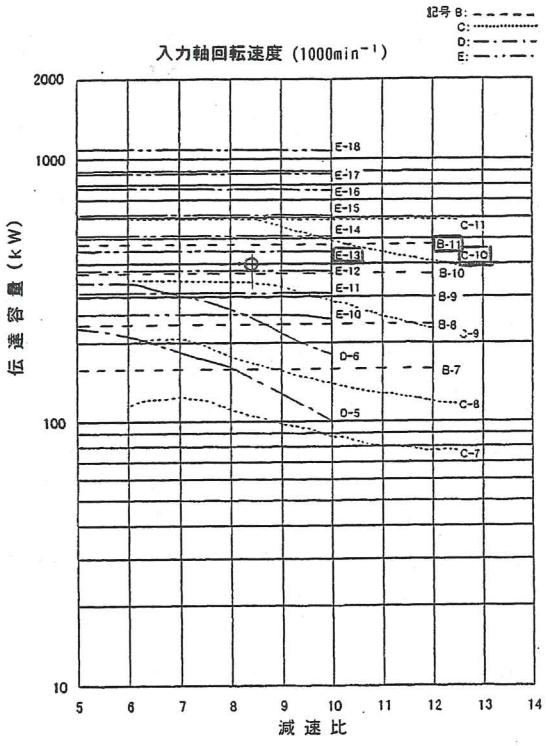


図７．２－１　空冷式直交軸歯車減速機選定図（７／10）
（２段減速形）

(2) 機付ファン空冷方式歯車減速機の寸法と荷重

1) 空冷方式直交軸歯車減速機

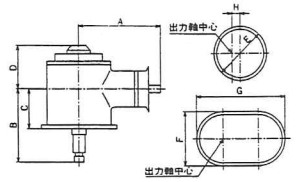


表７．２－１
空冷方式直交軸歯車減速機主要寸法及び運転荷重（１／２）

メーカ	形番		主要寸法 (mm)								運転荷重	初期潤滑油ポンプ電動機容量	備考
	選定図記号	メーカ形番	A	B	C	D	E	F	G	H	(N)	(kW)	
日立製作所	B－1	VRS066F	830	624	400	500	660	－	－	－	12936	0.75	1段減速
	B－2	VRS080F	955	780	500	520	810	－	－	－	18228	0.75	1段減速
	B－3	VRS100F	995	855	500	650	1000	－	－	－	27048	0.75	1段減速
	B－4	VRS112F	1190	960	560	725	1120	－	－	－	38808	1.5	1段減速
	B－5	VRS125F	1235	1080	630	750	1250	－	－	－	50568	1.5	1段減速
	B－6	VRS140F	1365	1210	710	920	1400	－	－	－	62328	1.5	1段減速
	B－7	VRD040F	1500	900	500	650	－	1020	1480	－	41160	0.75～1.5	2段減速
	B－8	VRD050F	1715	1060	560	750	－	1180	1720	－	64680	0.75～1.5	2段減速
	B－9	VRD056F	1955	1190	630	850	－	1370	1980	－	82320	1.5～3.7	2段減速
	B－10	VRD063F	2235	1340	710	1050	－	1450	2185	－	111720	1.5～3.7	2段減速
	B－11	VRD071F	2390	1510	800	1200	－	1716	2488	－	152880	1.5～3.7	2段減速
大阪製鎖造機	C－1	SRBB332	740	675	425	650	600	－	－	－	6860	0.4～0.75	1段減速
	C－2	SRBB340	880	740	450	720	700	－	－	－	9804	0.4～0.75	1段減速
	C－3	SRBB350	1025	795	475	775	800	－	－	－	13520	0.75～1.5	1段減速
	C－4	SRBB363	1230	915	530	855	950	－	－	－	22500	0.75～1.5	1段減速
	C－5	SRBB371	1270	970	560	915	1050	－	－	－	28710	0.75～2.2	1段減速
	C－6	SRBB380	1345	1035	600	980	1150	－	－	－	36950	0.75～2.2	1段減速
	C－7	DBH3032	940	795	450	550	900	－	－	95	12840	0.75～1.5	2段減速
	C－8	DBH3040	1040	885	500	600	950	－	－	100	17840	0.75～1.5	2段減速
	C－9	DBH3050	1240	1005	560	680	1200	－	－	130	32050	0.75～1.5	2段減速
	C－10	DBH3063	1580	1240	680	800	1350	－	－	145	47530	1.5～2.2	2段減速
	C－11	DBH3080	2000	1440	850	900	1800	－	－	220	114700	1.5～2.2	2段減速

(注) 運転荷重は，ウェット重量×1.2として算出した。

表７．２－１
空冷方式直交軸歯車減速機主要寸法及び運転荷重（２／２）

メーカ	形番		主要寸法 (mm)								運転荷重	初期潤滑油ポンプ電動機容量	備考
	選定図記号	メーカ形番	A	B	C	D	E	F	G	H	(N)	(kW)	
阪神動力機械	E－1	N.VSBP.F-10	480	470	355	444	475	－	－	－	3724	0.75～1.5	1段減速
	E－2	N.VSBP.F-16	685	570	400	558	570	－	－	－	6174	0.75～1.5	1段減速
	E－3	N.VSBP.F-20	865	660	450	623	680	－	－	－	9800	0.75～1.5	1段減速
	E－4	N.VSBP.F-25	1035	750	500	707	810	－	－	－	15386	0.75～1.5	1段減速
	E－5	N.VSBP.F-30	1280	850	560	742	940	－	－	－	22540	1.5～3.7	1段減速
	E－6	N.VSBP.F-35	1360	925	600	838	1070	－	－	－	31360	1.5～3.7	1段減速
	E－7	N.VSBP.F-40	1470	995	630	923	1200	－	－	－	42630	1.5～3.7	1段減速
	E－8	N.VSBP.F-45	1560	1080	670	1044	1320	－	－	－	52920	1.5～3.7	1段減速
	E－9	N.VSBP.F-50	1655	1160	710	1131	1520	－	－	－	72520	1.5～3.7	1段減速
	E－10	N.VDBP.F-355	1135	690	425	690	－	835	1120	－	26460	0.75～1.5	2段減速
	E－11	N.VDBP.F-400	1270	735	450	730	－	915	1240	－	34300	1.5～3.7	2段減速
	E－12	N.VDBP.F-450	1435	810	500	775	－	1050	1415	－	46060	1.5～3.7	2段減速
	E－13	N.VDBP.F-500	1595	900	560	815	－	1150	1550	－	60760	1.5～3.7	2段減速
	E－14	N.VDBP.F-560	1770	1000	630	865	－	1295	1750	－	84280	1.5～3.7	2段減速
	E－15	N.VDBP.F-630	1965	1115	710	915	－	1435	1940	－	109760	1.5～3.7	2段減速
	E－16	N.VDBP.F-710	2190	1260	800	1000	－	1610	2180	－	149940	1.5～3.7	2段減速
	E－17	N.VDBP.F-800	2455	1400	900	1100	－	1770	2490	－	203840	1.5～3.7	2段減速
	E－18	N.VDBP.F-900	2735	1550	1000	1200	－	2010	2810	－	285180	1.5～3.7	2段減速
新潟コンバータ	D－1	AGE65-1	600	610	400	530	500	－	－	－	7252	0.4～1.5	1段減速
	D－2	AGE95-1	680	695	450	600	600	－	－	－	9604	0.75～2.2	1段減速
	D－3	AGE115-1	750	800	500	630	710	－	－	－	14112	0.75～2.2	1段減速
	D－4	AGE135-1	900	895	560	710	850	－	－	－	19894	0.75～2.2	1段減速
	D－5	AGE115-2	940	750	450	250	－	700	970	－	12544	0.4～1.5	2段減速
	D－6	AGE135-2	1000	835	500	250	－	760	1060	－	14210	0.4～1.5	2段減速

(注) 運転荷重は，ウェット重量×1.2として算出した。

(3) 立軸二床式ポンプ用減速機架台の荷重

立軸二床式ポンプ用減速機架台の土木検討のための概略荷重を次表に示す。

（単位　N）

吐出し量（m³/s）	架台荷重		吐出し量（m³/s）	架台荷重	
	斜流ポンプ	軸流ポンプ		斜流ポンプ	軸流ポンプ
0.20超 0.38以下	6,000	5,000	2.50超 3.33以下	33,000	26,000
0.38超 0.60以下	7,500	7,000	3.33超 4.25以下	41,000	32,000
0.60超 0.83以下	9,000	8,500	4.25超 5.42以下	49,000	38,500
0.83超 1.17以下	13,000	12,000	5.42超 6.67以下	57,000	45,500
1.17超 1.50以下	16,000	14,000	6.67超 8.00以下	69,000	56,000
1.50超 1.92以下	20,000	18,000	8.00超 10.00以下	87,000	70,000
1.92超 2.50以下	24,000	21,000			

既設

容量アップ

（注）複合減速機（流体継手内蔵形直交軸傘歯車減速機）の架台荷重は上記の値の概略1.5倍とする。

③ 原動機

既存設備の原動機床荷重は、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）の循環水冷方式ディーゼル機関のウエット質量（平均値）×1.3 として算出する。

なお、既存設備の原動機出力は、231 kW（320 Ps）／1500 min^{-1} である。

既設原動機床荷重　：　W_E＝（2,163×1.3）×9.8＝27,557 N

一方、容量アップ後の原動機床荷重は、既設と同様の循環水冷方式ディーゼル機関と、横軸ガスタービンの 2 ケースを検討する。

a）容量アップ後のディーゼル機関床荷重

容量アップ後のディーゼル機関床荷重の算出は、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針(案)の循環水冷方式ディーゼル機関ディーゼル機関のウエット質量（平均値）×1.3 として算出する。なお、容量アップ後の原動機出力は、400 kW である。

容量アップ後のディーゼル機関床荷重床荷重　：　W_E'＝（3,670×1.3）×9.8＝75,000 N

b）容量アップ後のガスタービン床荷重

容量アップ後のガスタービン床荷重の算出は、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）のガスタービンのウエット質量（平均値）×1.2 として算出する。

なお、容量アップ後の原動機出力は、400 kW であり、該当出力があるガスタービンのウエット質量を、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）より抜粋し、その平均値を求める。

表 9-13　400kW 級／2 軸式ガスタービンの質量・寸法

製作会社	出力（kW）	形　式	質量(kg)	寸　法		
				A	E	C
荏原製作所	375～485	PW-6M	4,150	2,800	750	2,630
三菱重工	－	該当なし	－	－	－	－
ヤンマーディーゼル	368～603	AT9T	5.350	3,200	3,420	1,100
新潟鉄工所	－	該当なし	－	－	－	－
川崎重工	－	該当なし	－	－	－	－
ダイハツディーゼル	368～551	DF-6	5,400	4,000	800	3,000
石川島播磨重工業	－	該当なし	－	－	－	－
平　均　値	－	－	4,967	3,333	1,657	2,243

容量アップ後のガスタービン床荷重　：　W_E”＝（4,967×1.2）×9.8＝58,412 N

【原動機床荷重のまとめ】

・既設原動機床荷重　：　W_E＝27,557 N（ディーゼル機関）

・容量アップ後の原動機床荷重　：　W_E’＝46,756 N（ディーゼル機関）

：　W_E”＝58,412 N（ガスタービン）

原動機の形式は、原動機の寸法や消音器の寸法等を含めた設置スペースの検討や燃料、冷却水、換気設備など総合的に検討して決定する必要がある。

本検討においては、容量アップ後の原動機床荷重が 170 %～210 %程度増加するので、床強度の検討が必要になるが、詳細検討は省略する。

表5.3－3　循環水冷方式ディーゼル機関　仕様一覧および主要寸法、概略質量（2／9）

機関出力(kW)	機関回転速度 (min^{-1})	メーカ名	形式	燃焼方式	シリンダ数	過給方式	回転方向	主要寸法(mm) A	B	C	D	E	質量(kg) ウエット	始動空気槽 容量(ℓ)	初期潤滑油ポンプ 電動機容量(kW)	備考
250	1,200	三菱	S6R-PT-K	直噴	6	過給	反時計	2,640	770	1,840	1,870	1,250	3,150	80×2	0.75	
		ヤンマー	6NY16L-HN	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,861	620	1,633	1,745	1,085	3,550	150	0.75	
	1,500	平均値						2,184	543	1,461	1,508	1,132	2,163			
		ダイハツ	M3SP	予熱	6	高過給	反時計(可逆)	2,175	560	1,555	1,665	1,400	2,680	100	0.40	
		新潟	6L13CX	直噴	6	高過給	反時計	2,408	470	1,360	1,470	1,015	2,060	100	0.40	
		三菱	S6B-PTA-K	直噴	6	高過給	反時計	1,970	600	1,468	1,390	980	1,750	80×2	0.40	
	1,800	平均値						2,154	543	1,467	1,502	1,132	2,197			
		ダイハツ	M3SP	予熱	6	高過給	反時計(可逆)	2,175	560	1,555	1,665	1,400	2,880	100	0.40	
		新潟	6L13CX	直噴	6	高過給	反時計	2,408	470	1,360	1,470	1,015	2,060	100	0.40	
		三菱	S6B-PTK-K	直噴	6	高過給	反時計	1,880	600	1,485	1,370	980	1,650	80×2	0.40	
300	1,000	平均値						2,870	679	1,754	1,998	1,179	3,690			
		ダイハツ	6DL-16	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,686	750	1,800	2,450	1,311	3,900	100	0.40	
		新潟	6L16CX	直噴	6	高過給	反時計	3,292	575	1,663	1,785	1,068	3,860	150	0.75	
		三菱	S6R2-PTA-K	直噴	6	高過給	反時計	2,640	770	1,920	2,010	1,250	3,300	80×2	0.75	
		ヤンマー	6NY16L-EN	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,861	620	1,633	1,745	1,085	3,700	150	0.75	
	1,200	平均値						2,296	543	1,363	1,598	943	2,942			
		ダイハツ	6DL-16	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,686	750	1,600	2,450	1,311	3,900	100	0.40	
		新潟	6L16CX	直噴	6	高過給	反時計	3,292	575	1,663	1,785	1,068	3,860	150	0.75	
		三菱	S6R-PTA-K	直噴	6	高過給	反時計	2,640	770	1,920	2,010	1,250	3,250	80×2	0.75	
		ヤンマー	6NY-16L-UN	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,861	620	1,633	1,745	1,085	3,700	150	0.75	
	1,500	平均値						1,901	431	1,146	1,185	886	2,213			
		ダイハツ	M5SP	予熱	6	高過給	反時計(可逆)	2,175	560	1,550	1,665	1,400	2,910	100	0.40	
		新潟	6L15CX	直噴	6	高過給	反時計	2,930	500	1,476	1,470	1,143	3,240	100	0.75	
		三菱	S6A3-PTA-K	直噴	6	高過給	反時計	2,500	665	1,556	1,605	1,000	2,700	80×2	0.40	
	1,800	平均値						2,184	543	1,459	1,508	1,132	2,240			
		ダイハツ	M5SP	予熱	6	高過給	反時計(可逆)	2,175	560	1,550	1,665	1,400	2,910	100	0.40	
		新潟	6L13CX	直噴	6	過給	反時計	2,408	470	1,360	1,470	1,015	2,060	100	0.40	
		三菱	S6B3-PTA-K	直噴	6	高過給	反時計	1,970	600	1,468	1,390	980	1,750	80×2	0.40	
350	1,000	平均値						3,051	709	1,737	2,108	1,199	4,390			
		ダイハツ	6DL-16	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,686	750	1,800	2,450	1,311	3,900	100	0.40	
		新潟	6L16CX	直噴	6	高過給	反時計	3,292	575	1,163	1,785	1,068	3,860	150	0.75	
		三菱	S6R2-PTK-K	直噴	6	高過給	反時計	2,640	770	1,920	2,010	1,250	3,300	80×2	0.75	
		ヤンマー	S185L-UT	直噴	6	高過給	時計(可逆)	3,586	740	2,064	2,185	1,165	6,500	150	1.50	
	1,200	平均値						2,870	679	1,629	1,998	1,179	3,678			
		ダイハツ	6DL-16	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,686	750	1,800	2,450	1,311	3,900	100	0.40	
		新潟	6L16CX	直噴	6	高過給	反時計	3,292	575	1,163	1,785	1,068	3,860	150	0.75	
		三菱	S6R-PTK-K	直噴	6	高過給	反時計	2,640	770	1,920	2,010	1,250	3,250	80×2	0.75	
		ヤンマー	6NY16L-SN	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,861	620	1,633	1,745	1,085	3,700	150	0.75	
	1,500	平均値						2,873	698	1,628	2,082	1,210	3,670			
		ダイハツ	6DK-16	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,686	750	1,800	2,450	1,311	3,900	100	0.40	
		新潟	6L16CX	直噴	6	高過給	反時計	3,292	575	1,163	1,785	1,068	3,860	150	0.75	
		三菱	S6R-PTA-K	直噴	6	高過給	時計(可逆)	2,640	770	1,920	2,010	1,250	3,250	80×2	0.75	
	1,800	平均値						2,358	553	1,498	1,508	1,174	2,633			
		ダイハツ	M5SP	予熱	6	高過給	反時計(可逆)	2,175	560	1,550	1,665	1,400	2,910	100	0.40	

既設

(1) 過給方式のうち高過給は、空気冷却器付過給器のことをいう。

(2) 回転方向は減速機側から見た場合を表す。

表5.3－3　循環水冷方式ディーゼル機関　仕様一覧および主要寸法、概略質量（3／9）

機関出力(kW)	機関回転速度 (min^{-1})	メーカ名	形式	燃焼方式	シリンダ数	過給方式	回転方向	主要寸法(mm) A	B	C	D	E	質量(kg) ウエット	始動空気槽容量(ℓ)	初期潤滑油ポンプ電動機容量(kW)	備考
350	1,800	新潟	6L15CX	直噴	6	高過給	反時計	2,930	500	1,476	1,470	1,143	3,240	100	0.75	
		三菱	S6B3-PTA-K	直噴	6	高過給	反時計	1,970	600	1,468	1,390	980	1,750	80×2	0.40	
400	750	平均値						4,092	900	2,463	2,850	1,635	10,447			
		ダイハツ	6DL-19	直噴	6	高過給	時計(可逆)	3,312	950	2,356	3,100	1,706	7,000	150	0.75	
		新潟	6L25HX	直噴	6	高過給	時計(可逆)	5,237	1,000	2,963	3,080	1,762	16,840	300	2.20	
		ヤンマー	M200UN	直噴	6	高過給	時計(可逆)	3,726	750	2,071	2,370	1,438	7,500	150	1.50	
	1,000	平均値						3,380	763	2,058	2,392	1,324	5,887			
		ダイハツ	6DLB-19	直噴	6	高過給	時計(可逆)	3,262	950	2,358	3,100	1,706	6,900	150	0.75	
		新潟	6L16CLX	直噴	6	高過給	反時計	3,292	600	1,753	1,890	1,100	4,260	150	0.75	
		ヤンマー	S185L-ST	直噴	6	高過給	時計(可逆)	3,586	740	2,064	2,185	1,165	6,500	150	1.50	
	1,200	平均値						2,870	679	1,754	1,998	1,179	3,690			
		ダイハツ	6DL-16	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,686	750	1,800	2,450	1,311	3,900	100	0.40	
		新潟	6L16CX	直噴	6	高過給	反時計	3,292	575	1,663	1,785	1,068	3,860	150	0.75	
		三菱	S6R2-PTA-K	直噴	6	高過給	反時計	2,640	770	1,920	2,010	1,250	3,300	80×2	0.75	
		ヤンマー	6NY16L-EN	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,861	620	1,633	1,745	1,085	3,700	150	0.75	
	1,500	平均値						2,873	698	1,794	2,082	1,210	3,670			
		ダイハツ	6DK-16	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,686	750	1,800	2,450	1,311	3,900	100	0.40	
		新潟	6L16CX	直噴	6	高過給	反時計	3,292	575	1,663	1,785	1,068	3,860	150	0.75	
		三菱	S6R2-PT-K	直噴	6	過給	反時計	2,640	770	1,920	2,010	1,250	3,250	80×2	0.75	
	1,800	平均値						2,696	617	1,825	1,860	1,271	3,437			
		ダイハツ	6DK-16	直噴	6	高過給	反時計(可逆)	2,686	560	1,800	2,450	1,311	3,900	100	0.40	
		新潟	12V13CX	直噴	12	高過給	反時計	2,762	520	1,835	1,261	1,251	3,260	100	0.75	
		三菱	S6R-PT-K	直噴	6	過給	反時計	2,640	770	1,840	1,870	1,250	3,150	80×2	0.75	

表5.3－2　横軸ガスタービン　仕様一覧及び主要寸法，概略質量（1／4）

製作会社	機関出力機関 (kW)	機関回転速度 (min⁻¹)	出力軸回転速度 (min⁻¹)	形式	軸形式	始動方式	出力軸回転方向	減速機形式	主要寸法 A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	質量 (kg) ウエット	備考
荏原製作所	221～375	33000	1000	PW-4M	2軸式	電気	時計	遊星歯車	2800	700	2630	1500	750	3425	4000	＊質量は1次排気サイレンサ含む。
	375～485	33000	1000	PW-6M	2軸式	電気	時計	遊星歯車	2800	700	2630	1500	750	3425	4150	
	485～640	30000	1000	PW-7M	2軸式	電気	時計	遊星歯車	2800	700	2630	1500	750	3425	4250	
	640～971	33000	750/1000	PW-12M	2軸式	電気	反時計	遊星歯車／平行歯車	3100	900	2620	2300	1150	4265	7900	
	971～1280	30000	750/1000	PW-14M	2軸式	電気	反時計	遊星歯車／平行歯車	3100	900	2620	2300	1150	4265	8200	
	1280～1471	20000	750/1000	PW-18M	2軸式	電気	反時計	遊星歯車	5500	1050	4320	2000	1000	3600	12000	
	1471～2942	20000	750/1000	PW-36M	2軸式	電気	反時計	遊星歯車／平行歯車	5200	800	4620	2800	1400	4000	20000	
三菱重工業	794～2059	15400	1500/1800	MGM3000	2軸式	電気	時計	平行歯車2段	6500	1500	6200	2600	1500	4800	14000	
	1037～2354	13100	1500	MGM5000	2軸式	電気	時計	平行歯車2段	7200	1750	6800	2600	1100	5200	16000	
	7335～18388	3500～5000	3500～5000	MFT-8	2軸式	油圧／空気	時計	－	8800	1450	9050	3200	1600	3750	26000	
ヤンマーディーゼル	110～221	29837	1500	AT3T	2軸式	電気	時計／反時計	平行歯車2段	2400	820	2570	1500	750	2460	2790	
	221～368	25160	1200	AT6T	2軸式	電気	時計／反時計	平行歯車2段	2900	930	3080	1600	900	2760	3750	
	368～603	22364	1000	AT9T	2軸式	電気	時計／反時計	平行歯車2段	3200	855	3420	1850	1100	3260	5350	
	110～206	48184	1500	AT360	1軸式	電気	反時計	平行歯車2段	3350	637	3350	1350	750	2280	2750	
	206～243	48184	1500	AT360S	1軸式	電気	反時計	平行歯車2段	3350	637	3350	1350	750	2280	2750	
	243～320	39783	1500	AT600	1軸式	電気	反時計	平行歯車2段	4350	767	4050	1555	645	2610	3650	
	320～405	39783	1500	AT600S	1軸式	電気	反時計	平行歯車2段	4350	767	4050	1555	645	2610	3650	
	405～533	31200	1500	AT900	1軸式	電気	反時計	遊星歯車／平行歯車	5050	870	4750	1850	992	3160	4800	
	533～633	31200	1500	AT900S	1軸式	電気	反時計	遊星歯車／平行歯車	5050	870	4750	1850	992	3160	4800	
	633～699	39440	1500	AT1200	1軸式	電気	反時計	平行歯車2段	4850	1061	4550	1920	925	3310	4630	
	699～802	39440	1500	AT1200S	1軸式	電気	反時計	平行歯車2段	4850	1061	4550	1920	925	3310	4630	
	802～1066	31200	1500	AT1800	1軸式	電気	反時計	遊星歯車／平行歯車	5800	867	5400	2280	1240	3510	7700	
	1066～1269	31200	1500	AT1800S	1軸式	電気	反時計	遊星歯車／平行歯車	5800	867	5400	2280	1240	3510	7700	
	1269～1603	31200	1500	AT2700	1軸式	電気	反時計	遊星歯車／平行歯車	6600	1180	6200	2600	1433	4510	12560	
	1603～1802	31200	1500	AT2700S	1軸式	電気	反時計	遊星歯車／平行歯車	6600	1180	6200	2600	1433	4510	12560	
	1802～1938	31200	1500	AT2900	1軸式	電気	反時計	遊星歯車／平行歯車	6600	1180	6200	2600	1433	4510	12560	

表5.3－2　横軸ガスタービン　仕様一覧及び主要寸法，概略質量（2／4）

製作会社	機関出力範囲 (kW)	機関回転速度 (min^{-1})	出力軸回転速度 (min^{-1})	形式	軸形式	始動方式	出力軸回転方向	減速機形式	主要寸法 A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	質量 (kg) ウェット	備考
	298	37100	1000／1500	CNT-401M	1軸式	電気	時計	平行歯車	3300	755	－	1300	650	3300	3800	
	476	28800	1000／1500	CNT-671M	1軸式	電気	時計	平行歯車	3700	730	－	1400	700	3450	5800	
	596	24400	1000／1500	CNT-811M	1軸式	電気	反時計	遊星歯車	3900	770	－	1450	725	3600	7600	
	794	26500	1000／1500	CNT-1081M	1軸式	電気	反時計	遊星歯車	4170	770	－	1570	785	3800	7800	
	993	22000	1000／1500	CNT-1351M	1軸式	電気/DC	反時計	遊星歯車	5000	950	－	1800	900	4500	8000	
	1192	22000	1000／1500	CNT-1621M	1軸式	電気/DC	反時計	遊星歯車	5000	950	－	1800	900	4500	9000	
新	1589	22000	1000／1500	CNT-2161M	1軸式	電気/DC	時計	遊星歯車	5700	1050	－	2000	1000	5200	9500	
	1986	17900	1000／1500	CNT-2701M	1軸式	電気/DC	反時計	遊星歯車	6300	1250	－	2480	1240	5000	13000	
潟	2383	22000	1000／1500	CNT-3241M	1軸式	電気/DC	反時計	遊星歯車	6300	1130	－	2780	1390	5500	15000	
	3177	22000	1000／1500	CNT-4321M	1軸式	電気/DC	時計	遊星歯車	6200	1250	－	2980	1490	5700	19000	
鉄	3575	22000	1000／1500	CNT-4861M	1軸式	電気/DC	時計	遊星歯車	7000	1300	－	3000	1500	6000	21000	
	917	22300	1000／1500	CNT-1242M	2軸式	電気/AC	反時計	遊星歯車	4500	－	－	1900	950	3800	10000	
工	1471	22000	1000／1500	CNT-2002M	2軸式	電気/AC	反時計	遊星歯車	4150	－	－	2600	1300	4150	15000	
	2342	14800	1000／1500	CNT-3182M	2軸式	電気/AC	反時計	遊星歯車	8000	－	－	2600	1300	6700	26000	
所	3328	16500	1000／1500	CNT-4522M	2軸式	電気/AC	反時計	遊星歯車	8300	－	－	2600	1300	6700	28000	
	3894	12800	1000／1500	CNT-5292M	2軸式	電気/AC	反時計	遊星歯車	8500	－	－	2600	1300	6700	30000	
	4982	10100	1000／1500	CNT-6772M	2軸式	電気/AC	反時計	遊星歯車	9800	－	－	3000	1500	7100	42000	
	6105	8000	1000／1500	CNT-8302M	2軸式	電気/AC	反時計	遊星歯車	12100	－	－	3000	1500	8000	43000	
	7870	8000	1000／1500	CNT-10702M	2軸式	電気/AC	反時計	遊星歯車	12100	－	－	3000	1500	8200	43000	

（注）新潟鉄工所製の1軸式の寸法は消音器(90dB(A))を含み，2軸式の寸法は消音器を含まない。

表5.3－2　横軸ガスタービン　仕様一覧及び主要寸法，概略質量（3／4）

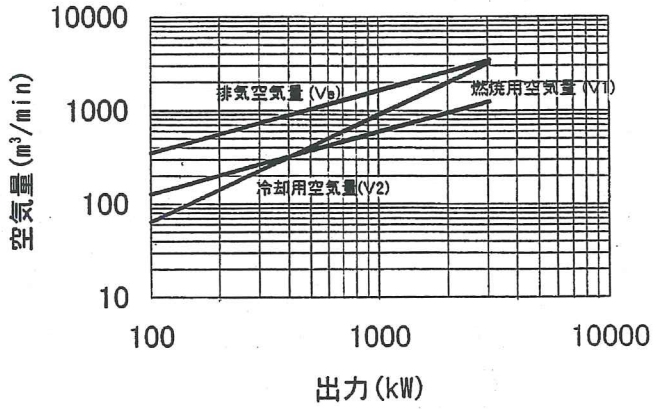
製作会社	機関出力範囲 (kW)	機関回転速度 (min⁻¹)	出力軸回転速度 (min⁻¹)	形式	軸形式	始動方式	出力軸回転方向	減速機形式	主要寸法 A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	質量 (kg) ウエット	備考
川崎重工業	200	53000	1500	MDS200	1軸式	電気	反時計	平行2段	1850	530	1550	1200	700	3000	1950	
	260	53000	1500	MDS260	1軸式	電気	反時計	平行2段／2機1軸	2200	700	1750	1350	650	3250	3600	
	375	53000	1500	MDS375	1軸式	電気	反時計	平行2段／2機1軸	2200	700	1750	1350	650	3250	3600	
	450	31500	1500	MDS450	1軸式	電気／空気	反時計	平行2段	3100	700	2570	1500	500	3600	4900	
	580	31500	1500	MDS580	1軸式	電気／空気	反時計	平行2段	3100	700	2570	1500	500	3600	4900	
	750	22000	1500	MDS750	1軸式	電気／空気	時計	遊星1段	3600	820	3230	1650	750	4550	6900	
	1000	22000	1500	MDS1000	1軸式	電気／空気	時計	遊星1段	3600	820	3230	1650	750	4550	6900	
	1300	22000	1500	MDS1300	1軸式	電気／空気	時計	遊星1段	3600	820	3230	1650	750	4550	6900	
	1500	22000	1500	MDS1500	1軸式	電気／空気	反時計	遊星2段	4100	1000	3810	1650	750	4550	8150	
	1700	22000	1500	MDS1700	1軸式	電気／空気	反時計	遊星2段	4100	1000	3810	1650	750	4550	8150	
	2000	22000	1500	MDS2000	1軸式	電気／空気	反時計	平行2段／2機1軸	3900	1000	3600	2400	1200	4650	13200	
	2300	22000	1500	MDS2300	1軸式	電気／空気	反時計	平行2段／2機1軸	3900	1000	3600	2400	1200	4650	13200	
	2600	22000	1500	MDS2600	1軸式	電気／空気	反時計	平行2段／2機1軸	3900	1000	3600	2400	1200	4650	13200	
	2900	22000	1500	MDS2900	1軸式	電気／空気	反時計	平行2段／2機1軸	4050	1000	3600	2400	1200	4650	13200	
	3200	22000	1500	MDS3200	1軸式	電気／空気	反時計	遊星1段平行1段／2機1軸	4300	1000	4005	2600	1300	4650	13200	
	750	22000/18000	1470	MDF750	2軸式	電気／空気	時計	遊星2段	3750	1000	3850	1650	900	4700	8700	
	900	22000/18000	1470	MDF900	2軸式	電気／空気	時計	遊星2段	3750	1000	3850	1650	900	4700	8700	
	1000	22000/18000	1470	MDF1000	2軸式	電気／空気	時計	遊星2段	3750	1000	3850	1650	900	4700	8700	
	1500	22000/18000	1100	MDF1500	2軸式	電気／空気	時計	遊星1段平行1段	4050	1100	4150	2600	1300	5500	16000	
	1800	22000/18000	1100	MDF1800	2軸式	電気／空気	時計	遊星1段平行1段	4050	1100	4150	2600	1300	5500	16000	
	2000	22000/18000	1100	MDF2000	2軸式	電気／空気	時計	遊星1段平行1段	4050	1100	4150	2600	1300	5500	16000	
	3700～11000	7950/12510	3500～5000	LGT-02	2軸式	空気／油圧	時計	－	7860	1600	7466	3200	1600	3040	33000	
	6500～19500	6600/9300	3400～4800	RB211	2軸式	空気／油圧	時計	－	9500	1900	8260	3500	1750	4100		
ダイハツディーゼル	183～367	41000	1500/1800	DT-4	1軸式	電気／空気	反時計	平行歯車2段	4250	620	3550	1550	803	3250	3000	
	368～551	34200	1500/1800	DT-6	1軸式	電気／空気	反時計	平行歯車2段	5500	742	4500	1800	1055	3600	4500	
	552～735	41000	1500/1800	DT-4W	1軸式	電気／空気	反時計	平行歯車2段	5500	767	4500	2300	1150	3600	6300	
	736～919	25000	1500/1800	DT-10	1軸式	電気／空気	反時計	平行歯車2段	6300	945	5300	2100	1324	3900	8200	
	920～1103	34200	1500/1800	DT-6W	1軸式	電気／空気	反時計	平行歯車2段	5700	737	4700	2300	1150	3900	7200	
	1104～1839	25000	1500/1800	DT-10W	1軸式	電気／空気	反時計	平行歯車2段	6800	1070	5800	2800	1400	4200	15000	
	220～367	41000	800～1200	DF-4	2軸式	電気／空気	時計	平行歯車2段	3100	775	2500	2800	700	2250	3700	
	368～551	35000	650～1000	DF-6	2軸式	電気／空気	時計	平行歯車2段	4000	910	3000	3300	800	2745	5400	
	552～735	25000	650～1000	DF-10	2軸式	電気／空気	時計	平行歯車2段	4900	1235	3800	3600	1000	3800	9300	

表5.3－2　横軸ガスタービン　仕様一覧及び主要寸法，概略質量（4／4）

製作会社	機関出力範囲 (kW)	機関回転速度 (min⁻¹)	出力軸回転速度 (min⁻¹)	形式	軸形式	始動方式	出力軸回転方向	減速機形式	主要寸法 A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	質量 (kg) ウエット	備考
石川島播磨重工業	920	22600	1500	IM150	2軸	電動	反時計	2段平行	4300	950	4300	2000	1000	2300	7200	
	2600	14200	1000	IM400	2軸	空気/油圧	反時計	2段平行	6000	1170	6000	2800	660	250	10210	
	5200	11450	1000	IM620	2軸	空気/油圧	反時計	2段平行	6600	1100	5600	2800	1400	2900	15000	

(2) ガスタービンの換気量

1）横軸形ガスタービンの換気量



（6）吸水槽流速の確認

① 平成 8 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）との整合性

既存の土木構造物の寸法で水位条件を同一とした場合の、既設計画吐出し量（5.0 m^3/s）と容量アップ後（6.5 m^3/s）の吸水槽内流速を表 9-14 に示す。

表 9-14　吸水槽の流速比較

	既設設備	容量アップ後	備　考
計画吐出し量　Q	5.0 m^3/s	6.5 m^3/s	
吸水槽巾　W	4500 mm	4500 mm	
没水深さ　G	2200 mm	2450 mm	
底盤距離　H	1500 mm	1250 mm	
水深　(G+H)	3700 mm	3700 mm	
非常停止水位	▽−4.700 m	▽−4.700 m	
吸水槽底盤レベル	▽−8.400 m	▽−8.400 m	
マウンド部レベル	▽−6.900 m	▽−6.900 m	
マウンド部没水深さ　S	2200 mm	2200 mm	
マウンド部流速　V_0	$\frac{5.0}{4.5\times2.2}=0.505$ =0.5 m/s	$\frac{6.5}{4.5\times2.2}=0.657$ =0.7 m/s	$V_0=\frac{Q}{W\times S}$
吸水槽流速　V_1	$\frac{5.0}{4.5\times3.7}=0.300$ =0.3 m/s	$\frac{6.5}{4.5\times3.7}=0.390$ =0.4 m/s	$V_1=\frac{Q}{W\times(G+H)}$

既存設備の流速は、平成 8 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）の値を満足している。（V_0=0.5 m/s≦0.5 m/s、V_1=0.3 m/s≦0.3 m/s――――――規定値と同等）

【平成 8 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）抜粋】

- 吸水槽入口深さ（S）は、できるだけ深い方が望ましいが、水位を主ポンプ運転可能最低水位とした場合において、断面平均流速（V_0）が、0.5 m/s 以下となるように定める。
- 吸水槽の深さ（G+H）は渦の発生防止のため、（S）と同様に主ポンプ運転可能最低水位、計画吐出し量の場合で主ポンプ接近流速（吸水槽断面平均流速（V_1））が最大でもが、0.3 m/s 程度となるようにする。

一方、容量アップ後の各々の吸水槽流速（V_0'、V_1'）は、平成 8 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）に規定された数値以上の流速であるので、吸水槽の改造が必要である。

（V_0'=0.7 m/s>0.5 m/s、V_1'=0.4 m/s>0.3 m/s――――規定値を満足していない）

② 平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）との整合性

容量アップ後の各々の吸水槽流速（V_0'、V_1'）が、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）に規定された流速以内であるかを下記に検討する。

【平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）抜粋／渦流防止板付オープン形吸水槽】

・V_0：0.5 m/s 程度とする

・V_1：吸水槽の深さ（G+H）は渦の発生防止のため、（S）と同様に主ポンプ運転可能最低水位、計画吐出し量の場合で主ポンプ接近流速（吸水槽断面平均流速）が 0.4 m/s 程度となるようにする。

容量アップ後の吸水槽流速（V_1'）は、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）で規定された流速以内であり、かつ、吸水槽寸法も渦流防止板を取り付けた平成 13 年版の寸法に合致している。その比較を、表 9-15　に示す。

（V_1'＝0.4 m/s≦0.4 m/s――――――規定値と同等）

表 9-15　吸水槽寸法の比較

	既設設備	平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）	備　考
吸水槽巾　W	4500 mm	4400 mm	ほぼ同等
背面距離　F	1650 mm	1800 mm	（*1）ほぼ同等
渦流防止板高さ　h	（*1）（350 mm）	400 mm	
没水深さ　G	2200 mm	2450 mm	G,H 個別の寸法は異なるが、（G+H）が同一である。
底盤距離　H	1500 mm	1250 mm	
水深　（G+H）	3700 mm	3700 mm	

（*1）：渦流防止板高さ（h）は、平成 8 年版に規定がないが、下記計算よりほぼ同等の寸法で設置可能といえる。

h＝背面距離（F）－（ポンプ開口寸法開口／2）

＝1650－（2600／2）＝350 mm

一方、容量アップ後のマウンド部流速（V_0'）は、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）に規定された流速以上であるので、模型の吸水槽により問題となる渦の発生があるか確認する必要がある。

（V_0'＝0.7 m/s＞0.5 m/s――――――規定値を満足していない）

実機への適用を検討する場合は、模型試験により、有害な渦の発生がないことを確認し、模型に相似な形状に改造する必要がある。なお、この場合でも吸水槽の寸法を拡大する改造は、検討の対象としない。

本検討においては、マウンド部の水位を上げることにより、対応が可能となるかを以下に検討する。マウンド部の流速を 0.5 m/s 程度とするための水深（S'）を求める。

$$V_0' = \frac{Q'}{W \times S'} \quad \therefore S' = \frac{Q'}{W \times V_0'} \quad S' = \frac{6.5}{4.5 \times 0.5} = 2.888m \fallingdotseq 2.85\,\mathrm{m}$$

従って、マウンド部の流速を 0.5 m/s 程度とするための水深は、S'＝2.85 m 程度必要であり、既存設備の（S＝2200 mm）に比べて、約 650 mm 水位を上昇させる必要があり、その水位は、LLWL ▽−4.050 m となる。

また、既存設備は、除塵機が手掻き式のため、スクリーン損失水頭を 0.3 m 見込んでいる。これを定置式機械除塵方式に変更することにより、スクリーン損失水頭を 0.1 m とすることができるため、マウンド部の水深をその差（0.3−0.1＝0.2 m）分、下げることが可能となる。

すなわち、定置式機械除塵方式を採用し、既存水位を表 9-16 のように変更することにより、容量アップが行えることになる。

表 9-16　吸水槽水位の比較

	既存設備	容量アップ後	
除塵機形式	手掻き式	手掻き式	定置式機械除塵式
スクリーン損失	0.3 m	0.3 m	0.1 m
運転水位（内水位）	▽−3.400 m	▽−3.400 m	▽−3.400 m
停止水位（内水位）	▽−4.400 m	▽−3.750 m	▽−3.950 m
非常停止水位	▽−4.700 m	▽−4.050 m （既設より 0.65 m アップ）	
マウンド部底盤レベル	▽−6.900 m		
マウンド部水深 S	2.2 m	2.850 m	
計画吐出し量 Q	5.0 m^3/s	6.50 m^3/s	
マウンド部の流速 V_0	0.505 m/s ＝0.5 m/s	0.507 m/s＝0.5 m/s	

（7）サージングの検討

ポンプ全台急停止時のアップサージを計算し、上昇水面が吐出し水槽天端レベルを超えないか検討する。アップサージの計算は、ヤコブソンの容量線図より求める。

F　：　吐出し水槽開口部の自由表面積＝8.9×3.75＝33.375（m^2）

L　：　樋管の長さ＝25.5（m）

A　：　樋管の断面積＝2.0×2.5＝5.0（m^2）

g　：　自由落下の加速度＝9.8（m/s^2）

SA　：　流量Q_0が急断したときの運転時水面からの最大ダウンサージ量（m）

Q_0　：　運転時流量＝6.5（m^3/s）×2台＝13（m^3/s）

Hf_1　：　樋管の損失水頭＋速度水頭（ただし、流量Q_0の値）

樋管の流速；V＝6.5×2／5＝2.6（m/s）　　速度水頭　；$V^2/2g$＝0.34（m）

損失水頭　；1.0（m）　　∴Hf_1＝1.0+0.34＝1.34（m）

Hf_2　：　流量Q_0が吐出し水槽に流出入するときの絞り損失水頭≒0（m）

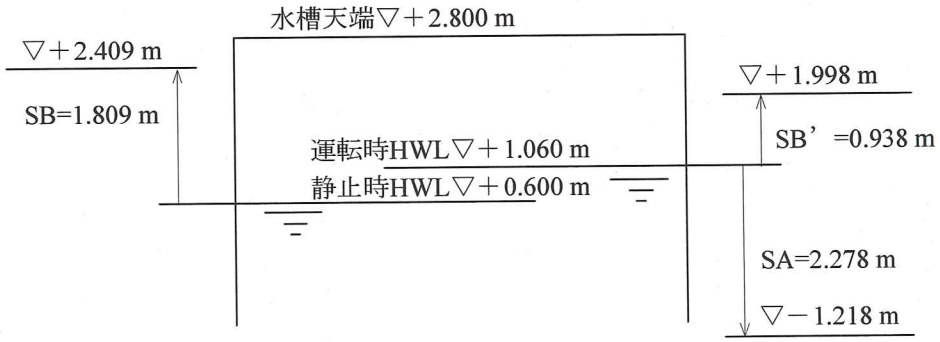
SB　：　流量Q_0が急に流れたときの静止時水面からの最大アップサージ量（m）

ダウンサージからアップサージになる時のアップサージ量：SB'＝SA－Hf_1

$$b_0 = \frac{Hf_1}{Q_0}\sqrt{\frac{F \cdot g}{L/A}} = \frac{1.34}{13} \times \sqrt{\frac{33.375 \times 9.8}{25.5/5}} = 0.83$$

$$\frac{SA}{Hf_1} = 1.7 \therefore SA = 1.7 \times 1.34 = 2.278, \qquad \frac{SB}{Hf_1} = 1.35 \therefore SB = 1.35 \times 1.34 = 1.809$$

$$SB' = 2.278 - 1.34 = 0.938$$



従って、アップサージによる、水面上昇で吐出し水槽天端レベルを超えることはない。

【平成13年版 揚排水ポンプ設備設計指針（案）抜粋】

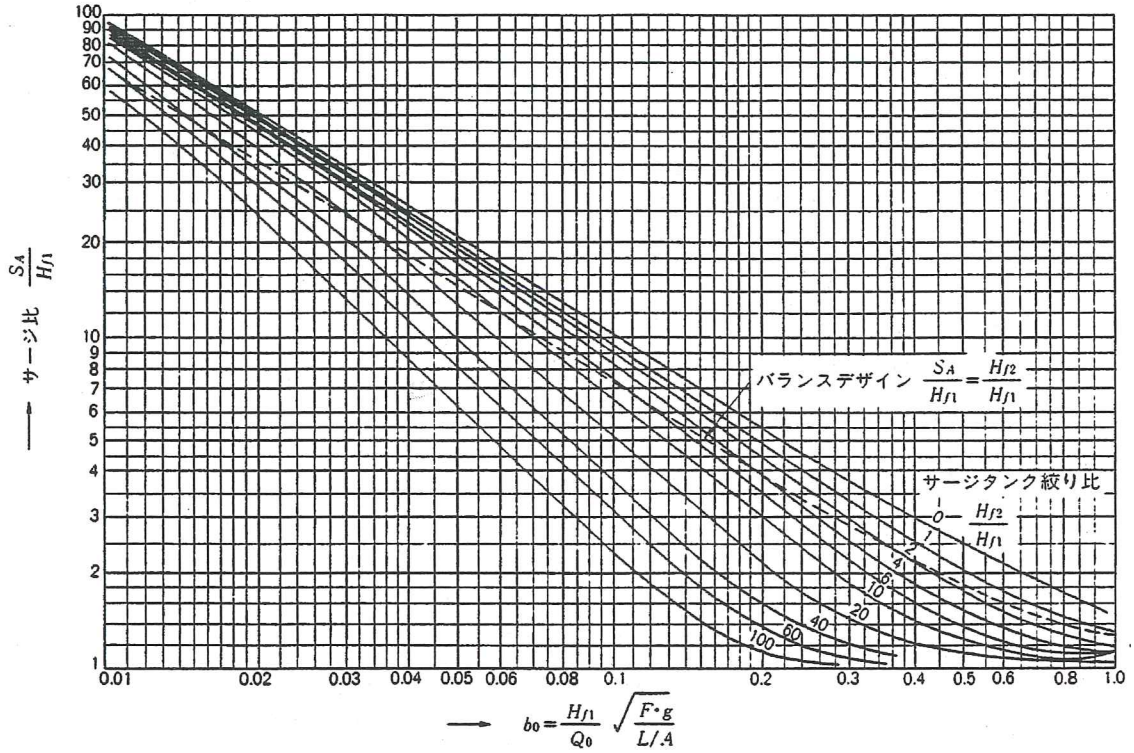


図 65－1　ヤコブソンの吐出水槽容量線図（ポンプ急停止の場合）

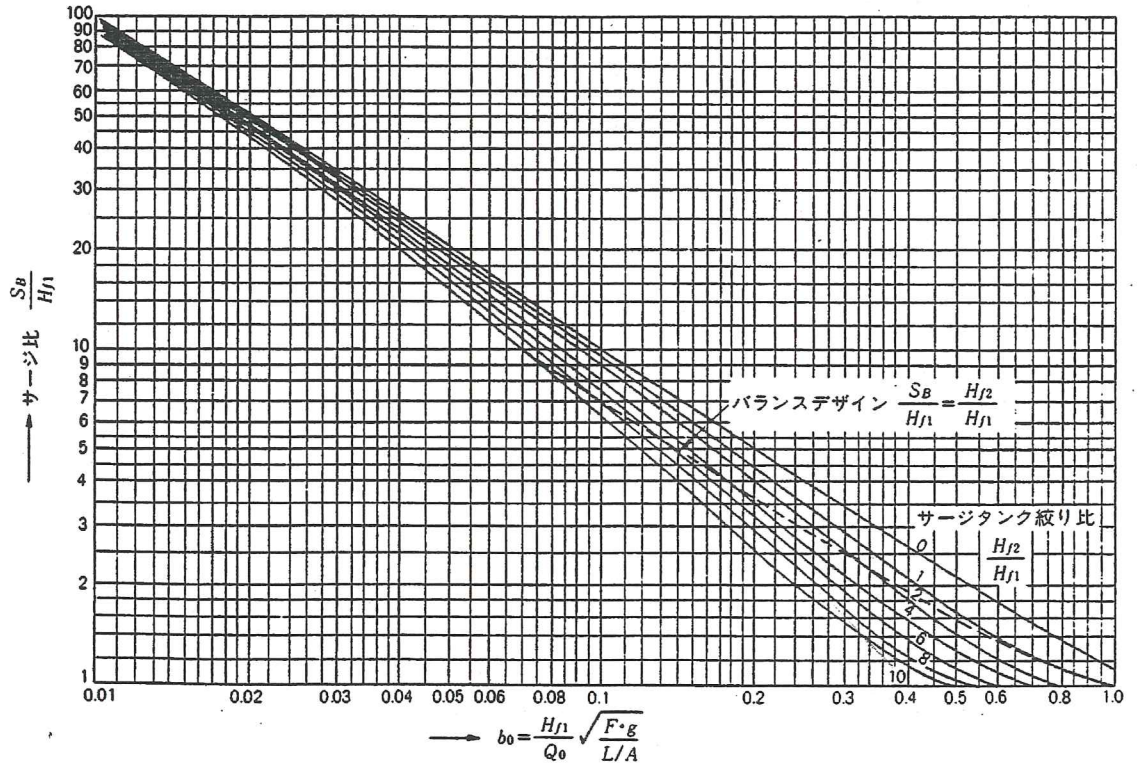


図 65－2　ヤコブソンの吐出水槽容量線図（ポンプ急起動の場合）

9.3.3. 横軸軸流ポンプの場合

（1）現状吸水槽寸法の確認

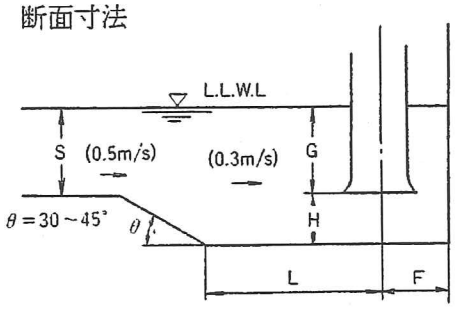
現状の吸水槽寸法は下記の通りであり、平成8年版「揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説」の規定どおりである。

表9-17　吸水槽寸法

		平成8年版 吸水槽寸法	現　状 吸水槽寸法	結　果
ポンプ口径	D	800 mm	800 mm	—
吸水槽巾	W	(2400 mm) * 3.0D	2400 mm	規定どおり
背面距離	F	900 mm (1.1D) *	900 mm	規定どおり
没水深さ	G	1200 mm 以上 (1.5D 以上) *	1200 mm	規定どおり
底盤距離	H	800 mm (1.0D) *	800 mm	規定どおり
マウンドまでの距離 θ=30°	L	(2400 mm 以上) * 3.0D 以上	6875 mm	規定どおり
マウンドまでの距離 θ=45°	L	(3600 mm 以上) * 4.5D 以上	—	—
マウンド部没水深さ	S	(1125 mm 以上) * V_0=0.5 m/s 以下	1120 mm	ほぼ規定どおり
マウンド部流速	V_0	0.5 m/s	0.5 m/s	規定どおり
吸水槽流速	V_1	0.3 m/s	0.3 m/s	規定どおり

注：( )*内は、基準値より算出した値を示します。

断面寸法



（2）増量後の吐出し量の決定

増量後の吐出し量は、下記とする。

現状吐出し量　　：　1.35 m^3/s（100%）

増量後吐出し量　：　1.50 m^3/s（110%）

（3）ポンプ仕様の決定

1）水位条件

既設施設と高流速吸水槽の水位条件は、同一とする。



2）実揚程

水位関係より、各実揚程を求める。

① 計画最高実揚程（Hamax）

計画最高実揚程は、「計画最高外水位－運転停止吸水槽水位」より求める。

（EL－0.500）－（EL－2.600）＝2.10 m

② 機場計画実揚程（Ha）

機場計画実揚程は、「計画最高外水位－運転開始内水位」より求める。

（EL－0.500）－（EL－1.700）＝1.20 m

③ 最低実揚程（Hamin）

最低実揚程は、「運転開始外水位－運転開始内水位」より求める。

（EL－1.700）－（EL－1.700）＝0.0 m

3）全揚程

全揚程は、下記の式で求める。

全揚程＝機場計画実揚程＋スクリーン損失水頭＋配管損失水頭＋吐出樋管損失水頭

既設施設と容量アップ後の損失水頭は下記の通りである。

表 9-18　損失水頭

	既設施設	容量アップ後	備　　考
吐出し量	1.35 m^3/s	1.5 m^3/s	
スクリーン損失水頭	0.1 m	0.1 m	
吸込配管損失水頭	0.1 m	0.13 m	損失水頭は、吐出し量の２乗に比例する。
吐出配管損失水頭	0.5 m	0.62 m	
吐出樋管損失水頭	0.3 m	0.37 m	

従って、全揚程（H）は下記となる。

① 既設施設

全揚程（H）＝1.2＋0.1＋（0.1＋0.5）＋0.3＝2.2 m

② 容量アップ後

全揚程（H）＝1.2＋0.1＋（0.13＋0.62）＋0.37＝2.42＝2.5 m

4）吸込性能

① ポンプ回転速度の決定

ポンプ回転速度（n min^{-1}）は、比速度（Ns）より、下式で求める。

$$n = Ns\frac{H^{3/4}}{Q_0^{1/2}}$$

（注）H　：計画点における全揚程（m）

Q_0 ：計画点における吐出し量（m^3/min）

比速度（Ns）は、下記の値を用いる。

a）既設施設：軸流ポンプ Ns＝1500

$$n = 1500 \times \frac{2.2^{3/4}}{(1.35 \times 60)^{1/2}} = 301 \ \ min^{-1}$$

b）容量アップ後：軸流ポンプ Ns＝1500

$$n = 1500 \times \frac{2.5^{3/4}}{(1.5 \times 60)^{1/2}} = 314 \ \ min^{-1}$$

② 計画点における必要NPSH

ポンプの必要NPSH（Hsvo）は、吸込比速度（S）より、下記の式で求める。

$$Hsvo = \left(\frac{n \times Q_0^{1/2}}{S} \right)^{4/3}$$

一般に、吸込比速度（S）は、下記の値を用いる。

a）既設施設　　：軸流ポンプ　　S＝1200

$$Hsvo = \left(\frac{301 \times (1.35 \times 60)^{1/2}}{1200} \right)^{4/3} = 2.96 \ \mathrm{m}$$

b）容量アップ後：軸流ポンプ　　S＝1250

$$Hsvo = \left(\frac{314 \times (1.5 \times 60)^{1/2}}{1250} \right)^{4/3} = 3.18 \ \mathrm{m}$$

③ 計画点以外における必要NPSH

ポンプの必要NPSH（Hsv）は、下記の式で求める。

$$Hsv = \left(\frac{n \times Q_0^{1/2}}{S} \right)^{4/3}$$

（注）「S」は、下記の方法で求める。

a）計画点以外における実揚程（ha）、計画全揚程（H）および計画における配管損失水頭（hlo）から、実揚程比（ha/H）、損失水頭比（hlo/H）を求める。

b）求めた実揚程比、損失水頭比から、次頁の「ポンプ特性図」により吐出し量比（q％）を求める。

c）求めた吐出し量比（q％）から、次頁の「吸込比速度図」により「S」を求める。

【揚排水ポンプ設備設計指針（案）抜粋】

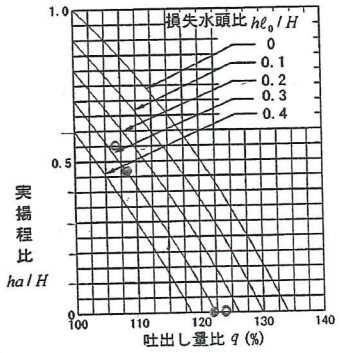


図８－19　n_s＝1500軸流ポンプの特性図

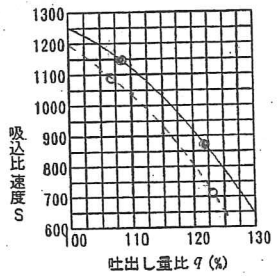


図８－21　n_s＝1500軸流ポンプの吸込比速度

———— ：S＝1250 を示す。（H13 年版による）

--------- ：S＝1200 を示す。（H8 年版による）

④ 吸込比速度

a）計画点以外（0-0 運転時▽－1.700 m）における必要 NPSH（Hsv）

実揚程　　ha＝（▽－1.700）－（▽－1.700）＝0.0 m

計画全揚程

・既設施設　　H＝2.2 m

・容量アップ後　　H＝2.5 m

実揚程比　　ha/H＝0.0

損失水頭比

・既設施設　　hlo／H＝0.6／2.2＝0.27

・容量アップ後　　hlo／H＝0.75／2.5＝0.30

吐出し量比

・既設施設　　q＝123 %

・容量アップ後　　q＝122 %

吸込比速度

・既設施設　　S＝710

・容量アップ後　　S＝860

必要 NPSH（Hsv）

・既設施設　　$Hsv = \left(\frac{301 \times (1.35 \times 60)^{1/2}}{710} \right)^{4/3} = 5.96 \ \text{m}$

・容量アップ後　　$Hsv = \left(\frac{314 \times (1.5 \times 60)^{1/2}}{860} \right)^{4/3} = 5.24 \ \text{m}$

b）計画点以外（非常停止水位▽－2.900 m）における必要 NPSH（Hsv）

実揚程　　ha＝（▽－1.700）－（▽－2.900）＝1.20 m

計画全揚程

・既設施設　　H＝2.2 m

・容量アップ後　　H＝2.5 m

実揚程比

・既設施設　　ha／H＝1.2／2.2＝0.55

・容量アップ後　　ha／H＝1.2／2.5＝0.48

損失水頭比

・既設施設　　hlo／H＝0.6／2.2＝0.27

・容量アップ後　　hlo／H＝0.75／2.5＝0.30

吐出し量比

・既設施設　　q＝107 %

・容量アップ後　　q＝108 %

吸込比速度

・既設施設　　S＝1090

・容量アップ後　S＝1150

必要NPSH（Hsv）

・既設施設　$Hsv = \left(\frac{301 \times (1.35 \times 60)^{1/2}}{1090} \right)^{4/3} = 3.37 \ \mathrm{m}$

・容量アップ後　$Hsv = \left(\frac{314 \times (1.5 \times 60)^{1/2}}{1150} \right)^{4/3} = 3.55 \ \mathrm{m}$

⑤ 吸込実揚程（hso）

吸込実揚程（hso）は、下記の式で求める。

hso：吸水位からポンプ羽根車入口上端までの高さ

（注）①U：ポンプ吐出し量または、ポンプ口径に対応した寸法（mm）

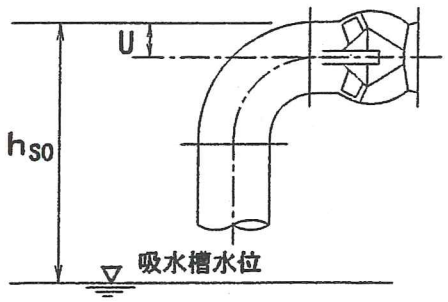


図9-5　横軸ポンプのhso

表9-19　Uの寸法

吐出し量 (m^3/s)	0.20 超 0.38 以下	0.38 超 0.60 以下	0.60 超 0.83 以下	0.83 超 1.17 以下	1.17 超 1.50 以下	1.50 超 1.92 以下	1.92 超 2.50 以下	2.50 超 3.33 以下	3.33 超 4.25 以下	4.25 超 5.42 以下	5.42 超 6.67 以下	6.67 超 8.00 以下	8.00 超 10.0 以下
U(mm)	200	250	300	350	400	450	500	600	675	750	825	900	1000

a）計画点でのhso（停止水位▽−2.600 m）

・hso＝（▽−2.600）−｛(▽+1.050）+0.4｝＝−4.05 m

b）計画点以外でのhso（0-0 運転時▽−1.700 m）

・hso＝（▽−1.700）−｛(▽+1.050）+0.4｝＝−3.15 m

c）計画点以外でのhso（非常停止水位▽−2.900 m）

・hso＝（▽−2.900）−｛(▽+1.050）+0.4｝＝−4.35 m

⑥ 利用 NPSH

計画点における利用 NPSH（hsvo）は、下記の式で求める。

$$hsvo = \frac{10^6}{\rho \cdot g}(Pa - Pv) \pm hso - hlso - \beta$$

（注） hsvo ：計画点における利用 NPSH

ρ ：水の密度（1000 kg/m^3）

Pa ：大気圧（0.101 MPa）

Pv ：水の飽和蒸気圧（0.0032 MPa）

hso ：吸込実揚程（m）

hlso ：計画点における吸込側配管損失水頭（m）

β ：余裕水頭（0.5 m）

a）計画点（停止水位▽−2.600 m）における利用 NPSH（hsov）

・既設施設 $$hsvo = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) - 4.05 - 0.1 - 0.5 = 5.32 \ \text{m}$$

・容量アップ後 $$hsvo = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) - 4.05 - 0.13 - 0.5 = 5.29 \ \text{m}$$

b）計画点以外（0-0 運転時▽−1.700 m）における利用 NPSH（hsv）

・既設施設

$$hsv = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) - 3.15 - (0.1 \times 1.23^2) - 0.5 = 6.17 \ \text{m}$$

・容量アップ後

$$hsv = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) - 3.15 - (0.13 \times 1.22^2) - 0.5 = 6.13 \ \text{m}$$

c）計画点以外（非常停止水位▽−2.900 m）における利用 NPSH（hsv）

・既設施設

$$hsv = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) - 4.35 - (0.1 \times 1.07^2) - 0.5 = 5.01 \ \text{m}$$

・容量アップ後

$$hsv = \frac{10^6}{1000 \times 9.8}(0.101 - 0.0032) - 4.35 - (0.13 \times 1.08^2) - 0.5 = 4.97 \ \text{m}$$

⑦ 判定

キャビテーションが発生するかしないかは、下記のように必要 NPSH と、余裕を考慮した利用 NPSH との比較により判定する。しかしこの判定は、計画点で運転される場合だけでなく、計画点以外で運転される場合についても行い、

hsv（利用 NPSH）≧Hsv（必要 NPSH）

であれば、キャビテーションが発生せず、ポンプは安全に全速運転を行うことが出来る。

⑧ 吸込性能の検討

表 9-20　吸込性能の検討

	名　　称		既設施設	容量アップ
計画点 仕　様	形　　式		横軸軸流ポンプ	横軸軸流ポンプ
	口　　径		800 mm	800 mm
	吐出し量	Q_0	1.35 m^3/s	1.5 m^3/s
	全揚程	H	2.2 m	2.5 m
	回転速度	n	301 min^{-1}	314 min^{-1}
	比速度	Ns	1500	1500
据　付 条　件	ポンプ軸中心レベル		▽＋1.050 m	▽＋1.050 m
	U 寸法		0.4 m	0.4 m
	最低実揚程時吸水位		▽－1.700 m	▽－1.700 m
	最低吸水位		▽－2.900 m	▽－2.900 m
計画点 運転時 停止水位 ▽－2.600 m	吸込管損失水頭	hlso	0.1 m	0.13 m
	利用 NPSH	hsvo	5.32 m	5.29 m
	吸込比速度	S	1200	1250
	必要 NPSH	Hsvo	2.96 m	3.18 m
最低 実揚程 運転時 0-0 運転 ▽－1.700 m	吸込管損失水頭	hls	0.151 m	0.193 m
	利用 NPSH	hsv	6.17 m	6.13 m
	実揚程比	ha/H	0.0	0.0
	損失水頭比	hlo/H	0.27	0.30
	吐出し流量比	q	123 %	122 %
	吸込比速度	S	710	860
	必要 NPSH	Hsv	5.96 m	5.24 m
最低 吸水位 運転時 非常停止 水位 ▽－2.900 m	吸込管損失水頭	hls	0.11 m	0.15 m
	利用 NPSH	hsv	5.01 m	4.97 m
	実揚程比	ha/H	0.55	0.48
	損失水頭比	hlo/H	0.27	0.30
	吐出し流量比	q	107 %	108 %
	吸込比速度	S	1090	1150
	必要 NPSH	Hsv	3.37 m	3.55 m
計画点 運転時	『hsvo』と『Hsvo』の比較		5.32＞2.96	5.29＞3.18
	キャビテーション発生の有無		無	無
最低実揚程 運転時	『hsv』と『Hsv』の比較		6.17＞5.96	6.13＞5.24
	キャビテーション発生の有無		無	無
最低吸水位 運転時	『hsv』と『Hsv』の比較		5.01＞3.37	4.97＞3.55
	キャビテーション発生の有無		無	無

⑨ 吸込性能の検討（横軸ポンプで130％増量のケーススタディ）

横軸ポンプにおいてはⅡ型の適用がないので容量アップの限界は、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）に示されている、「主ポンプ計画吐出し量とポンプ口径の関係図」の各口径毎の最大吐出し量までとなっている。

本項では、横軸ポンプにおいて、高流速、高比速度とした場合の、吸込性能の検討を行う。検討条件とその結果を、表 9-21 に示す。

表 9-21　吸込性能の検討（横軸ポンプ・130％増量の場合）

	名　　称	既設施設	容量アップ（130％）
計画点仕様	実揚程	1.2 m	1.2 m
	スクリーン損失水頭	0.1 m	0.1 m
	吸込配管損失水頭	0.1 m	0.17 m
	吐出配管損失水頭	0.5 m	0.85 m
	吐出樋管損失水頭	0.3 m	0.51 m
	全揚程　H	2.2 m	2.9 m
	吐出し量　Q_0	1.35 m^3/s	1.75 m^3/s（130％）
	形　　式	横軸軸流ポンプ	横軸軸流ポンプ
	口　　径	800 mm	800 mm
	回転速度　n	301 min^{-1}	434 min^{-1}
	比速度　ns	1500	2000
据付条件	ポンプ床レベル	▽＋0.300 m	▽＋0.300 m
	ポンプ軸中心レベル	▽＋1.050 m	▽＋1.050 m
	U 寸法	0.4 m	0.4 m
	停止水位	▽－2.600 m	▽－2.600 m
	吸込実揚程　hso （ポンプ軸中心レベル）＋（U 寸法）－（停止水位） ＝（1.050）＋（0.4）－（－2.600）＝4.05	－4.05 m	－4.05 m
計画点運転時 停止水位 ▽－2.600 m	必要 NPSH　Hsvo $H_{SVO}=\left(\frac{n\times(Q_0\times60)^{1/2}}{S}\right)^{4/3}$		
	吸込比速度　S	1200	1200
	必要 NPSH　Hsvo	2.96 m	5.73 m
	利用 NPSH　hsvo $h_{SVO}=\frac{10^6}{\rho\cdot g}(P_a-P_V)\pm h_{SO}-hl_{SO}-\beta$ ρ　：水の密度（1000 kg/m^3） Pa　：大気圧（0.101 MPa） Pv　：水の飽和蒸気圧（0.0032 MPa） hso　：吸込実揚程（m） hlso　：計画点における吸込側配管損失水頭（m） β　：余裕水頭（0.5 m）		
	吸込管損失水頭　hlso	0.1 m	0.17 m
	利用 NPSH　hsvo	5.32 m	5.26 m
計画点運転時	『hsvo』と『Hsvo』の比較	5.32＞2.96	5.26＜5.73
	キャビテーション発生の有無	無	有

表 9-21 のように、吐出し量を 1.75 m^3/s（130 %）まで増量し、横軸軸流ポンプにおいて高流速、高比速度を適用した場合の吸込性能は、計画点運転時においても、

「利用 NPSH（hsvo）」＜「必要 NPSH（Hsvo）」

となり、キャビテーションの発生があるため、横軸軸流ポンプでは、高流速、高比速度を適用できない。

5）駆動機容量の検討

ポンプ駆動用の原動機出力は、下記の式より求める。

$$P = \frac{\rho \times g \times Q \times H}{1000 \times \eta} \times (1 + \alpha)$$

P ：主原動機出力（kW）

ρ ：密度（kg/m^3）

g ：自由落下の加速度（m/s^2）

Q ：ポンプ計画吐出し量（m^3/s）

H ：ポンプ計画全揚程（m）

η ：総合効率

① 既設施設のポンプ

密度	ρ =1000 kg/m^3
自由落下の加速度	g=9.8 m/s^2
ポンプ計画吐出し量	Q=1.35 m^3/s
ポンプ計画全揚程	H=2.2 m
ポンプ効率	η_P=79 %（平成 8 年版）
減速機効率（遊星）	η_G=95 %
総合効率	$\eta = \eta_P \times \eta_G$=79 %×95 %

$$P = \frac{1000 \times 9.8 \times 1.35 \times 2.2}{1000 \times 0.79 \times 0.95} \times (1 + 0.2) = 38.8 \times 1.2 = 46.6 = 50 \ \ kW$$

② 容量アップ後のポンプ

密度	ρ =1000 kg/m^3
自由落下の加速度	g=9.8 m/s^2
ポンプ計画吐出し量	Q=1.5 m^3/s
ポンプ計画全揚程	H=2.5 m
ポンプ効率	η_P=80 %（平成 13 年版）
減速機効率（遊星）	η_G=95 %−0.5 %（空冷）=94.5 %
総合効率	$\eta = \eta_P \times \eta_G$=80 %×94.5 %

$$P = \frac{1000 \times 9.8 \times 1.5 \times 2.5}{1000 \times 0.8 \times 0.945} \times (1 + 0.2) = 48.7 \times 1.2 = 58.5 = 60 \ \ kW$$

原動機の形式は、原動機の寸法や消音器の寸法等を含めた設置スペースの検討や燃料、冷却水、換気設備など総合的に検討して決定する必要がある。

参考として、ディーゼル機関容量アップに伴う設備比較を表 9-22 に示す。

表 9-22　容量アップに伴う設備比較

<table>
<tr><th colspan="2" rowspan="2"></th><th>既存設備</th><th>容量アップ後の原動機</th><th rowspan="2">備　考</th></tr>
<tr><th>ディーゼル機関</th><th>ディーゼル機関</th></tr>
<tr><td colspan="2">出　力（P_E）</td><td>50 kW</td><td>60 kW</td><td></td></tr>
<tr><td colspan="2">質　量</td><td>1,903 kg</td><td>同　左</td><td></td></tr>
<tr><td colspan="2">寸　法　長（A）
巾（E）
高（C）</td><td>2,299 mm
1,044 mm
1,316 mm</td><td>同　左</td><td></td></tr>
<tr><td rowspan="3">燃料系統</td><td>燃料消費量（B_E）</td><td>0.34 kg/kW・h</td><td>同　左</td><td rowspan="3">燃料系統機器の設備容量の検討</td></tr>
<tr><td>燃料貯油槽容量
（Q）</td><td colspan="2">$Q=\frac{B_E \cdot P_E \cdot t}{1000 \cdot W_F}(1+\alpha)\times 2$台
t　：運転時間（48h）
α：余裕率（0.2）
W_F：燃料油の密度（A 重油＝0.83）
2.4≒3Kl（A 重油）　｜　2.9≒3Kl（A 重油）</td></tr>
<tr><td>燃料小出槽
（3 時間として）</td><td>123≒200 ﾘｯﾄﾙ
（A 重油）</td><td>148≒200 ﾘｯﾄﾙ
（A 重油）</td></tr>
<tr><td colspan="2">冷却水系統
必要水量（Q_{WE}）</td><td colspan="2">$Q_{WE}=\frac{P_E \cdot B_E \cdot H_U \cdot \tau}{60 \cdot \Delta T \cdot C \cdot \gamma}\times 2$台
H_U：燃料の発生熱量＝42,700kJ/kg
τ　：冷却水放熱率＝0.3
△T：冷却水の出入口温度差＝15 ℃
C　：冷却水の比熱＝4.19 kW・s/kg℃
γ　：冷却水の単位体積当たりの質量
116=**150** ﾘｯﾄﾙ**/min**　｜　139=**150** ﾘｯﾄﾙ**/min**</td><td>冷却水設備の検討</td></tr>
<tr><td rowspan="2">換気設備</td><td>燃焼に必要な空気量
（V_E）</td><td colspan="2">$V_E=\frac{A_0 \cdot B_E \cdot P_E \cdot K}{60}\times\frac{P_0}{P_N}\times\frac{(t_N+273)}{273}\times 2$台
A_0：燃焼必要理論空気量＝10.6 Nm^3/kg
K　：空気過剰係数＝2.5
P_0：標準気圧＝1,013 hPa
P_N：運転時の大気圧＝920 hPa
t_N：運転時の気温＝37 ℃
19≒20 m^3/min　｜　23≒25 m^3/min</td><td>換気設備の検討</td></tr>
</table>

（4）ポンプ開口寸法の検討

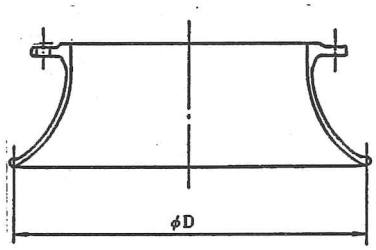
既存設備のポンプ開口部の寸法は、平成8年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）・口径800 mm 横軸軸流ポンプの寸法を基準に、φ1350 mm の開口が開けられている。

横軸ポンプの容量アップを検討する場合、吸込管のベルマウス部の寸法が最大となるが、横軸ポンプにおいては、Ⅱ型の適用がないので開口部に対する検討は不要である。

参考として、下記に、開口寸法とダクタイル鋳鉄管ベルマウス径の一例を示す。

表9-23　ポンプ開口とベルマウス最大径

ポンプ口径 mm	ポンプ開口部寸法（E） mm	ベルマウスの最大径（D） mm
400	φ700	600
500	φ900	750
600	φ1100	900
700	φ1250	1050
800	φ1350	1200
900	φ1500	1350
1000	φ1700	1440
1200	φ2000	1630
1350	φ2200	1770
1500	φ2400	1910
1650	φ2600	1955
1800	φ2800	2130
2000	φ3100	2360



（5）床荷重の検討

① 主ポンプ

横軸ポンプの場合は、Ⅱ型の適用がないので、容量アップ後の床荷重は、既存ポンプ設備の床荷重と同一であり、本検討は不要である。

参考として、下記に、平成13年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）の横軸軸流ポンプの機器概略荷重を示す。この床荷重は、吸込ベルマウス部からポンプ据付床面までの長さを基準に、（ポンプ質量＋水質量）×1.2 として算出されたものである。吸込ベルマウス部からポンプ据付床面までの長さは、L＝4.4 m であるので、床荷重は下記となる。

既設ポンプ床荷重　　：　W_P＝76,000＋10,900×（4.4－4.0）＝80,360＝80,500 N

(4) 横軸斜流及び軸流ポンプの荷重

横軸斜流及び軸流ポンプの土木検討のための概略荷重を次表に示す。

（単位　N）

吐出し量（m³/s）	ポンプ荷重		吸込管荷重（吸込管1m当り）
	斜流ポンプ	軸流ポンプ	
0.20超　0.38以下	22,000	21,500	3,100
0.38超　0.60以下	35,000	31,500	4,600
0.60超　0.83以下	50,000	44,000	6,600
0.83超　1.17以下	68,000	58,000	8,600
1.17超　1.50以下	89,000	76,000	10,900
1.50超　1.92以下	113,000	96,000	13,500
1.92超　2.50以下	143,000	118,000	16,200
2.50超　3.33以下	211,000	166,000	22,600
3.33超　4.25以下	278,000	211,000	28,300
4.25超　5.42以下	354,000	271,000	34,500
5.42超　6.67以下	445,000	337,000	41,900
6.67超　8.00以下	535,000	410,000	49,400
8.00超　10.00以下	670,000	515,000	60,030

（注）(1) 上記の値はブルマウス入口から据付床面までの長さを4mとして（ポンプ質量＋吸込管部の質量＋水質量）×1.2として算出したものである。
(2) 吸込管荷重はベルマウス入口から据付床面までの寸法が4mを外れた時の加減用として1m当りの（吸込管質量＋水質量）×1.2の値を算出したものである。

② 原動機

a）既設原動機床荷重

既存設備の原動機床荷重は、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）の循環水冷方式ディーゼル機関のウエット質量（平均値）×1.3 として算出する。なお、既存設備の原動機出力は、50 kW／1500 min^{-1} であり、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）の 100 kW 級の（平均値）を採用する。

既設原動機床荷重　：　W_E＝（1,903×1.3）×9.8＝24,244 N

b）容量アップ後の原動機床荷重

容量アップ後の原動機出力は、60 kW であり、前記と同様に平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）の 100 kW 級の（平均値）を採用する。

容量アップ後の原動機床荷重　：　W_E'＝（1,903×1.3）×9.8＝24,244 N

【原動機床荷重のまとめ】

・既設原動機床荷重　：　W_E＝24,244 N（ディーゼル機関）

・容量アップ後の原動機床荷重　：　W_E'＝24,244 N（ディーゼル機関）

本荷重を基に、床強度の計算を行うことになるが、本検討においては荷重が同一のため、床強度の詳細検討は省略する。

原動機の形式は、原動機の寸法や消音器の寸法等を含めた設置スペースの検討や燃料、冷却水、換気設備など総合的に検討して決定する必要がある。

参考として、ディーゼル機関容量アップに伴う設備比較を次頁に示す。

表5.3－3　循環水冷方式ディーゼル機関　仕様一覧および主要寸法、概略質量（1／9）

機関出力(kW)	機関回転速度(min^{-1})	メーカ名	形式	燃焼方式	シリンダ数	過給方式	回転方向	主要寸法(mm) A	B	C	D	E	質量(kg) ウエット	始動空気槽容量(ℓ)	初期潤滑油ポンプ電動機容量(kW)	備考
100	1,200	平均値						2,299	498	1,316	1,452	1,044	1,937			
		ダイハツ	M2SP	予熱	6	高過給	反時計(可逆)	2,006	515	1,325	1,425	1,200	1,550	100	0.40	
		新潟	6L13CXB	直噴	6	高過給	反時計	2,408	470	1,360	1,470	1,015	2,060	100	0.40	
		ヤンマー	6KDL	予熱	6	無過給	反時計(可逆)	2,484	510	1,262	1,460	916	2,200	80	0.40	
	1,500	平均値						2,299	498	1,316	1,452	1,044	1,903			
		ダイハツ	M2TP	予熱	6	過給	反時計(可逆)	2,006	515	1,325	1,425	1,200	1,450	100	0.40	
		新潟	6L13CXB	直噴	6	高過給	反時計	2,408	470	1,360	1,470	1,015	2,060	100	0.40	
		ヤンマー	6KDL	予熱	6	無過給	反時計(可逆)	2,484	510	1,262	1,460	916	2,200	80	0.40	
	1,800	平均値						2,207	493	1,343	1,448	1,108	1,755			
		ダイハツ	M2TP	予熱	6	過給	反時計(可逆)	2,006	515	1,325	1,425	1,200	1,450	100	0.40	
		新潟	6L13CXB	直噴	6	高過給	反時計	2,408	470	1,360	1,470	1,015	2,060	100	0.40	

（6）吸水槽流速の確認

1）平成 8 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）との整合性

既存の土木構造物の寸法で水位条件を同一とした場合の、既設計画吐出し量（1.35 m^3/s）と容量アップ後（1.5 m^3/s）の吸水槽内流速を表 9-24 に示す。

表 9-24　吸水槽の流速比較

	既設設備	容量アップ後	備　考
計画吐出し量　Q	1.35 m^3/s	1.5 m^3/s	
吸水槽巾　W	2400 mm	2400 mm	
没水深さ　G	1200 mm	1200 mm	
底盤距離　H	800 mm	800 mm	
水深　G+H	2000 mm	2000 mm	
非常停止水位	▽−2.900 m	▽−2.900 m	
吸水槽底盤レベル	▽−4.900 m	▽−4.900 m	
マウンド部レベル	▽−4.020 m	▽−4.020 m	
マウンド部没水深さ　S	1120 mm	1120 mm	
マウンド部流速　V_0	$\frac{1.35}{2.4\times1.12}=0.502$ =0.5 m/s	$\frac{1.5}{2.4\times1.12}=0.558$ =0.6 m/s	$V_0=\frac{Q}{W\times S}$
吸水槽流速　V_1	$\frac{1.35}{2.4\times2.0}=0.281$ =0.3 m/s	$\frac{1.5}{2.4\times2.0}=0.313$ =0.3 m/s	$V_1=\frac{Q}{W\times(G+H)}$

既存設備の流速は、平成 8 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）の値を満足している。（V_0=0.5 m/s≦0.5 m/s、V_1=0.3 m/s≦0.3 m/s――――――規定値と同等）

【平成 8 年版 揚排水ポンプ設備設計指針（案）抜粋】

- 吸水槽入口深さ（S）は、できるだけ深い方が望ましいが、水位を主ポンプ運転可能最低水位とした場合において、断面平均流速（V_0）が、0.5 m/s 以下となるように定める。
- 吸水槽の深さ（G+H）は渦の発生防止のため、（S）と同様に主ポンプ運転可能最低水位、計画吐出し量の場合で主ポンプ接近流速（吸水槽断面平均流速（V_1））が最大でもが、0.3 m/s 程度となるようにする。

容量アップ後の吸水槽流速（V_1'）は、平成 8 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）に規定された値を満足している。（V_1'=0.3 m/s≦0.3 m/s――――――規定値と同等）

一方、容量アップ後のマウンド部流速（V_0'）は、平成 8 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）に規定された数値以上の流速であるので、吸水槽の改造が必要である。

（V_0'=0.6 m/s＞0.5 m/s――――――規定値を満足していない）

2）平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）との整合性

標準流速オープン形吸水槽の形状、寸法およびマウンド部流速（V_0'）は、揚排水ポンプ設備設計指針（案）の平成 8 年版と平成 13 年版は同一の値で、V_0=0.5 m/s 程度である。従って、容量アップ後のマウンド部流速（V_0'）は、平成 13 年版揚排水ポンプ設備設計指針（案）に規定された流速以上であるので、模型の吸水槽により問題となる渦の発生があるか確認する必要がある。

実機への適用を検討する場合は、模型試験により、有害な渦の発生がないことを確認し、模型に相似な形状に改造する必要がある。なお、この場合でも吸水槽の寸法を拡大する改造は、検討の対象としない。

本検討においては、マウンド部の水位を上げることにより、対応が可能となるかを以下に検討する。

マウンド部の流速を 0.5 m/s 程度とするための水深（S'）を求める。

$$V_0' = \frac{Q'}{W \times S'} \quad \therefore S' = \frac{Q'}{W \times V_0'} \quad S' = \frac{1.5}{2.4 \times 0.5} = 1.25 \text{ m}$$

従って、マウンド部の流速を 0.5 m/s 程度とするための水深は、S'＝1.25 m 必要であり、既存設備の（S＝1120 mm）に比べて、130 mm 水位を上昇させる必要があり、その水位は、LLWL▽−2.770 m となる。

すなわち、既存水位を、表 9-25 のように変更することにより、容量アップが行えることになる。

表 9-25　吸水槽の寸法、水位の比較

		既設設備	容量アップ後	備　考
計画吐出量	Q	1.35 m^3/s	1.5 m^3/s	
吸水槽巾	W	2400 mm	2400 mm	
没水深さ	G	1200 mm	1350 mm	
底盤距離	H	800 mm	800 mm	
水深	G+H	2000 mm	2130 mm	
非常停止水位		▽−2.900 m	▽−2.770 m	
吸水槽底盤レベル		▽−4.900 m	▽−4.900 m	
マウンド部レベル		▽−4.020 m	▽−4.020 m	
マウンド部没水深さ	S	1120 mm	1250 mm	
マウンド部流速	V_0	$\frac{1.35}{2.4 \times 1.12}$ =0.502 =0.5 m/s	$\frac{1.5}{2.4 \times 1.25}$ =0.500 =0.5 m/s	$V_0 = \frac{Q}{W \times S}$
吸水槽流速	V_1	$\frac{1.35}{2.4 \times 2.0}$ =0.281 =0.3 m/s	$\frac{1.5}{2.4 \times 2.15}$ =0.291 =0.3 m/s	$V_1 = \frac{Q}{W \times (G+H)}$

（7）サージングの検討

ポンプ全台急停止時のアップサージを計算し、上昇水面が吐出し水槽天端レベルを超えないか検討する。アップサージの計算は、ヤコブソンの容量線図より求める。

F　：　吐出し水槽開口部の自由表面積＝5.1×3.1＝15.81（m^2）

L　：　樋管の長さ＝15（m）

A　：　樋管の断面積＝1.5×1.5＝2.25（m^2）

g　：　自由落下の加速度＝9.8（m/s^2）

SA　：　流量Q_0が急断したときの運転時水面からの最大ダウンサージ量（m）

Q_0　：　運転時流量＝1.5（m^3/s）×2台＝3.0（m^3/s）

Hf_1　：　樋管の損失水頭＋速度水頭（ただし、流量Q_0の値）

樋管の流速；V＝1.5×2/2.25＝1.33（m/s）　速度水頭；$V^2/2g$＝0.10（m）

損失水頭　；0.37（m）　　∴Hf_1＝0.37＋0.10＝0.47（m）

Hf_2　：　流量Q_0が吐出し水槽に流出入するときの絞り損失水頭≒0（m）

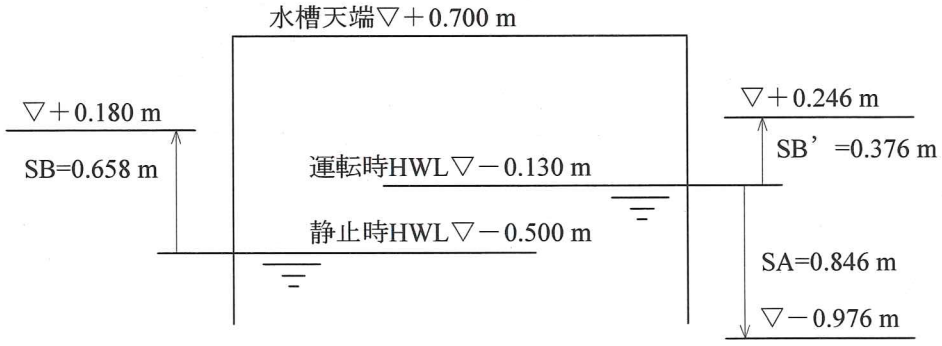
SB　：　流量Q_0が急に流れたときの静止時水面からの最大アップサージ量（m）

ダウンサージからアップサージになる時のアップサージ量：SB'＝SA－Hf_1

$$b_0 = \frac{Hf_1}{Q_0}\sqrt{\frac{F \cdot g}{L/A}} = \frac{0.47}{3.0} \times \sqrt{\frac{15.81 \times 9.8}{15/2.25}} = 0.76$$

$$\frac{SA}{Hf_1} = 1.8 \therefore SA = 1.8 \times 0.47 = 0.846, \qquad \frac{SB}{Hf_1} = 1.4 \therefore SB = 1.4 \times 0.47 = 0.658$$

$$SB' = 0.846 - 0.47 = 0.376$$



従って、アップサージによる、水面上昇で吐出し水槽天端レベルを超えることはない。

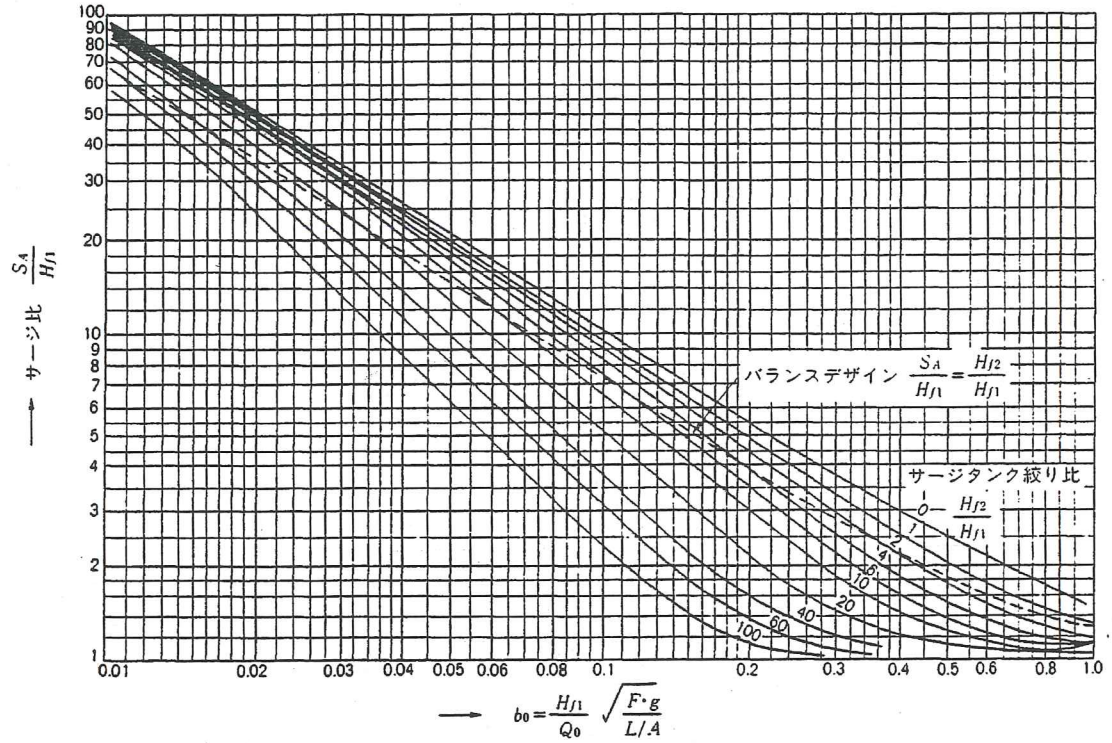


図 65－1　ヤコブソンの吐出水槽容量線図（ポンプ急停止の場合）

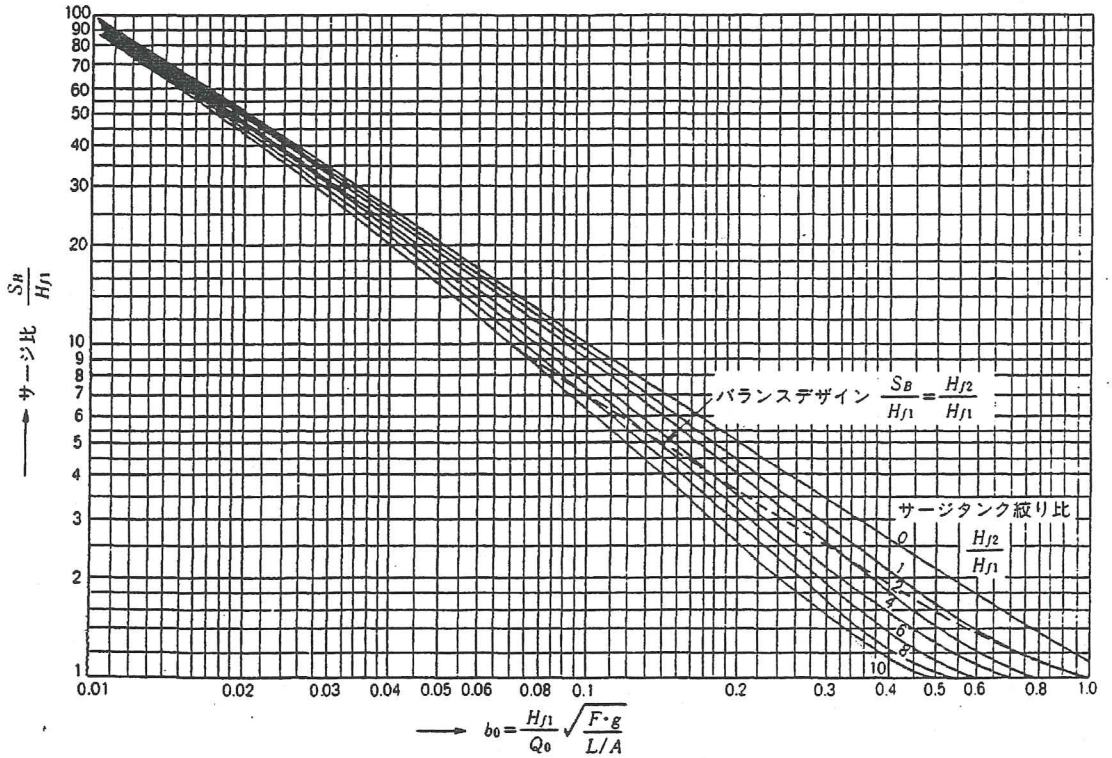


図 65－2　ヤコブソンの吐出水槽容量線図（ポンプ急起動の場合）

9.4. 高流速化技術適用のまとめ

9.4.1. 従来流速と高流速吸水槽の設備比較

立軸斜流ポンプと横軸軸流ポンプについて、検討結果を以下にまとめる。

（1）立軸斜流ポンプ

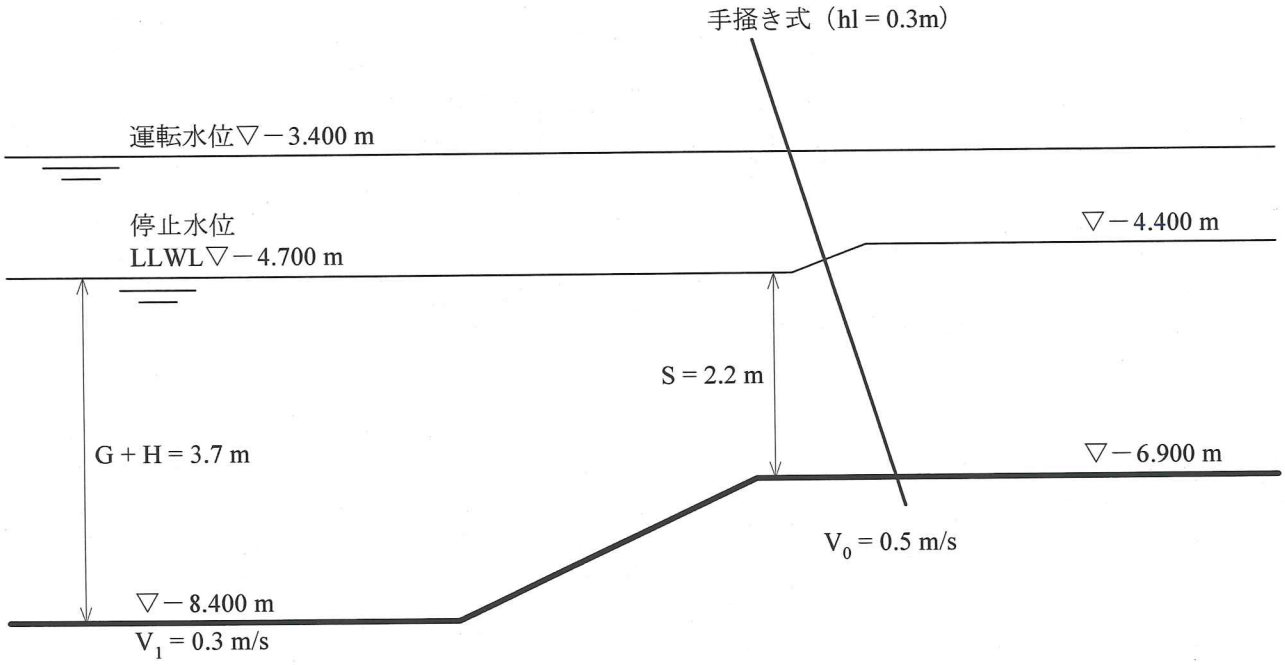
吐出し量を130 %容量アップすることにより、管路損失水頭が増加するため全揚程が約126 %アップし、かつ、立軸ポンプにおいてはⅡ型を適用するため、ポンプ内部損失が増加することや、空冷減速機を適用することにより伝達効率が低下するため、原動機容量が約173 %アップした。また、本ケーススタディにおいて、Ⅱ型ポンプを適用しても、吸込性能は問題ないことが確認できた。

マウンド部の断面平均流速（V_0）は、平成8年版および平成13年版のどちらもV_0=0.5 m/sと規定されており、これを確保するために、マウンド部を掘り下げるか、水位（▽LLWL）を上げる必要がある。本検討においては、水位（▽LLWL）を上げることで検討を行った。その結果を表9-26に示す。

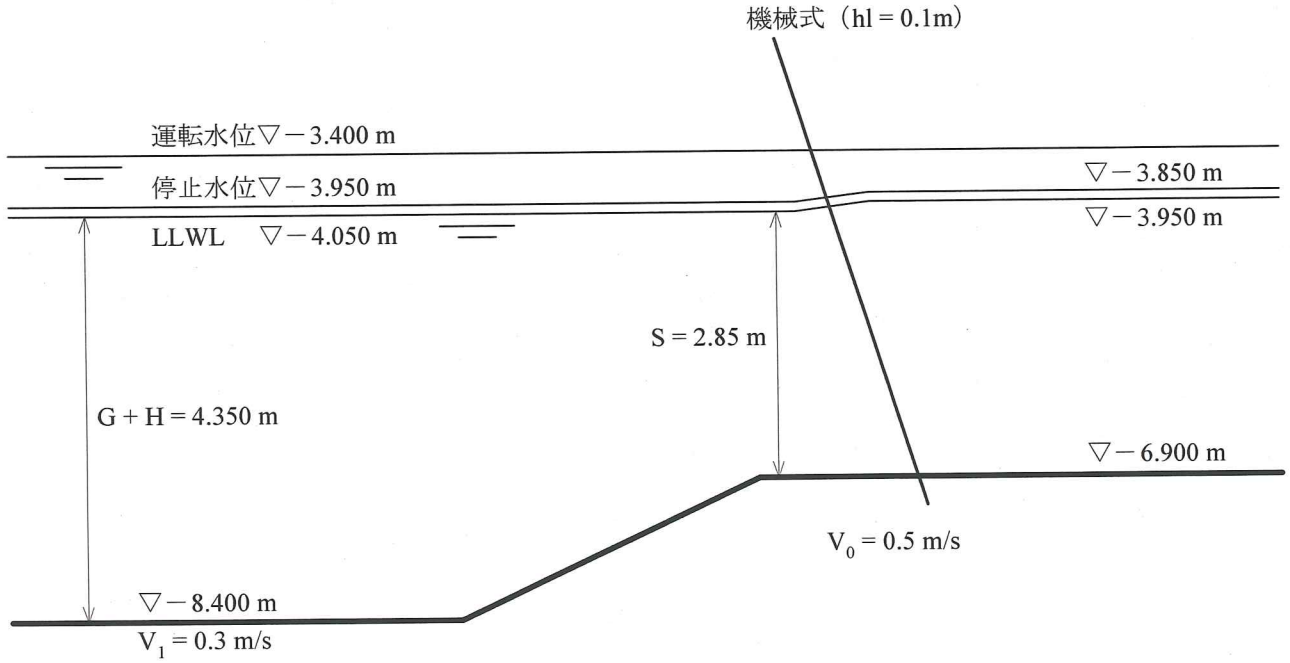
表9-26 速と高流速吸水槽の設備比較

			既設設備	容量アップ後	備　考
主ポンプ仕様	吐出し量		5.0 m^3/s	6.5 m^3/s	130 %アップ
	全揚程		3.1 m	3.9 m	
	原動機容量		231 kW	400 kW	ガスタービン
	ポンプ形式		Ⅰ型立軸斜流ポンプ	Ⅱ型立軸斜流ポンプ	
	回転速度		121 min^{-1}	183 min^{-1}	容量アップ
	比速度	Ns	900	1300	
	吸込比速度	S	1350	1300	
	吐出し口径		1500 mm	同左	
荷重	主ポンプ床荷重		327,000 N	346,000 N	
	原動機床荷重		27,557 N	58,412 N	ガスタービン
土木構造物	吸水槽形状		オープン形	渦流防止板付オープン形	吸水槽改造
	吸水槽底盤レベル		▽−8.400 m	同左	
	除塵機部（マウンド）底盤レベル		▽−6.900 m	同左	
	吸水槽巾	W	4500 mm	同左	
	背面距離	F	1650 mm	同左	
	渦流防止板高さ	h	——	350 mm	
水位	運転開始水位（内水位）		▽−3.400 m	同左	
	運転停止水位（内水位）		▽−4.400 m	▽−3.850 m	定置式機械除塵機を設置
	非常停止水位		▽−4.700 m	▽−4.050 m	
流速	没水深さ	G	2200 mm	3100 mm	
	底盤距離	H	1500 mm	1250 mm	
	水深	G+H	3700 mm	4350 mm	
	マウンド部水深	S	2200 mm	2850 mm	
	マウンド部流速	V_0	0.5 m/s	0.5 m/s	
	吸水槽流速	V_1	0.3 m/s	0.3 m/s	

既存設備（Q=5.0 m^3/s）

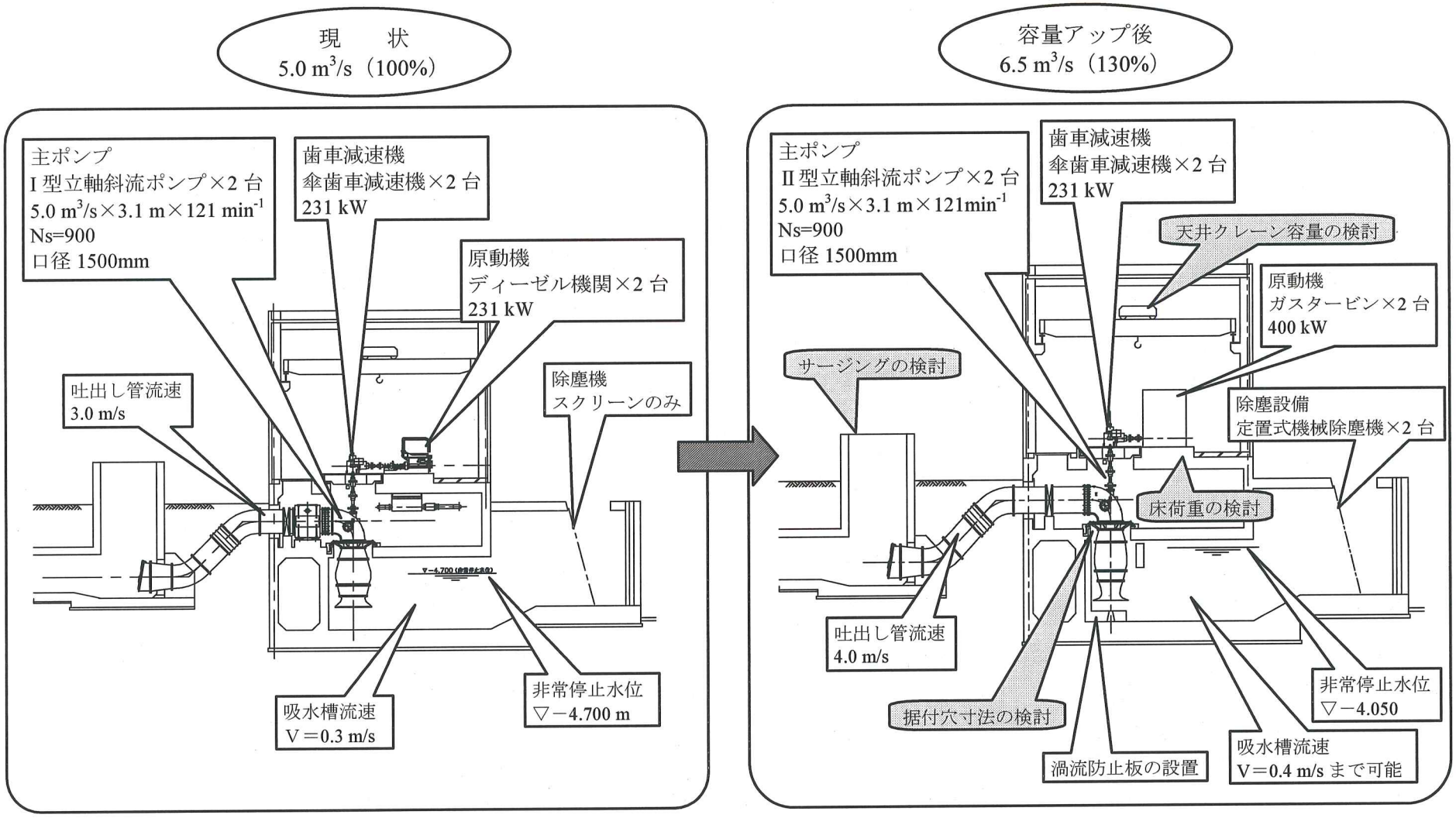


容量アップ後（Q=6.5 m^3/s）



高流速化技術を適用したポンプの吐出量の増加
立軸斜流ポンプの例

①ポンプ吐出量の容量アップ（高比速度、高流速ポンプの適用）



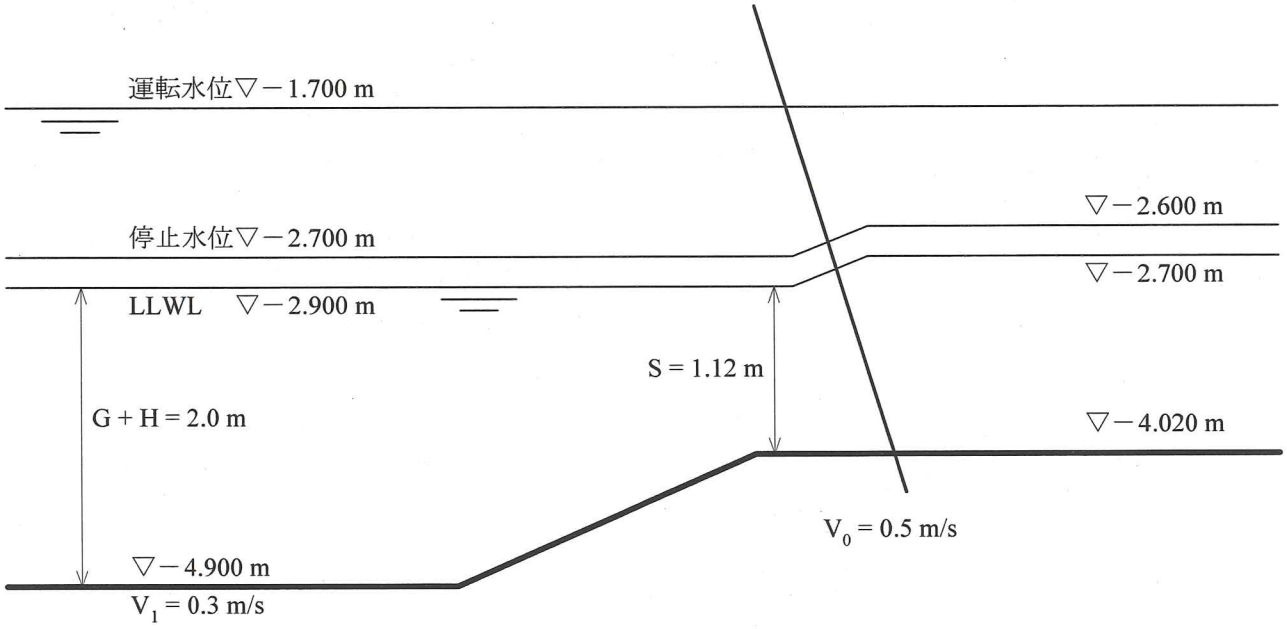
（2）横軸軸流ポンプ

吐出し量を110%容量アップすることにより、管路損失水頭が増加するため全揚程が約114%アップし、かつ、空冷減速機を適用することにより伝達効率が低下するため、原動機容量が約 120%アップした。また、本ケーススタディにおいて、吐出し量を 110%容量アップしても、吸込性能は問題ないことが確認できた。マウンド部の断面平均流速（V_0）は、平成 8 年版および平成 13 年版のどちらも V_0=0.5 m/s と規定されており、これを確保するために、マウンド部を掘り下げるか、水位（▽LLWL）を上げる必要がある。本検討においては、水位（▽LLWL）を上げることで検討を行った。その結果を下記に示す。

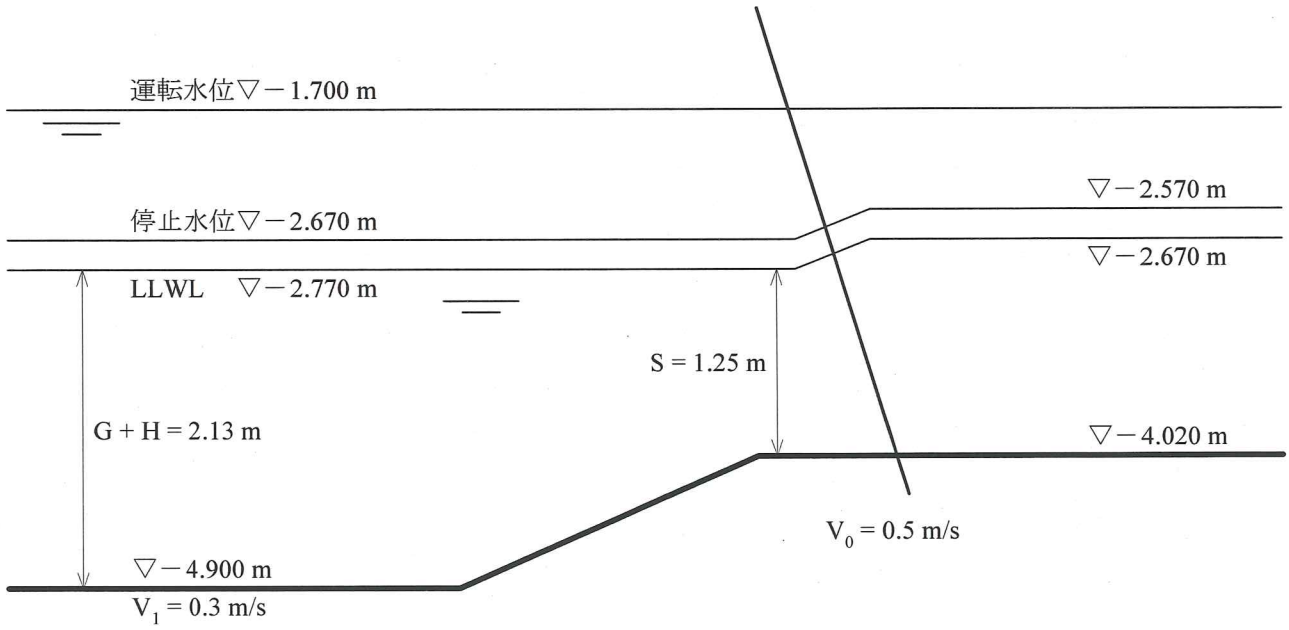
表 9-27　従来流速と高流速吸水槽の設備比較

		既設設備	容量アップ後	備　考
主ポンプ仕様	吐出し量	1.35 m^3/s	1.5 m^3/s	110 %アップ
	全揚程	2.2 m	2.5 m	
	原動機容量	50 kW	60 kW	容量アップ
	ポンプ形式	横軸軸流ポンプ	同左	
	回転速度	301 min^{-1}	314 min^{-1}	容量アップ
	比速度　Ns	1500	同左	
	吸込比速度　S	1200	1250	
	吐出し口径	800 mm	同左	
荷重	主ポンプ床荷重	80,500 N	同左	
	原動機床荷重	24.244 N	同左	
土木構造物	吸水槽形状	オープン形	同左	
	吸水槽底盤レベル	▽−4.900 m	同左	
	除塵機部（マウンド）底盤レベル	▽−4.020 m	同左	
	吸水槽巾　W	2400 mm	同左	
	背面距離　F	900 mm	同左	
水位	運転開始水位（内水位）	▽−1.700 m	同左	
	運転停止水位（内水位）	▽−2.600 m	▽−2.550 m	
	非常停止水位	▽−2.900 m	▽−2.770 m	
流速	没水深さ　G	1200 mm	1330 mm	
	底盤距離　H	800 mm	同左	
	水深　G+H	2000 mm	2130 mm	
	マウンド部水深　S	1120 mm	1250 mm	
	マウンド部流速　V_0	0.5 m/s	0.5 m/s	
	吸水槽流速　V_1	0.3 m/s	0.3 m/s	

既存設備（Q=1.35 m^3/s）

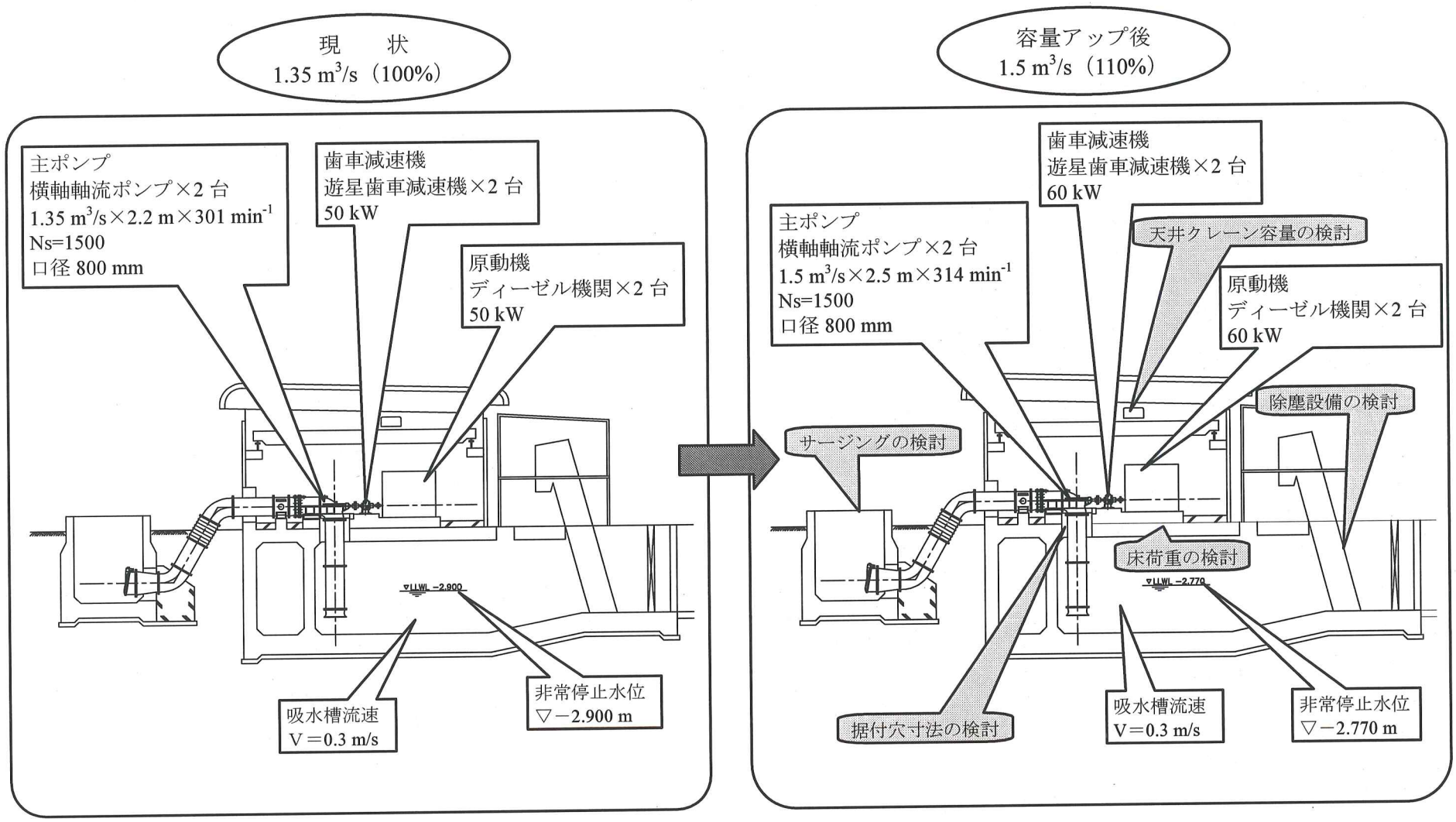


容量アップ後（Q=1.5 m^3/s）



高流速化技術を適用したポンプの吐出量の増加
横軸軸流ポンプの例

②ポンプ吐出量の容量アップ（回転速度アップ、または翼角度の変更）



9.4.2. ポンプ設備の容量アップに伴う留意事項

吸水槽の高流速化技術を既設構造物へ適用する場合のケーススタディを行ったが、ポンプ設備の容量アップに伴い、留意すべき事項を下記にまとめる。

①容量アップ後の、ポンプ仕様（全揚程、吸込性能、原動機容量など）を検討し、ポンプ形式（横軸、立軸、斜流、軸流）を決定する上で、立軸ポンプではⅡ型の適用も検討する。原動機容量の増加に伴い、系統機器設備、電気設備などを総合的に検討する。

・燃料系統の検討

燃料貯油槽、小出槽の容量や設置高さ、消防法の規制などを検討する。

・冷却水系統の検討

冷却水ポンプ容量、管内クーラの性能などを確認し、冷却水の無水化も検討する。

・給排気系統の検討

給排気容量の増加に伴う、換気ファン容量やダクトの配置を検討する。

・始動系統の検討（空気槽容量、蓄電池容量など）

・電源設備の検討（自家発電設備など）

・付属設備の検討（天井クレーン容量など）

・除塵設備の検討

容量アップに伴い、ごみの量が吐出し量に比例して増加するので、除塵機の容量、強度などを検討する。

$Vg=K \cdot Q$

ここで、Vg：ごみの量（m^3/h）、K：係数 0.2～0.25、Q：吐出し量（m^3/s）

・機器の設置スペースや搬入、据付方法を検討する。

②容量アップ後のポンプ最大径とポンプ据付床穴寸法（開口寸法）を確認する。（満足しない場合、穴寸法の拡大を検討する。）

③容量アップ後のポンプ、減速機、原動機などの床荷重が、既設土木構造物の許容範囲か確認する。（満足しない場合、床補強の検討やポンプスラストの支持方法を検討する。）

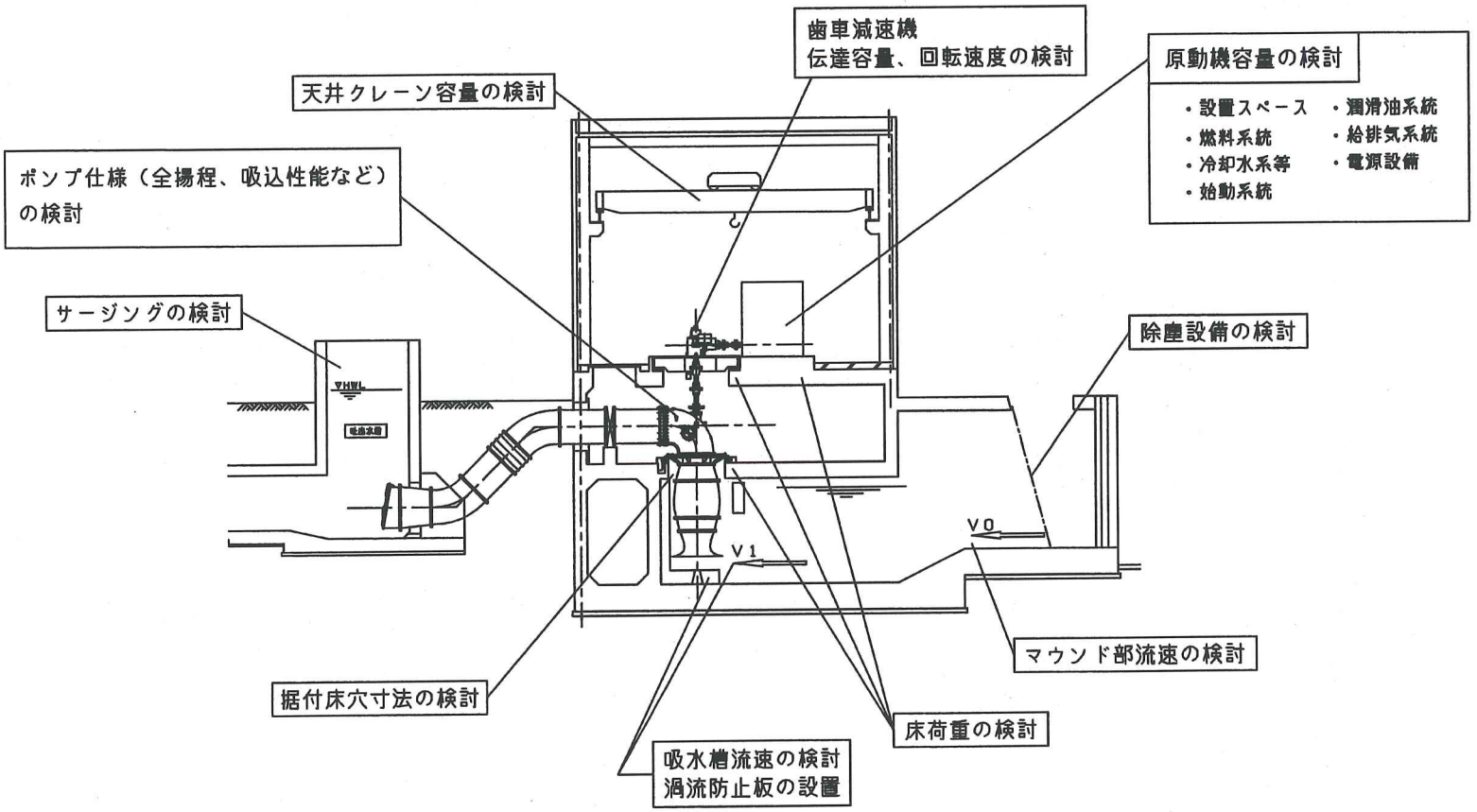
④吸水槽の流速を確認する。（満足しない場合、有害な渦の発生が生じないか、模型による試験や渦流防止板などの必要性、運転水位の変更などを検討する。）

⑤吐出水槽のサージングについて確認する。（満足しない場合、吐出し水槽天端の嵩上げなどの対策を検討する。）

容量UP

6.5m3/s−立軸斜流ポンプII型

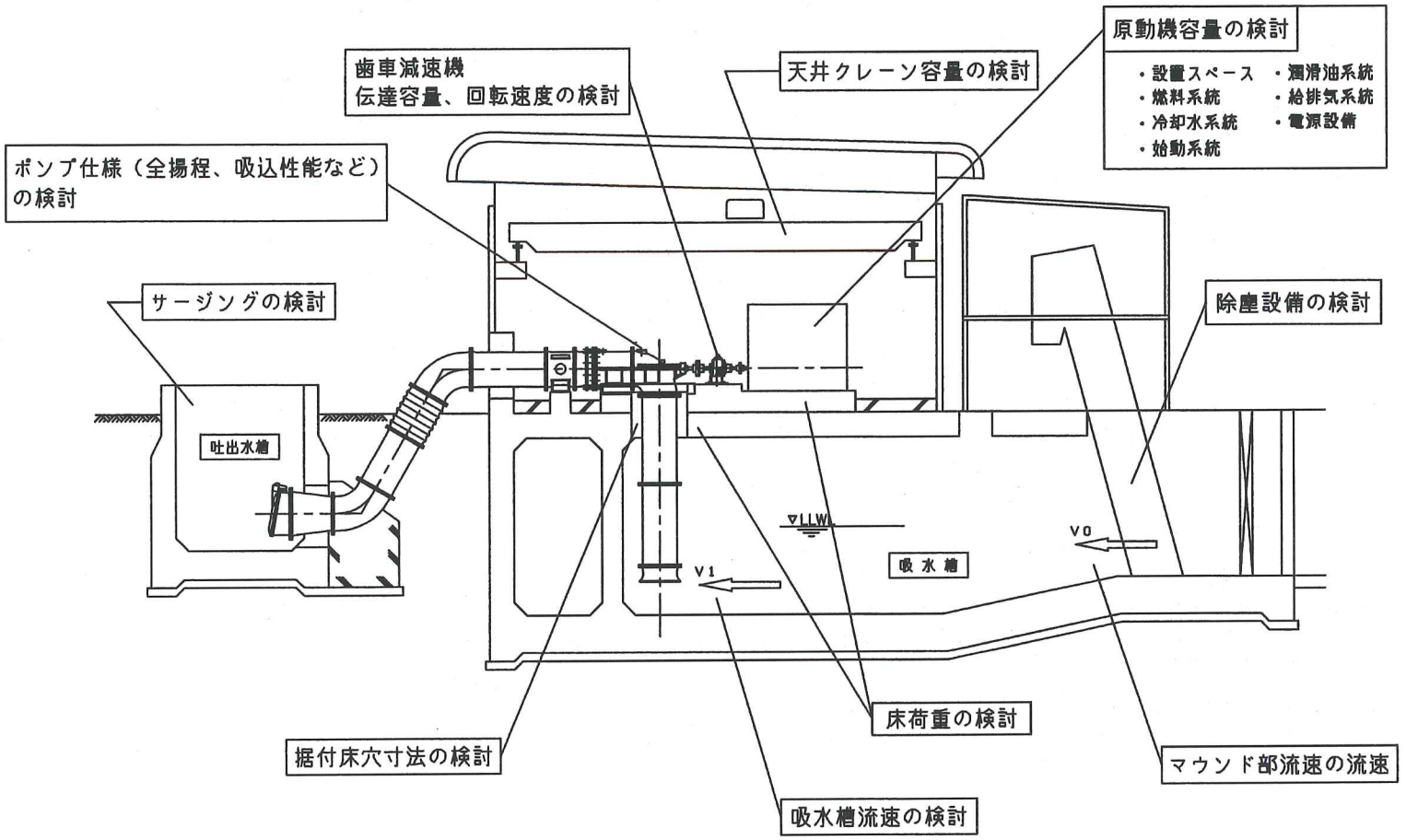
◆容量アップに伴う留意事項◆



容量UP

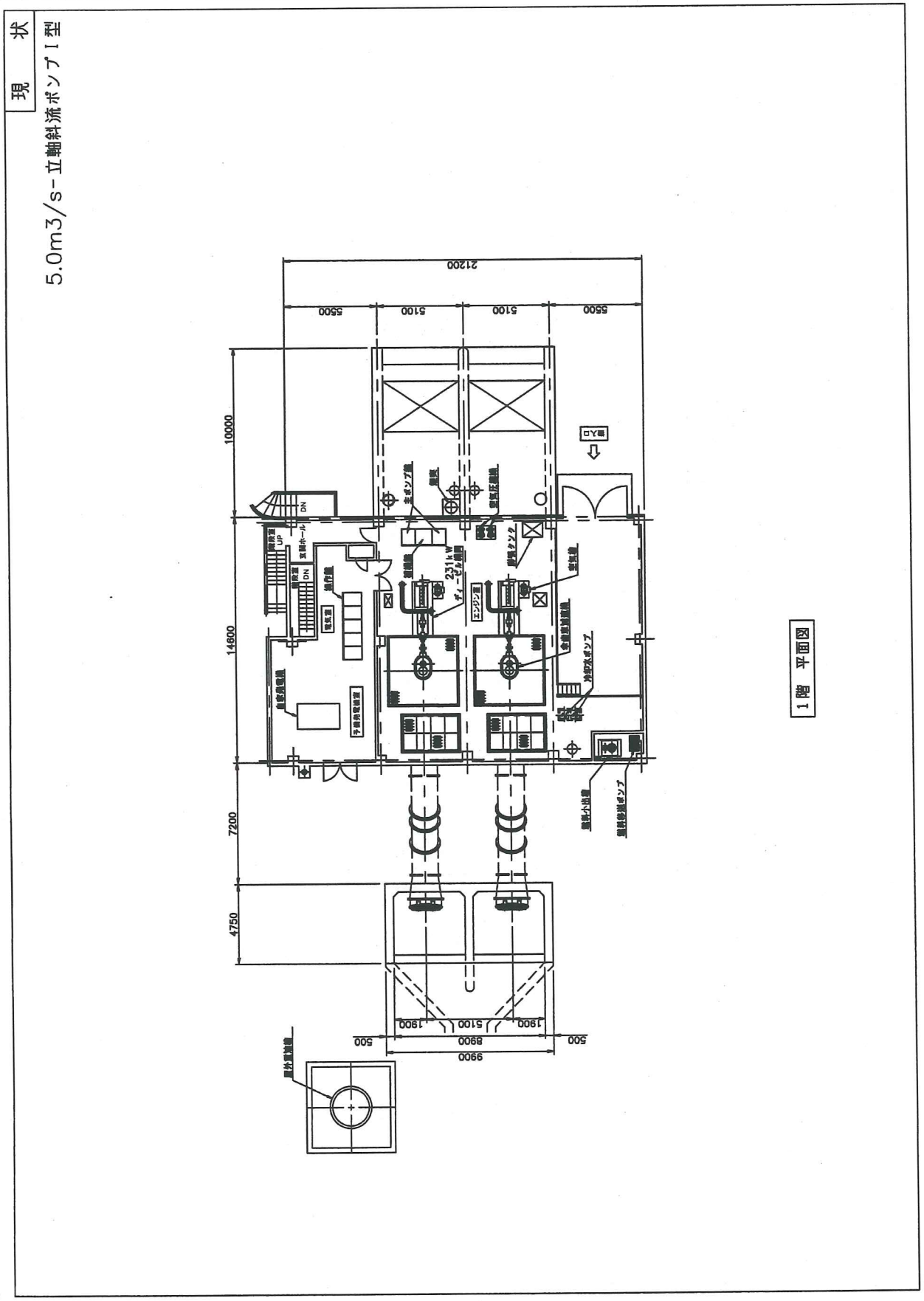
1.50m3/s—横軸軸流ポンプ

◆容量アップに伴う留意事項◆



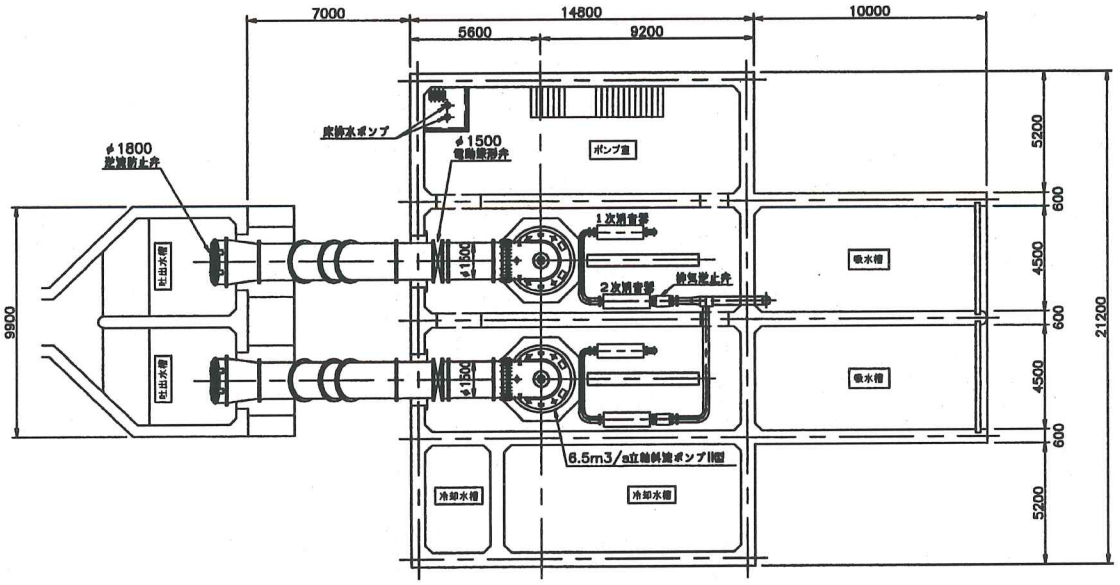
9.4.3. 全体図

（1）立軸斜流ポンプ（従来流速吸水槽）



現　状

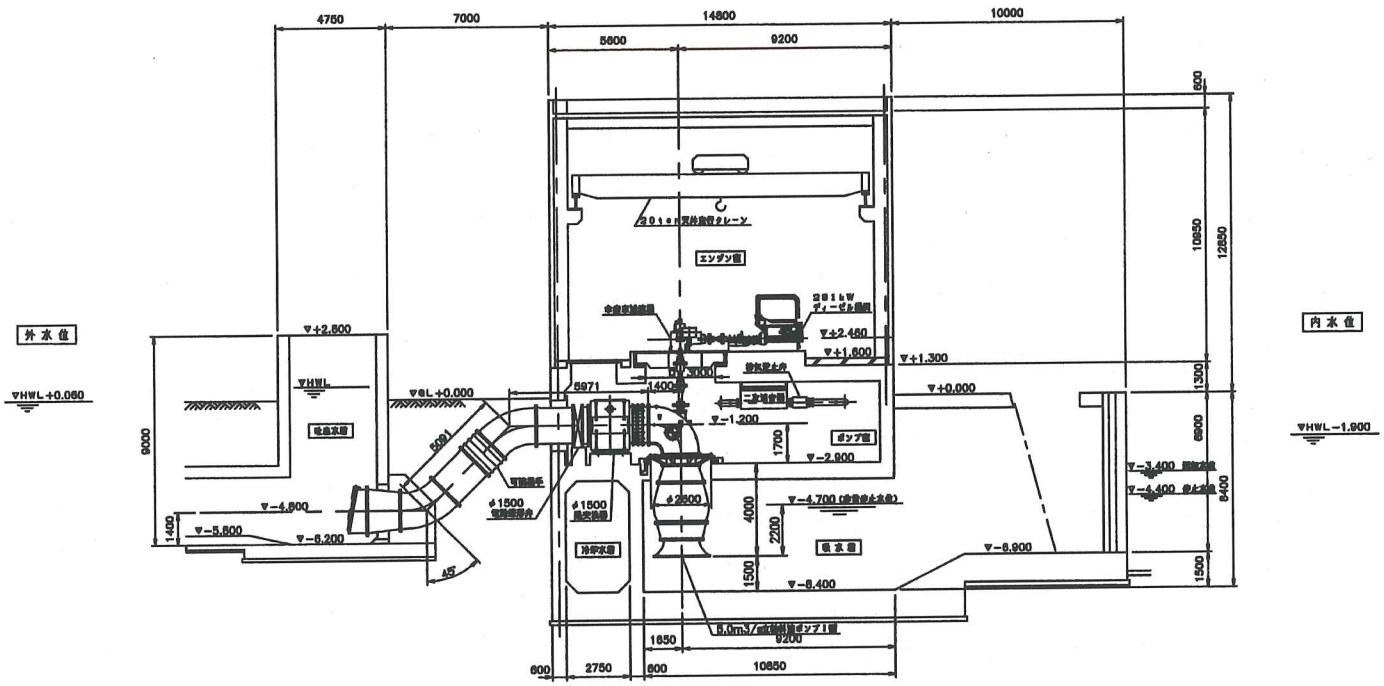
5.0m3/s－立軸斜流ポンプII型



地下１階　平面図

現　状

5.0m3/s-立軸斜流ポンプＩ型

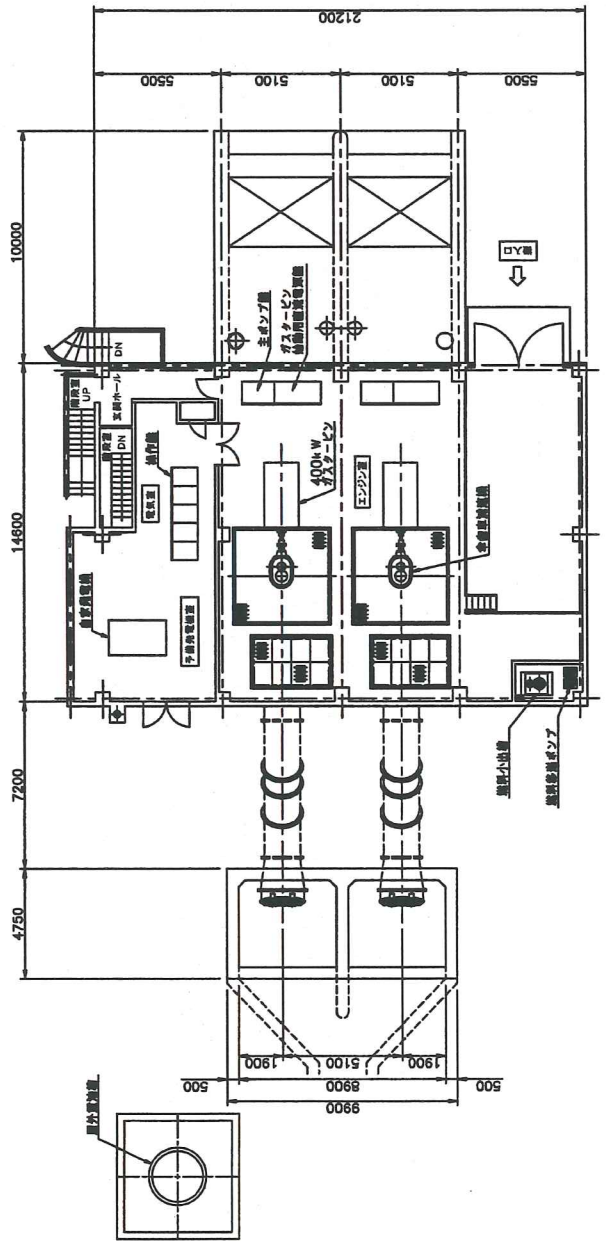


断面図

（2）立軸斜流ポンプ（高流速吸水槽）

容量UP

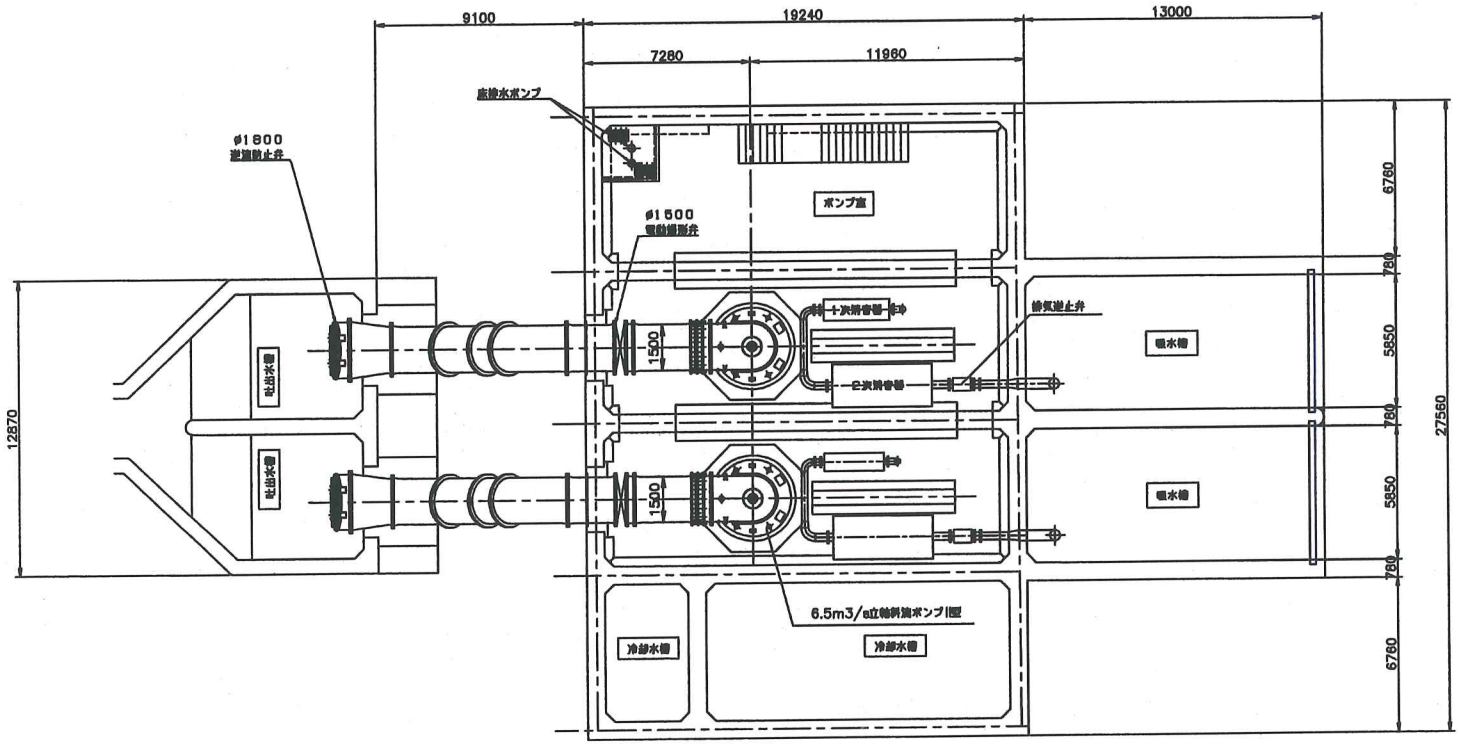
6.5m3/s−立軸斜流ポンプII型



1階 平面図

容量UP

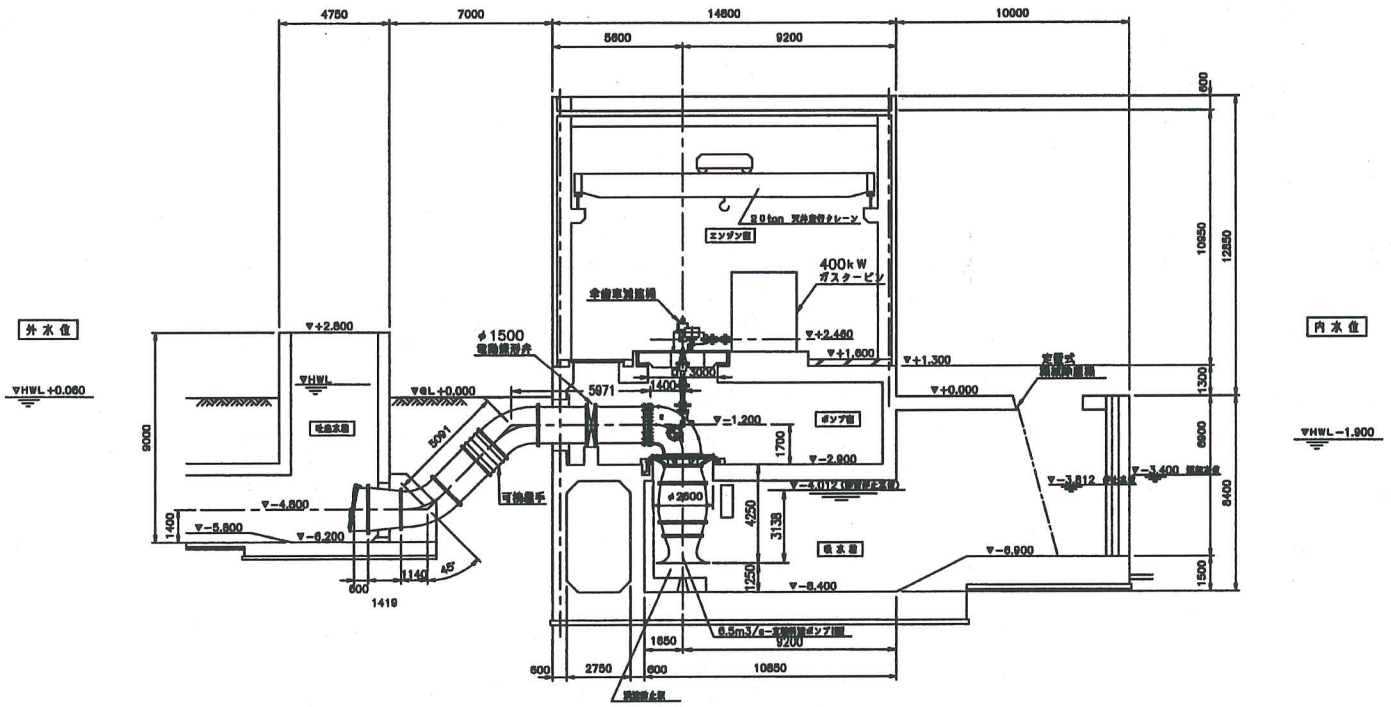
6.5m3/s立軸斜流ポンプII型



地下1階　平面図

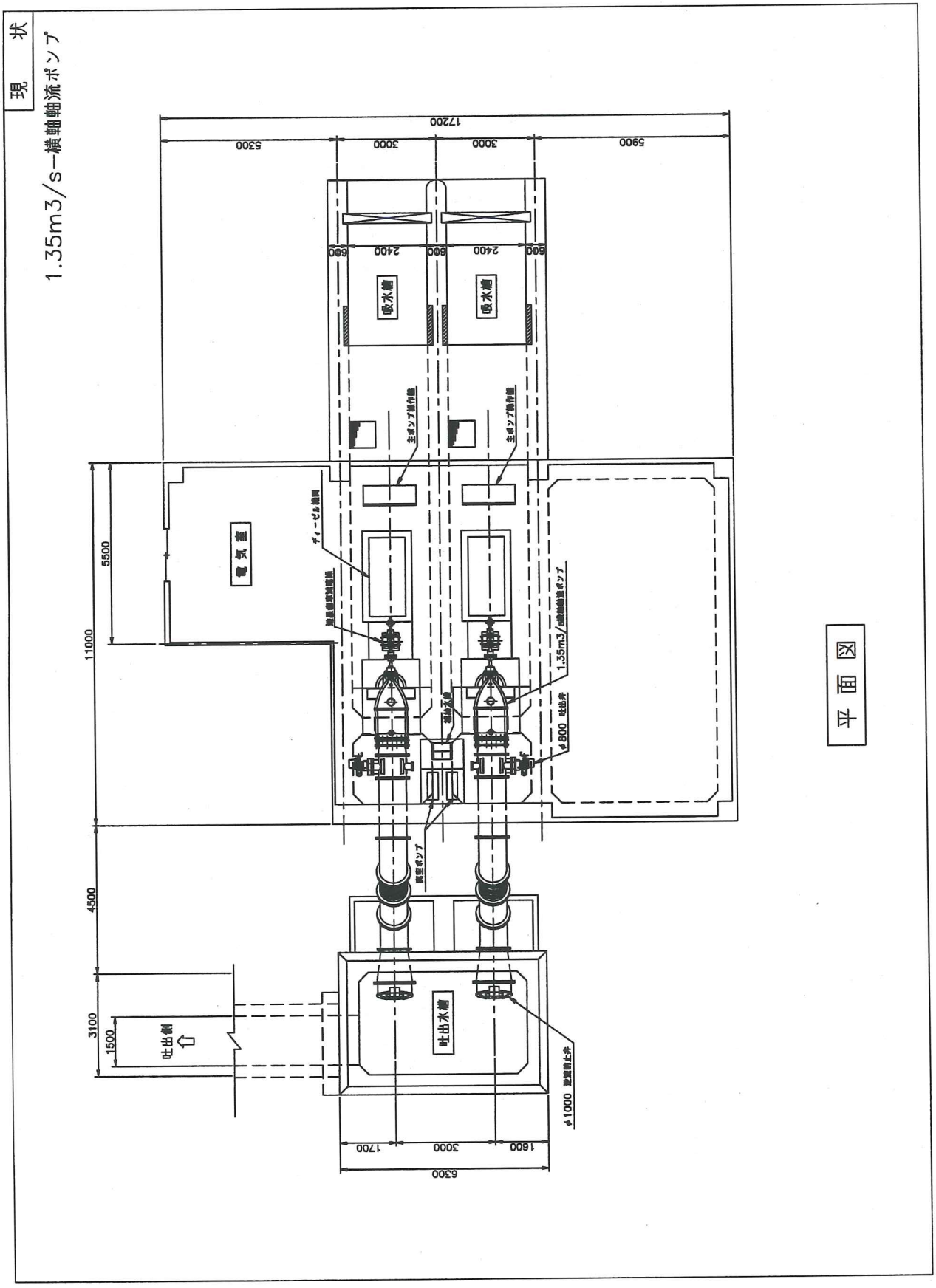
容量ＵＰ

6.5m3/s−立軸斜流ポンプII型



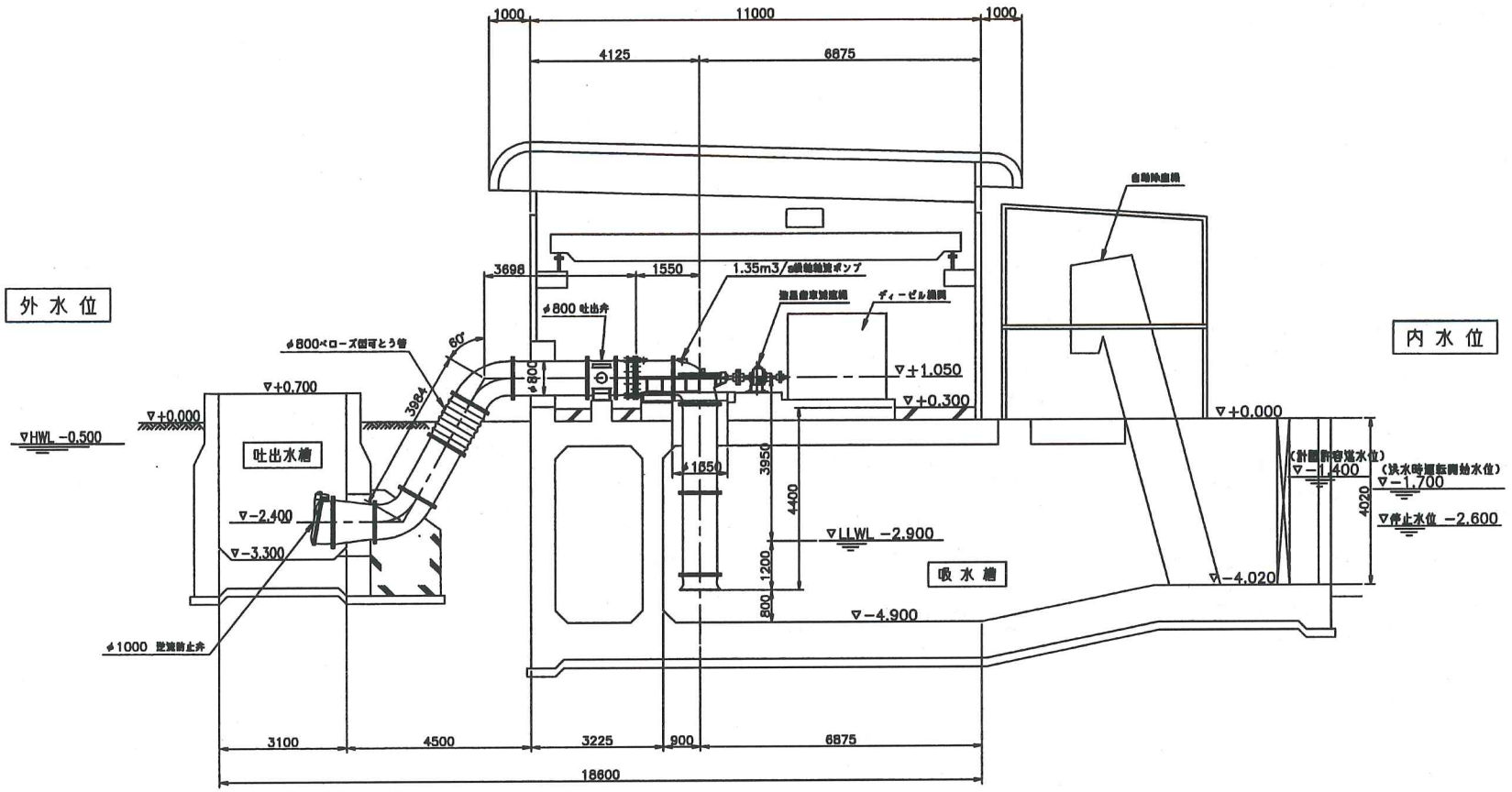
断面図

（3）横軸軸流ポンプ（従来流速吸水槽）



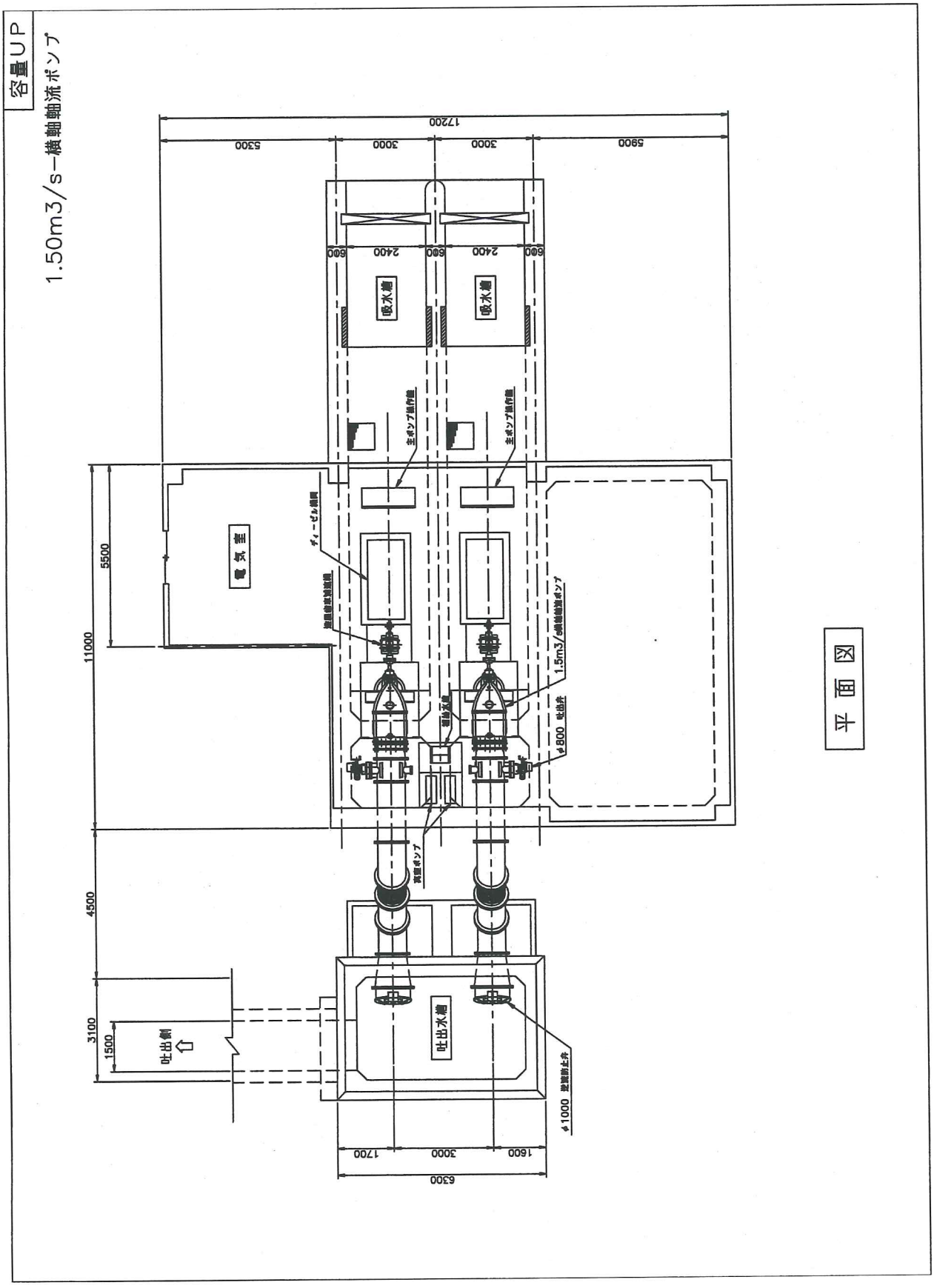
現　状

1.35m3/s—横軸軸流ポンプ



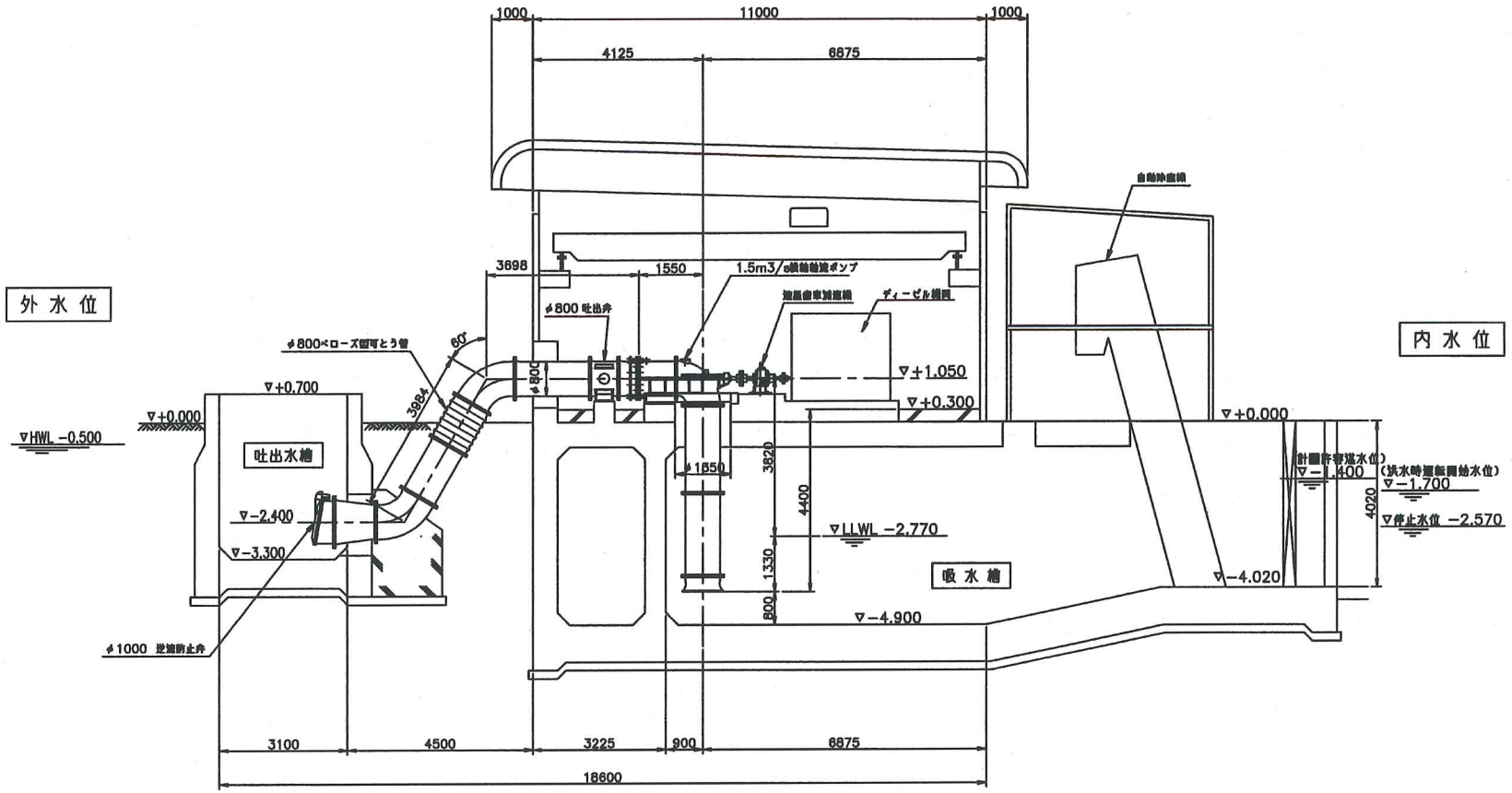
断面図

（4）横軸軸流ポンプ（高流速吸水槽）



容量UP

1.50m3/s－横軸軸流ポンプ



断面図

10. まとめ

排水機場の高流速化に向けて平成 11 年から平成 13 年にかけて検討及び研究開発を実施してきた。以下に実施内容とその結果などの概要を示す。

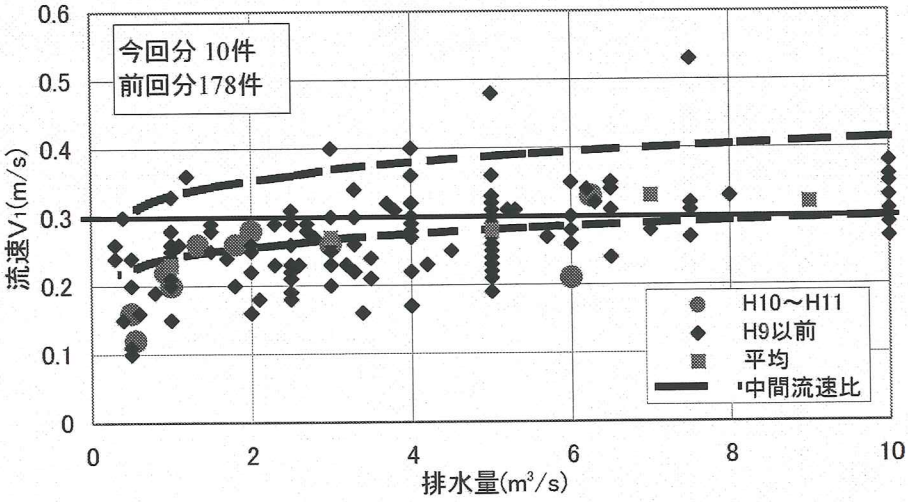
10.1. 目標流速と高流速化に向けての課題検討

（1）過去における高流速化事例調査結果

① オープンピット

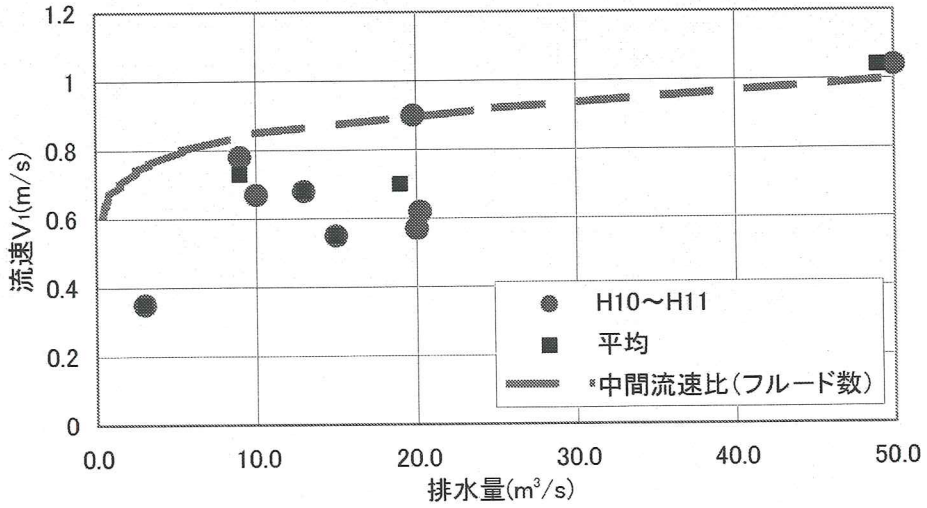
・直轄機場･･･0.3 m/s 指針どおり

・電力関係･･･0.4 m/s に高流速化の実績がある。



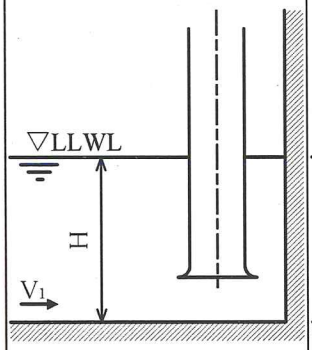
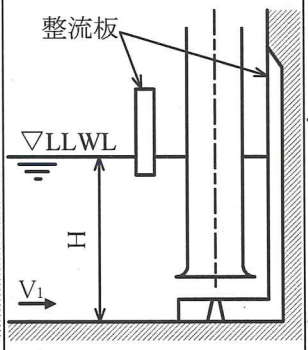
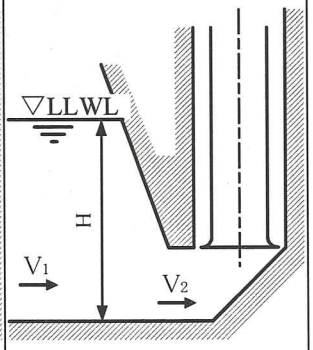
② クローズピット

・10 m^3/s 以上の大形ポンプでのクローズピット形水槽は 0.6～0.9 m/s に高流速化採用。



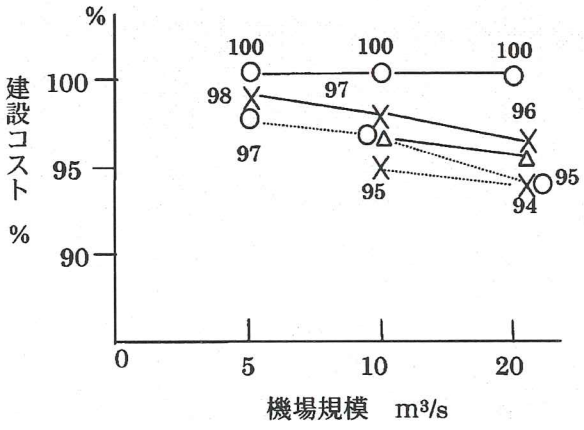
（2）水理条件および施工条件などの制約条件と目標流速

各制約条件と高流速化事例調査などより高流速吸水槽の形状、寸法及び目標流速は下表とした。

制約				現行指針（10 m³/s 以下）	高流速化水槽（10 m³/s 以下）	
					オープンピット	セミクローズピット
	水槽形状					
水理	水槽諸元	水槽巾 W		3.0D	2.7D	2.7D
		水深 H		2.6D	2.25D	1.75D
		流速	V_1	0.3m/s	0.4 m/s	0.50 m/s
			V_2	—	—	1.5 m/s
施工	対象範囲（口径 D）			400～2000 mm	700～2000 mm	1350～2000 mm

（3）高流速化による経済性の検討結果

高流速化吸水槽及びポンプの高速化が建設コスト低減に効果あるか検討の結果、約 2～6 %低減可能の見通しを得た。



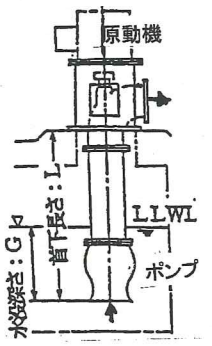
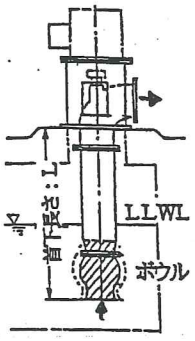
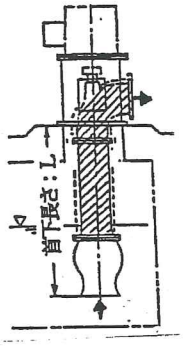
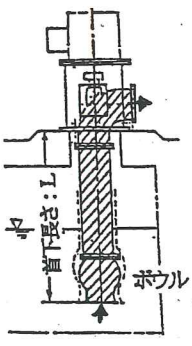
	建設コスト（従来化）	
流路の高流速化	オープン	2～4 %
	セミクローズ	5 %
主ポンプとの高速化	5～6 %	

記号	水槽	ポンプ
—○—	従来オープン	従来
—×—	高速オープン	従来
—△—	高速セミクローズ	従来
—○—	高速オープン	高速
—×—	高速セミクローズ	高速

10.2. ポンプの高速化（高 Ns 化）検討結果

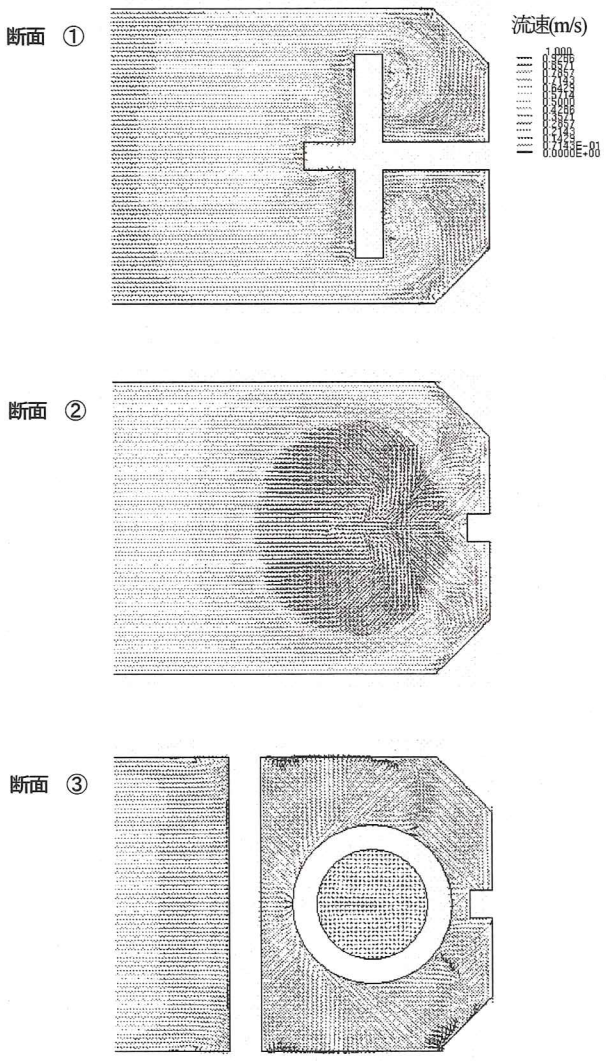
従来ポンプの比速度（Ns）は斜流ポンプで Ns＝900、軸流ポンプで Ns＝1500 の 2 種類であったが、斜流ポンプに Ns＝1300 及び軸流ポンプ Ns=2000 の高流速化ポンプを追加し 4 種類とした。また、ポンプ口径も従来口径をⅠ型とし、小口径としたⅡ型を採用した。従来ポンプと高速化ポンプの比較を次表に示す。

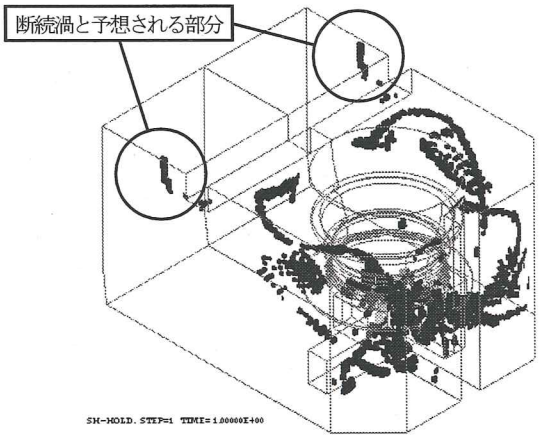
表 10-1　従来ポンプと高速化ポンプの比較

	従来口径ポンプ（Ⅰ型）	高比速度化ポンプ	小口径化ポンプ	高比速度・小口径化ポンプ（Ⅱ型）
口径	Ⅰ型	Ⅰ型と同じ	Ⅱ型と同じ	Ⅱ型
全揚程			吐出し配管、弁も小口径化すると従来ポンプより高くなる	吐出し配管、弁も小口径化すると従来ポンプより高くなる
比速度	斜流形 900 軸流形 1500	斜流形 1300 軸流形 2000	斜流形 900 軸流形 1500	斜流形 1300 軸流形 2000
ポンプ効率	一番高い	Ⅰ型ポンプより低い 斜流形で 2% 軸流形で 3%	Ⅰ型ポンプより低い 斜流形で 2～3% (全揚程による) 軸流形で 4～5% (全揚程による)	Ⅰ型ポンプより低い 斜流形で 4～5% (全揚程による) 軸流形で 7～8% (全揚程による)
吸込比速度	斜流形 1350 軸流形 1250	斜流形 1300 軸流形 1200	斜流形 1350 軸流形 1250	斜流形 1300 軸流形 1200
原動機出力の余裕率	斜流ポンプ 10% 軸流ポンプ 15～20%	斜流ポンプ 15～20% 軸流ポンプ 20～25%	斜流ポンプ 10% 軸流ポンプ 15～20%	斜流ポンプ 15～20% 軸流ポンプ 20～25%
概念図 斜線部は高速化した部分				

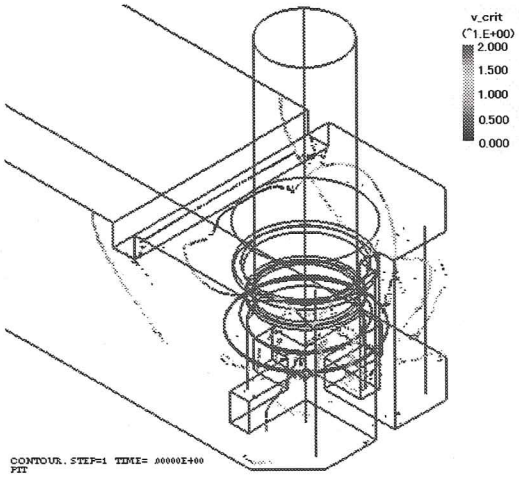
10.3. 高流速流路モデルのシミュレーション

6及び10m³/s機場でオープン、セミクローズの高流速化水槽を適用した場合の流れ解析を8ケース行った。結果は、各ケースともポンプ運転に支障がない渦発生であった。しかし、オープンピット形で整流板が施工等で芯ずれを生じた場合はポンプ運転に支障が出る渦に発達する可能性があるため施工に当っては形状精度の管理が必要であることがわかった。





空気吸込渦発生有無予測結果



水中渦発生有無予測結果

10.4. 高流速吸水槽の検証実験および形状と寸法の決定

（1）高流速吸水槽における検証実験計画策定

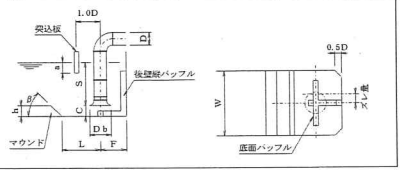
過去の文献調査結果、次の実験計画へ反映する。

③ 実験パラメータの統一

④ 実機換算口径の統一（オープン　700 mm、セミクローズ　1350 mm）

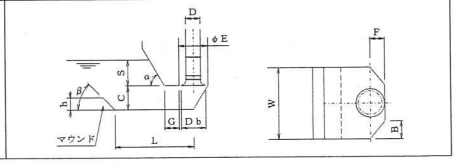
⑤ 空気吸込渦の許容値の統一（5 回／2 分）

[D：従来口径を示す]

項目			パラメータ								パラメータ設定の考え方	目　的
(1)	水路巾	W	2.7D、2.4D、2.2D								3D は予備実験よりはずし3通りとする。	有効な水路巾決定、即ち 2.7D の決定根拠を見出す
(2)	ボトムクリアランス	C	0.5D、0.75D								1.0D は予備実験よりはずし2通りとする。	水中渦対応として 0.75D が有効を検証
(3)	没水深さ	S	1.50D、1.25D、1.0D								3 通りであるが、限界値まで測定する。	予備実験 1.5D であるがマウンド有無で変わる。
(4)	背面間隔	F	1.1D								従来水槽、小口径城との関連から 1.1D、1 通りとする。	——
(5)	渦流防止	対策	全無	突込板のみ		バッフルのみ		全対策		全 6 ケース		渦流防止対策の形状、寸法決定
		突込板	不付	付 0.3D	付 0.5D	不付	不付	付 0.3D	付 0.5D			
		底面バッフル	不付	不付	不付	付	付	付	付			
		後壁バッフル	不付	不付	不付	付	不付	付	付			
(6)	マウンド	有無	無	付						全 7 ケース		マウンドの影響検証と必要距離の決定
		距離　L	—	3D	4.5D				6D			
		角度　β	—	—	30°	45°			—			
		マウンド高さ h	—	—	0.75	1.1	1.35		—			
(7)バッフルのズレ（ポンプセンタに対し）			2.5%	5%		7.5%		全 3 ケース			許容ズレ量の決定（分母は水路巾 W）	
(8)略図												

オープン吸水槽の実験パラメータ

[D：従来口径を示す]

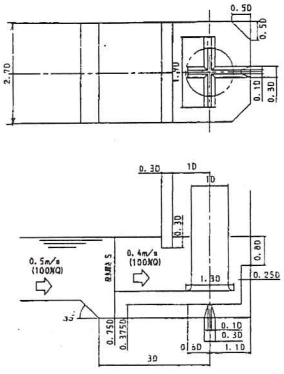
項目			パラメータ					パラメータ設定の考え方	目　的
(1)	水路巾	W	2.7D、2.4D、2.2D					3.0 は予備実験よりはずし3通りとする。	有効な水路巾決定、即ち 2.7D の決定根拠を見出す
(2)	ボトムクリアランス	C	0.5D、0.75D					1.0D は予備実験よりはずし2通りとする。	水中渦対応として 0.75D が有効を検証
(3)	没水深さ	S	1.0D、0.75D、0.5D					3 通りであるが、限界値まで測定する。	予備実験 1.0D であるがマウンド有無で変わる。
(4)	背面間隔	F	1/2E					従来水槽、との関連から 0.85D、1 通りとする。	——
(5)	背面コーナ	B	0.85D（有）、0.2D（無）					コーナは水中渦対策とし 0.75D＝C が予備実験で得られているが無い場合も実験する。	コーナの必要性の検討
(6)	マウンド	有無	無	付				全 7 ケース	マウンドの影響検証と必要距離の決定
		距離　L	—	3D	4.5D		6D		
		角度　β	—	—	30°	45°	—		
		マウンド高さ h	—	—	0.25	0.625	0.85		
(7)呑口角度　α			45°	60°				全 2 ケース	呑口角度の決定（マウンド有の V_0 最速ケースのみ）
(8)略図									

セミクローズ吸水槽の実験パラメータ

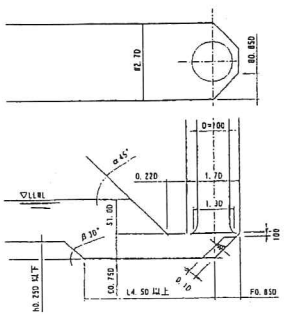
（2）高流速化吸水槽の実験結果

オープン形、セミクローズ形吸水槽の形状、寸法をとりまとめた。開発目標 V_1=0.3 → 0.4 m/s（オープン形）、V_1=0.5 → 0.6 m/s（セミクローズ形）高流速化を達成できた。

最終形状、寸法は平成 13 年版「揚排水ポンプ設備設計指針(案)同解説」に導入された。その最終形状、及び無次元化寸法は次図による。



オープン形吸水槽及び形状、寸法

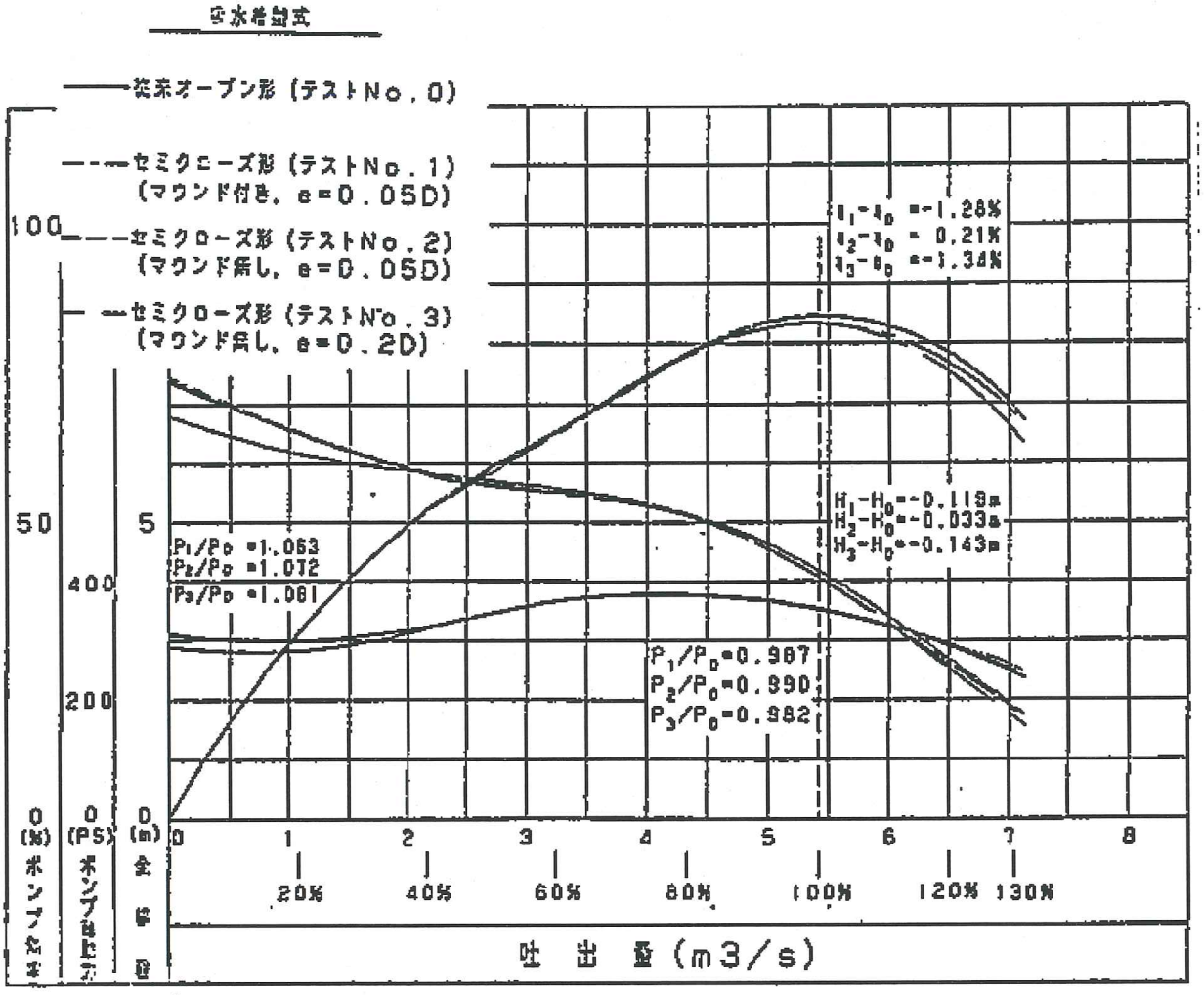


セミクローズ形吸水槽形状、寸法

（3）ポンプ性能へ与える影響

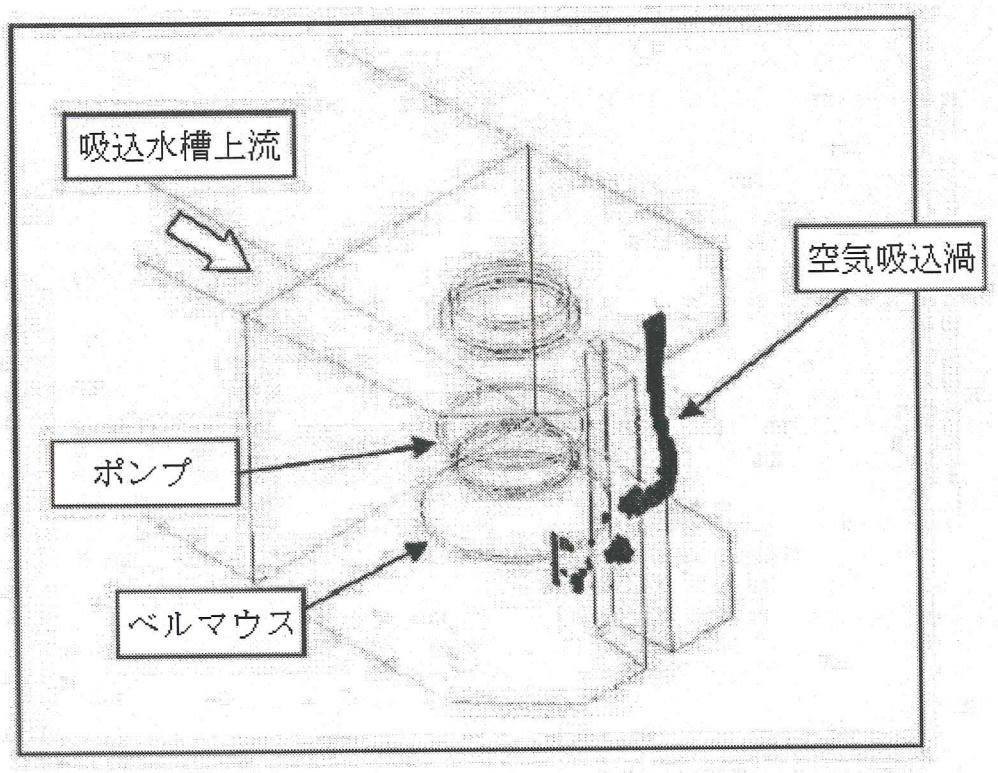
オ ー プ ン 形吸水槽：水路損失、ポンプ性能に影響無

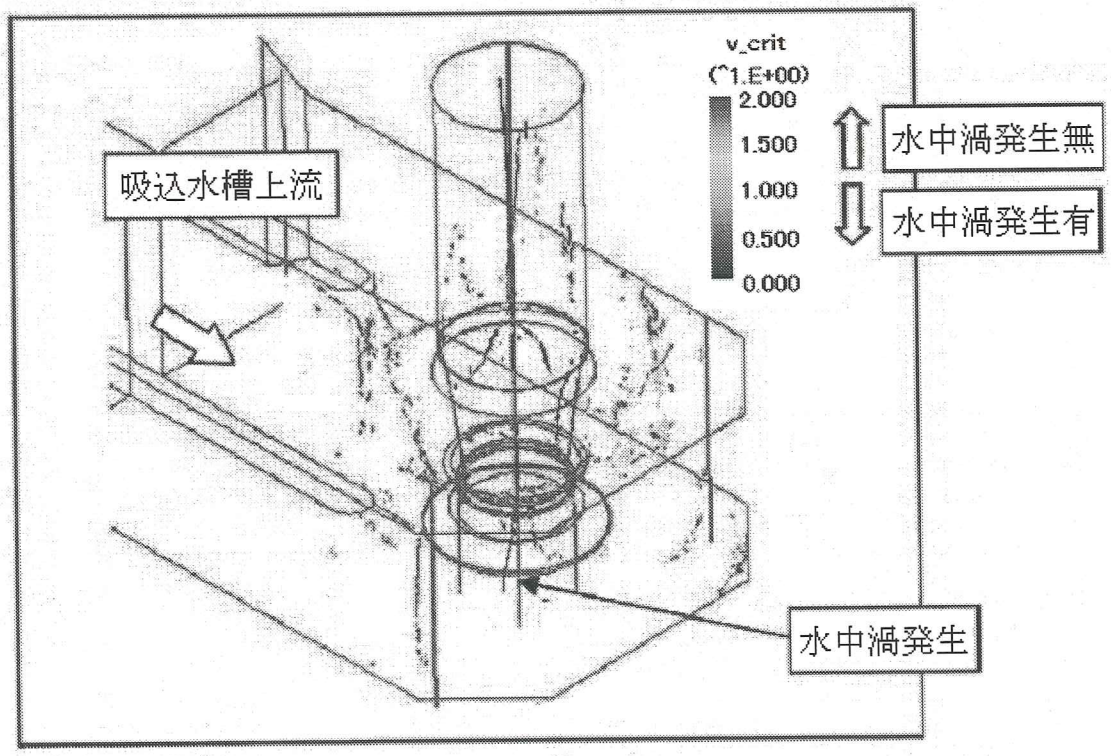
セミクローズ形吸水槽：水路損失 約0.1 m、ポンプ性能に40%流量以下で若干の違いがあるがポンプ運転上支障ないと判断できる。



（4）シミュレーション結果と模型実験結果との比較

6、10 m^3/s オープン形吸水槽の機場を想定しシミュレーションと水槽実験を比較した。空気吸込渦については位置、強さは比較的合致したが水中渦の評価に差異が出た。現状のシミュレーションは定量評価をすることはむずかしく相対評価の手段として有効であることがわかった。

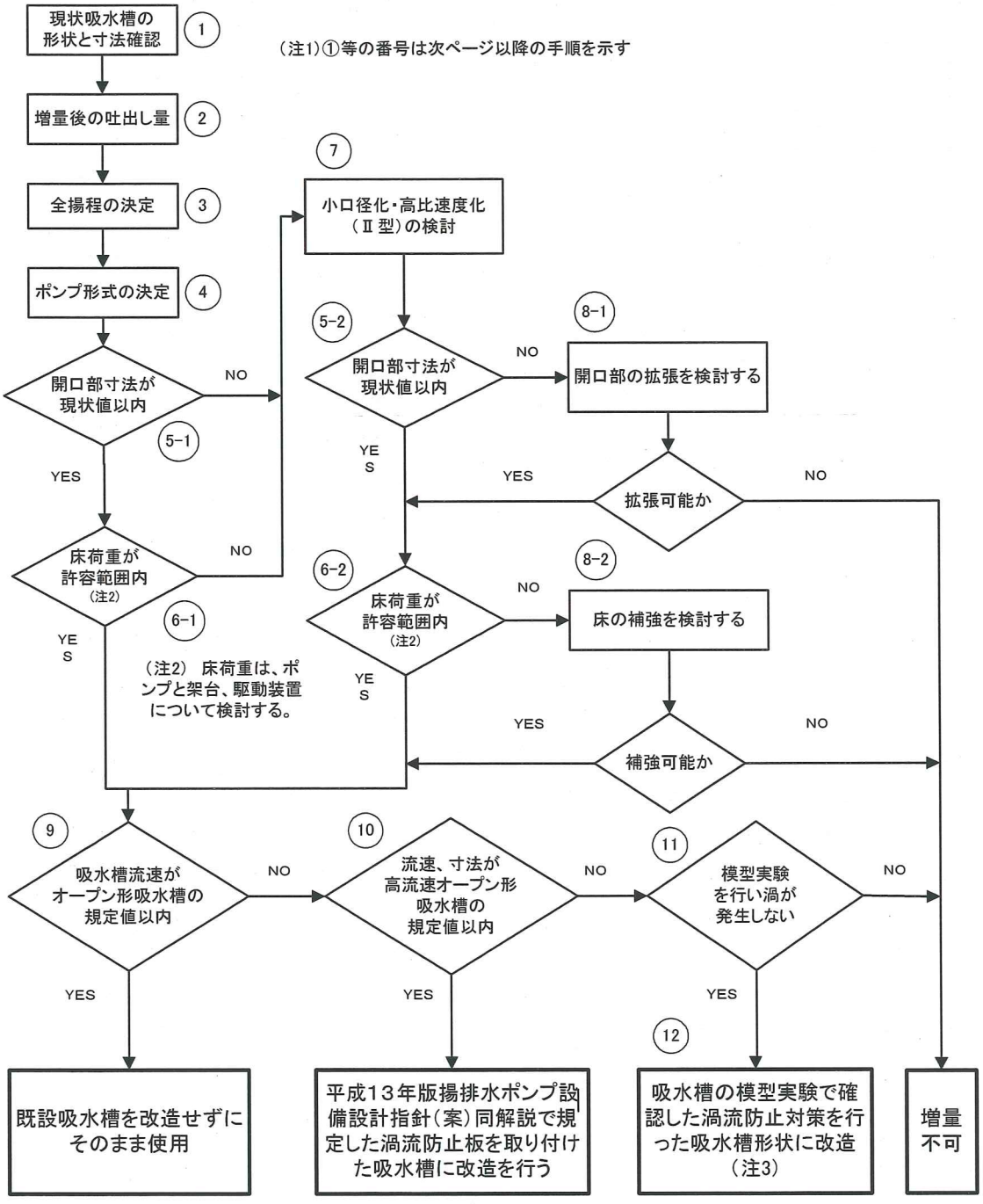




10.5. 高流速吸水槽の既設施設への適用手法の検討

（1）検討手順

下図に示すフローに従い、2 施設に関して事例調査を実施する。下記の検討フローにより、検討内容を示す。



（注３）模型実験により、空気吸込み渦、水中渦の発生についての判定は、別項に示す「ポンプ吸水槽実験計画マニュアル」によること。

（2）検討結果の評価例

与えられた下記検討条件に基づき検討実施の結果、手法を適用する事で立軸斜流ポンプ、横軸軸流ポンプ共に、吐出し量アップが可能であることが確認された。

ポンプ形式	立軸斜流ポンプ	横軸軸流ポンプ
流量増加量	1.3 倍	1.1 倍
水位条件	既設と同一	既設と同一
水槽形状	既設（対策要）	既設（対策なし）
比速度	高 Ns	従来 Ns
荷重	既設同程度	既設同程度
開口寸法	既設と同一	既設と同一

検討実施機場の現状及び容量アップ後の仕様

1）立軸斜流ポンプ

		現状	容量アップ
ポンプ形式		I 型立軸斜流ポンプ	II型立軸斜流ポンプ
吐出し口径		1500 mm	1500 mm
吐出し量		5.0 m^3/s（100%）	6.5 m^3/s（130%）
水位条件	吸水槽 LLWL	▽−4.700 m	同 左
	外水位 HWL	▽+0.060 m	同 左
水槽形状		オープン形	オープン形＋渦流防止板有
吸水槽底盤レベル		▽−8.400 m	同 左
除塵機部底盤レベル		▽−6.900 m	同 左
吸水槽巾		4500 mm	同 左
比速度	Ns	900	1300
荷重		327,000 N	既設と同程度
開口寸法		φ2600 mm	同 左

2）横軸軸流ポンプ

		現状	容量アップ
ポンプ形式		横軸軸流ポンプ	横軸軸流ポンプ
吐出し口径		800 mm	800 mm
吐出し量		1.35 m^3/s（100%）	1.50 m^3/s（110%）
水位条件	吸水槽 LLWL	▽−2.900 m	同 左
	外水位 HWL	▽−0.500 m	同 左
水槽形状		オープン形	オープン形
吸水槽底盤レベル		▽−4.900 m	同 左
除塵機部底盤レベル		▽−4.020 m	同 左
吸水槽巾		2400 mm	同 左
比速度	Ns	1500	1500
荷重		80,500 N	既設と同程度
開口寸法		φ1350 mm	同 左

10.6. おわりに

本報告書は、平成 11 年度から平成 13 年度にわたって実施した「高速流路の設計手法の高度化に関する共同研究」の研究成果をとりまとめたものである。本研究は、独立行政法人土木研究所と社団法人河川ポンプ施設技術協会との共同研究として実施された。本研究を実施するにあたりご協力いただいた関係各位に深く感謝の意を表する。

補足：吸水槽モデル実験計画マニュアル（案）

1. 実験の目的

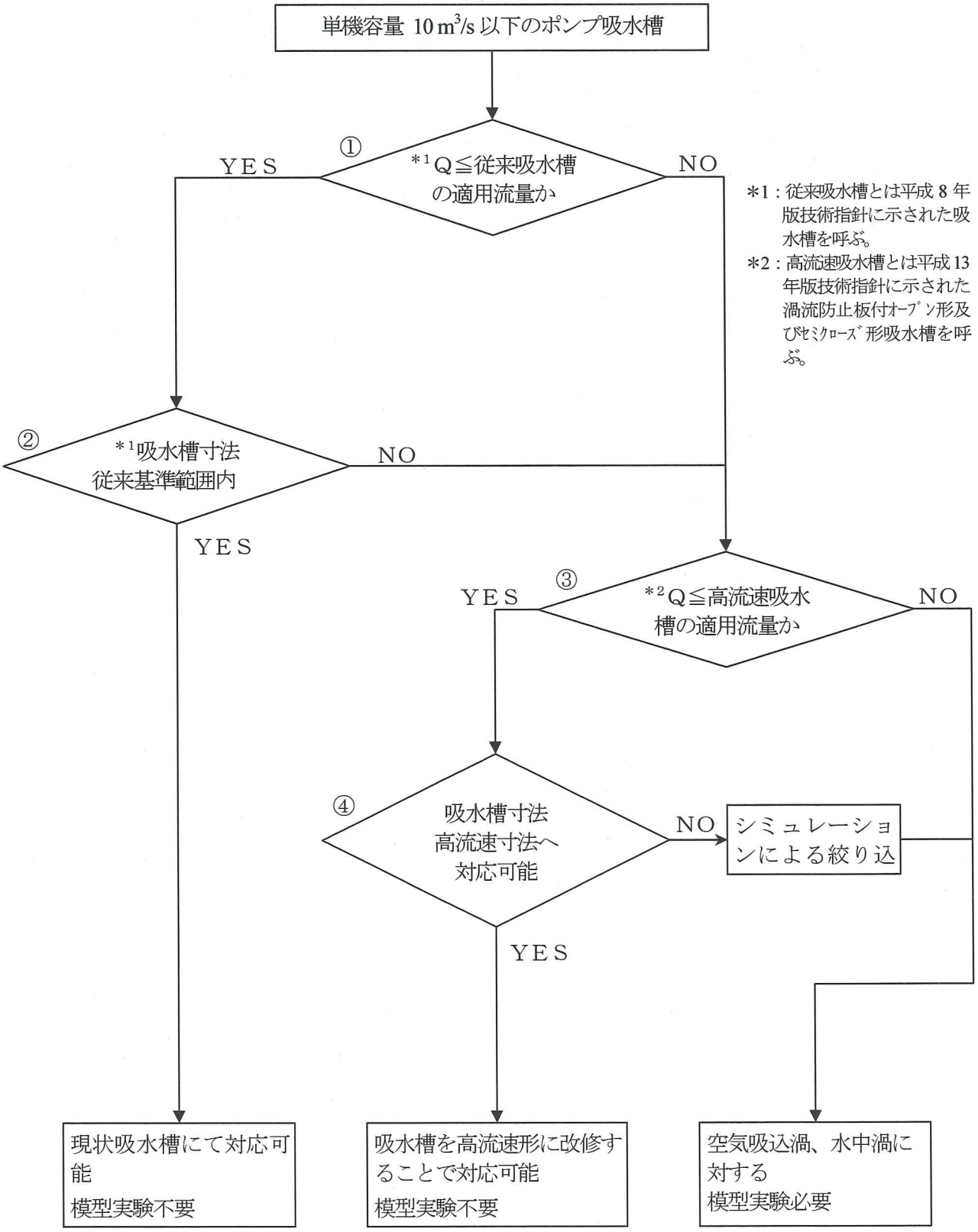
ポンプ吸水槽の形状、寸法がポンプの性能や運転状態に大きな影響を与えることは、周知の事実であり、吸水槽の計画に際しては、土木構造面や設置設備の見地だけでなく、ポンプに作用する水力面での対応が必要である。これは、吸水槽の形状、寸法により、フローパターンが変化し、空気吸込渦、または水中渦が発生するとポンプよりの騒音や振動発生の原因となり、更に発達すると性能低下から揚水不能へと至る現象を起こすことからである。

一方、最近の建設コスト縮減や用地確保難の観点から、機場のコンパクト化が求められ、吸水槽の高流速化が図られ技術指針にもその形状、寸法が規定された。しかし、更なる高流速化吸水槽の導入や特殊な上流水路条件など技術指針と異なった形状、寸法の吸水槽を計画しようとする時、実機において前述の問題を起こさぬよう設計計画段階において問題点の有無を検証することが望ましくその方法として、ポンプ吸水槽模型実験が最も確実な方法である。

本マニュアルは、吸水槽の設計計画に際し、渦発生などの問題が懸念される場合、事前に検証、対策などを実施できるポンプ吸水槽の模型実験方法を規定するものである。

2. 適用範囲

本マニュアルは、ポンプ単機容量 10 m^3/s 以下のオープン形（開水路）及びセミクローズ形（閉水路）吸水槽に適用し、模型実験の要否の概定は下図による。尚、オープン形、セミクローズ形吸水槽それぞれの模型実験要否の具体的なフローチャートを図-1、図-2 に示す。



2.1. 模型試験要否条件

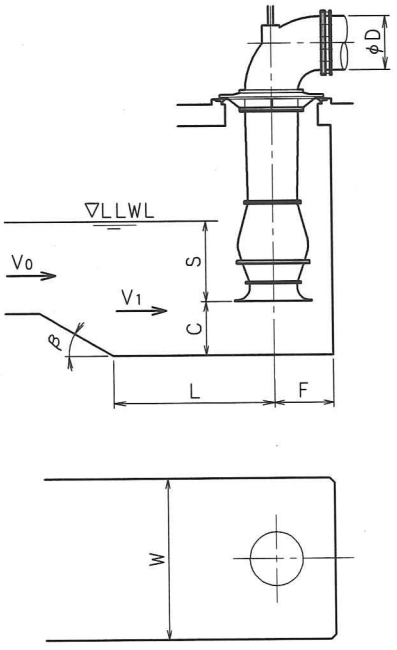
2.1.1. オープン形吸水槽

(1)形状及び寸法

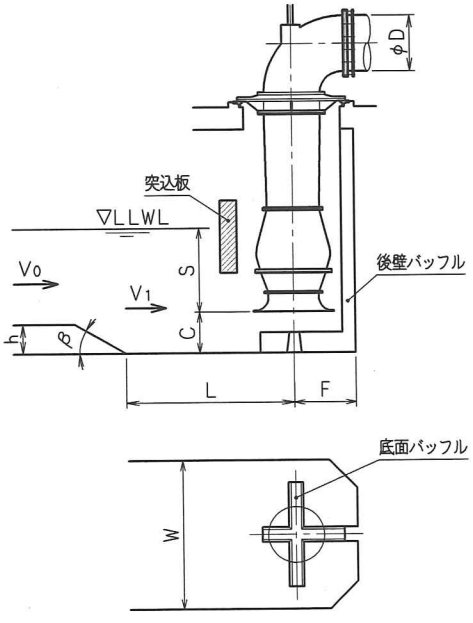
技術指針に規定されているオープン形吸水槽の寸法を表-1 に示す。

表-1　オープン形吸水槽の規定寸法

	寸法位置		従来吸水槽	高流速吸水槽寸法
1	基本形状	水路幅(W)	3.0D	2.7D
2		ボトムクリアランス(C)	1.0D	0.75D
3		没水深さ(S)	1.5D	1.5D
4		背面間隔(F)	1.1D	1.1D
5	渦流防止対策	突込板	無	設置
6		底面バッフル	無	設置
7		後壁バッフル	無	設置
8	マウンド	距離(L)	3.0D	3.0D
9		角度(β)	30°	30°
10		マウンド高さ(h)	－	0.5D
11	V_0		0.5 m/s 程度	0.5 m/s 程度
12	V_1		0.3 m/s 程度	0.4 m/s 程度



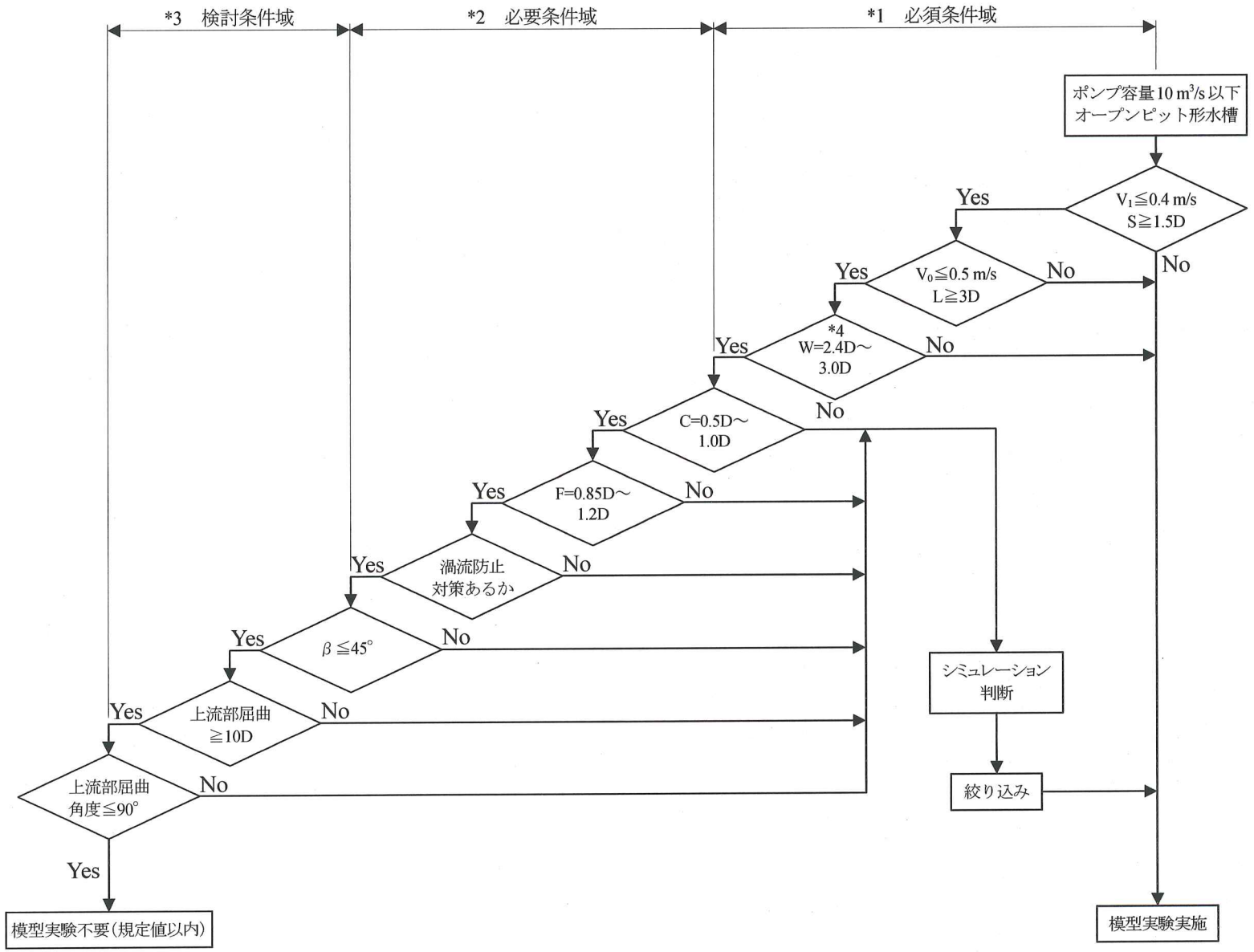
従来吸水槽



高流速吸水槽

(2)模型実験の要否

図-1 にオープン形吸水槽の模型実験要否の具体的な検討フローチャートを示す。



＊1：吸水槽の寸法、形状がこの規定値内に必ずあることの条件を示す。
＊2：必須条件を満たし、かつこの規定値内にあるかの条件を示す。
＊3：必須、必要の諸条件を満足しかつこの規定値内にあることが必要であるがシミュレーション等で検討しても良い条件を示す。
＊4：水路巾（W）が3.0D以上と広くなるケースもある。この場合はV_0,V_1が満足すれば広くなっても条件を満足するものとする。

図-1　オープン形吸水槽の模型実験要否検討フローチャート

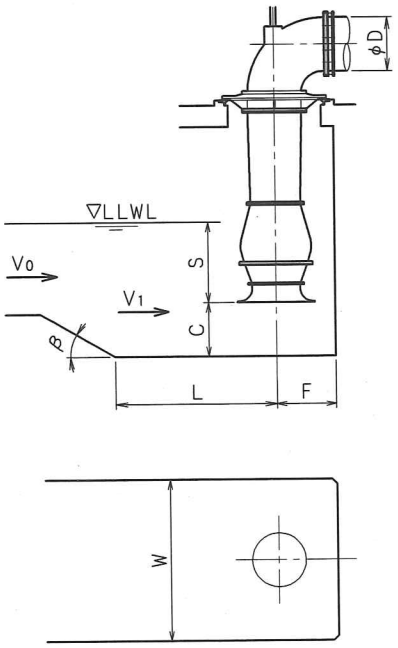
2.1.2. セミクローズ形吸水槽

(1)形状及び寸法

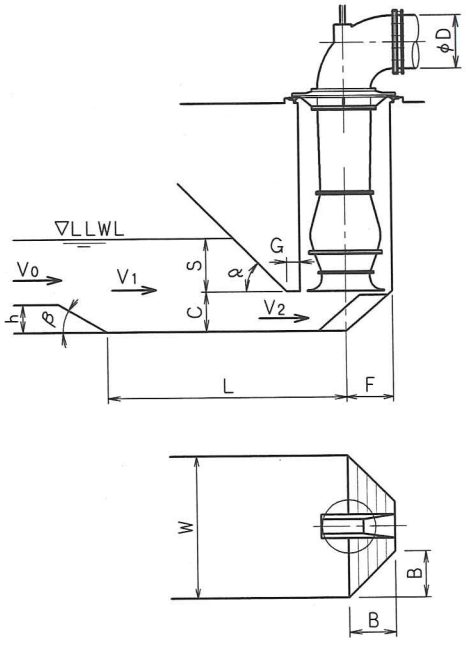
技術指針に規定されているセミクローズ形吸水槽の寸法を表-2 に示す。

表-2　セミクローズ形吸水槽の規定寸法

	寸法位置		従来吸水槽	高流速吸水槽寸法
1	基本形状	水路幅(W)	3.0D	2.7D
2		ボトムクリアランス(C)	1.0D	0.75D
3		没水深さ(S)	1.5D	1.0D
4		背面間隔(F)	1.1D	0.85D
5	背面コーナ(B)		無	0.85D
6	呑口角度(α)		—	45°
7	水平部長さ(G)		—	0.25D
8	マウンド	距離(L)	3.0D	4.5D
9		角度距離(β)	30°	30°
10		マウンド高さ(h)	—	0.25D
11	V_0		0.5 m/s 程度	0.65 m/s 程度
12	V_1		0.3 m/s 程度	0.6 m/s 程度
13	V_2		—	1.2 m/s 程度



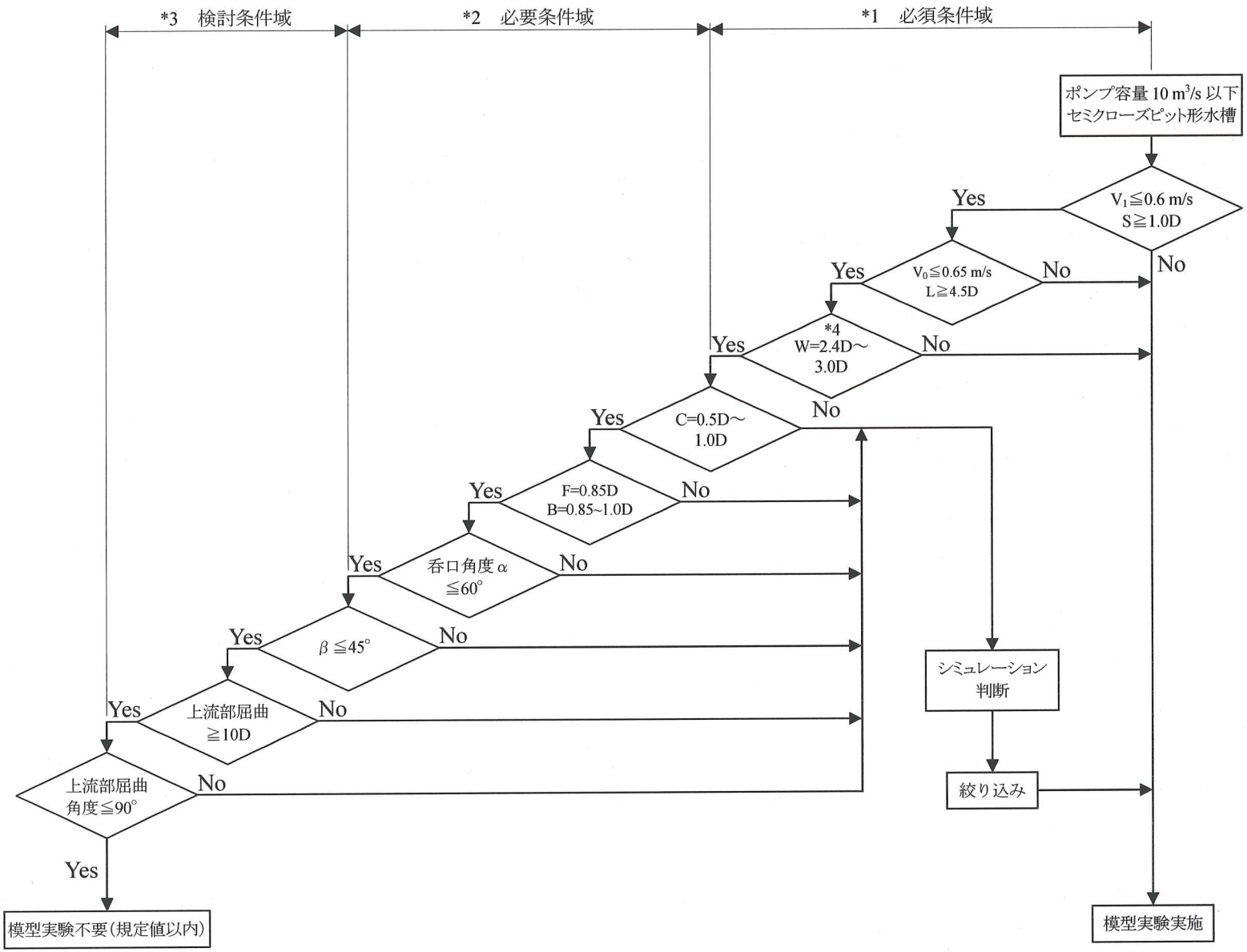
従来吸水槽



高流速吸水槽

(2)模型実験の要否

図-2 にセミクローズ形吸水槽の模型実験要否の具体的な検討フローチャートを示す。



＊1：吸水槽の寸法、形状がこの規定値内に必ずあることの条件を示す。
＊2：必須条件を満たし、かつこの規定値内にあるかの条件を示す。
＊3：必須、必要の諸条件を満足しかつこの規定値内にあることが必要であるがシミュレーション等で検討しても良い条件を示す。
＊4：水路巾（W）が 3.0D 以上と広くなるケースもある。この場合は V_0,V_1 が満足すれば広くなっても条件を満足するものとする。

図-2　セミクローズ形吸水槽の模型実験要否検討フローチャート

〔解　説〕

1．平成 8 年技術指針に規定されている従来吸水槽の選定範囲は表-3 のような吐出量とポンプ口径の関係にある。

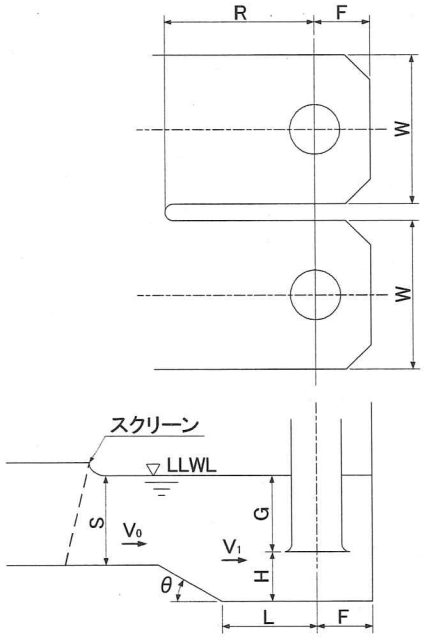
表-3　従来吸水槽の吐出量とポンプ口径　(単位 mm)

選　定　範　囲		
吐出量 (m^3/s)	ポンプ口径 (mm)	吸水槽形状
0.20 以上～0.38 以下	400	オープン形のみ
0.38 超～0.60 以下	500	
0.60 超～0.83 以下	600	
0.83 超～1.17 以下	700	
1.17 超～1.50 以下	800	
1.50 超～1.92 以下	900	
1.92 超～2.50 以下	1000	
2.50 超～3.33 以下	1200	
3.33 超～4.25 以下	1350	
4.25 超～5.42 以下	1500	
5.25 超～6.67 以下	1650	
6.67 超～8.00 以下	1800	
8.00 超～10.00 以下	2000	

2．従来吸水槽の形状・寸法及び流速の範囲は表-4 の通りである。

表-4　オープン形吸水槽主要寸法

流量範囲 (m^3/s)	主　要　寸　法										
	W	F	G	H	c	h	M	R	L_1	L_2	S
0.20 以上～0.38 以下	1,200	450	600 以上	400	600 以上	520 以上	400	1,200	1,200	1,200	700
0.38 超～0.60 以下	1,500	600	800 以上	500	750 以上	650 以上	500	1,500	1,500	1,500	800
0.60 超～0.83 以下	1,800	700	900 以上	600	900 以上	780 以上	600	1,800	1,800	1,800	1000
0.83 超～1.17 以下	2,100	800	1,100 以上	700	1,050 以上	910 以上	700	2,100	2,100	2,100	1,250
1.17 超～1.50 以下	2,400	900	1200 以上	800	1,200 以上	1,040 以上	800	2,400	2,400	2,400	1,400
1.50 超～1.92 以下	2,700	1,000	1400 以上	900	1,350 以上	1,170 以上	900	2,700	2,700	2,700	1,600
1.92 超～2.50 以下	3,000	1,100	1500 以上	1,000	1,500 以上	1,300 以上	1,100	3,000	3,000	3,000	1,800
2.50 超～3.33 以下	3,600	1,300	1800 以上	1,200	1,800 以上	1,560 以上	1,200	3,600	3,600	3,600	2,100
3.33 超～4.25 以下	4,050	1,500	2100 以上	1,350	—	—	—	4,050	4,050	4,050	2,400
4.25 超～5.42 以下	4,500	1,650	2300 以上	1,500	—	—	—	4,500	4,500	4,500	2,700
5.25 超～6.67 以下	4,950	1,800	2500 以上	1,650	—	—	—	4,950	4,950	4,950	2,900
6.67 超～8.00 以下	5,400	2,000	2700 以上	1,800	—	—	—	5,400	5,400	5,400	3,200
8.00 超～10.00 以下	6,000	2,200	3100 以上	2,000	—	—	—	6,000	6,000	6,000	3,500



S：吸水槽入口深さで、できるだけ深い方望ましいが、水位を主ポンプ運転可能最低水位とした場合において、計画吐出し量で断面平均流速V_0を次のように定める。

V_0：0.5 m/s 程度とする。

V_1：吸水槽の深さG＋Hは渦の発生防止のため、Sと同様に主ポンプ運転可能最低水位、計画吐出し量の場合で主ポンプ接近流速（吸水槽断面平均流速）が 0.3 m/s 程度となるようにする。

θ：吸水槽と流入水路の底面の接続勾配は最大でも 45° 以下とする。

L：L寸法は吸水槽の入口角度 30° の場合 L1、45° の場合 L2 以上とする。

3．平成 13 年技術指針に規定されている高流速吸水槽の選定範囲は表-5 のような吐出量とポンプ口径にある。

表-5　高流速吸水槽の適用範囲

吐出量（m^3/s）	ポンプ口径（mm）		吸水槽形状
	Ⅰ型	Ⅱ型	
0.83 超～1.17 以下	700	600	オープン形
1.17 超～1.50 以下	800	700	
1.50 超～1.92 以下	900	800	
1.92 超～2.50 以下	1000	900	
2.50 超～3.33 以下	1200	1000	
3.33 超～4.25 以下	1350	1200	セミクローズ形
4.25 超～5.42 以下	1500	1350	
5.25 超～6.67 以下	1650	1500	
6.67 超～8.00 以下	1800	1650	
8.00 超～10.00 以下	2000	1800	

4．現在、技術指針に規定されている高流速吸水槽の形状、寸法はオープン形とセミクローズ形の２種類があり、それらは表-6 及び 7 の通りである。これらの形状や寸法を大巾に越える場合には模型実験を行う必要がある。

表-6　オープン形吸水槽の形状、寸法

〔D：Ｉ型口径を示す〕

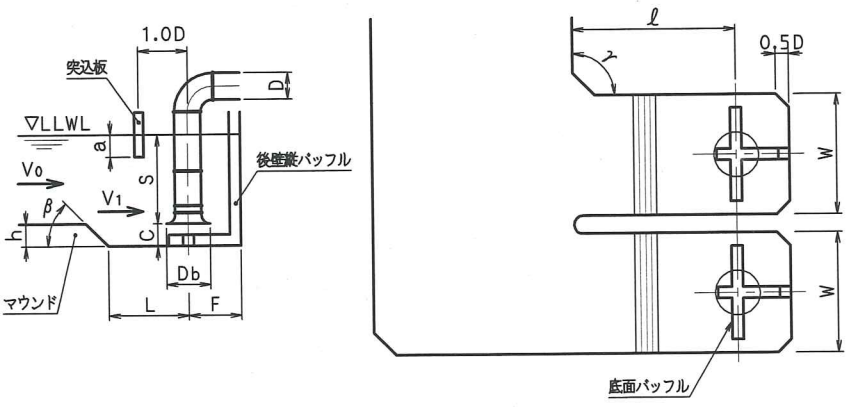
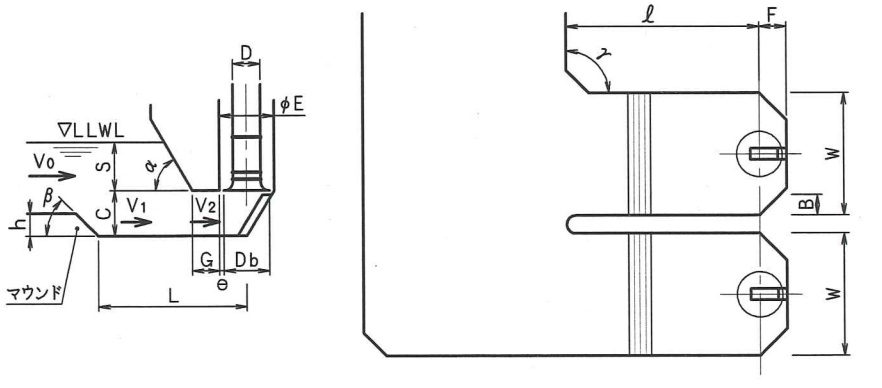
項目			規定形状、寸法
(1)	水路巾(W)		2.7D
(2)	ボトムクリアランス(C)		0.75D
(3)	没水深さ(S)		1.5D
(4)	背面間隔(F)		1.1～1.2D
(5)	過流防止	対　策	有
		突込板	有
		底面ﾊﾞｯﾌﾙ	有
		後壁ﾊﾞｯﾌﾙ	有
(6)	マウンド	有　無	有
		距　離(L)	3.0D
		角　度(β)	30°
		マウンド高さ(h)	0.5D
(7)	上流の曲がり	距　離(ℓ)	規定なし(10D)
		角　度(γ)	規定なし(90°)
(8)	流速	マウンド部流速(V_0)	約 0.5 m/s
		接近流速(V_1)	約 0.4 m/s
(9)略　図			

表-7　セミクローズ吸水槽の形状、寸法

〔D：Ｉ型口径を示す〕

項目			規定形状、寸法
(1)	水路巾(W)		2.7D
(2)	ボトムクリアランス(C)		0.75D
(3)	没水深さ(S)		1.0D
(4)	背面間隔(F)		0.85D
(5)	背面コーナ(B)		0.85D
(6)	マウンド	有　無	有
		距　離(L)	4.5D
		角　度(β)	30°
		マウンド高さ(h)	0.25D
(7)	呑口角度(α)		45°
(8)	水平部長(G)		0.25D
(9)	上流の曲がり	距　離(ℓ)	規定なし(10D)
		角　度(γ)	規定なし(90°)
(10)	流速	マウンド流速(V_0)	約 0.65 m/s
		接近流速(V_1)	約 0.50 m/s
		ポンプ近寄流速(V_2)	約 1.2 m/s
(11)略図			

3. 模型実験要領

3.1. 実験の対象

吸水槽の模型試験の対象は次の各項である。

(1) 渦による問題発生の予測

模型吸水槽内にて、渦（空気吸込渦、水中渦）の発生状況を調べ、実物ポンプ吸水槽において渦による振動・騒音などの問題が発生する可能性の有無を予測する。

(2) 渦防止対策の立案と効果の検証

上記(1)において、渦による問題発生の可能性が高い場合、模型吸水槽により渦の発生位置および状況を観察し、渦防止対策を立案するとともに、模型水槽に対策を施しその効果を検証する。

3.2. 模型の相似性

(1) 模型水槽の範囲

取水路におけるスクリーンからポンプに至る部分を模型水槽の範囲とする。また、左右対称形の水槽においては、その片側を模型水槽の範囲とすることもできる。ただし、スクリーン上流側などに曲りや急拡大がある場合には、模型水槽の範囲を当事者間で協議するものとする。模型水槽の流路で実物水槽に対応する部分は、すべて幾何学的に相似でなければならない。

(2) 模型水槽の寸法範囲

模型水槽と実物水槽との模型比 $L_r = L_m / L_p$ は大きい方がのぞましい。模型試験におけるベルマウス径は 100mm 以上とする。また、水路の平面的な直線部は 10D（上流曲りなし相当）以上とする。ただし、水路および吸水槽内における流動状況のみを試験するものであればこの限りではない。また、口径の異なるポンプ複数台配置されるような場合は、最小口径のポンプのベルマウス径の決定について当事者間で協議するものとする。

3.3. 流れの相似性

水槽の幾何学的寸法・形状が相似であれば、空気吸込渦と水中渦の発生は、下記の条件で相似であるとする。

(1) 空気吸込渦が発生する場合の相似条件（中間流速）

$$\frac{V_m}{V_p} = \left(\frac{L_m}{L_p}\right)^{0.2}$$

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \left(\frac{L_m}{L_p}\right)^{2.2}$$

ここで、V：流れの場の代表速度

L：物体の代表寸法

Q：流量

添字 m は模型、p は実物を示す。

(2) 水中渦が発生する場合の相似条件（流速一致）

$$V_m = V_p$$

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \left(\frac{L_m}{L_p}\right)^2$$

なお、スクリーン上流側も含むようなポンプ機場の広範囲な流動状態を問題にする場合の相似条件は、フルード数一致を基準にする。

3.4. 実験装置

(1) 実験装置と設備構成

試験装置は、測定中吸水槽の水位を一定に保持できるとともに、必要に応じて水位の変更が可能なものとし、整流装置、タンク、配管、水量調整弁、流量計、ポンプなどを用いる。また、流量の測定はJIS B8302により行うものとする。実験装置の代表側を図-3に示す。

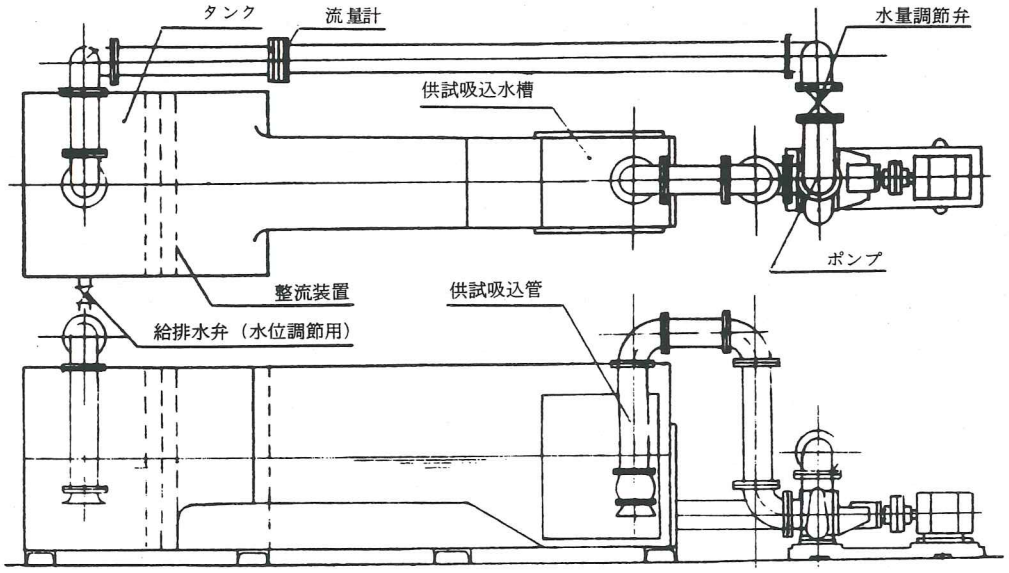


図-3　一般的な試験装置例

(2) 模型水槽の構造

① 材　料

水槽製作に用いる材料は鋼板、アクリル樹脂、ポリ塩化ビニール、木いずれでも可である。ただし、木製の場合には水によって水槽形状が容易に変形しないこと。また、水槽内部の流動状況が外部から観察できるように、水槽壁には透明な観察窓を設けるものとする。

② 吸込管形状

吸込管についてはサイフォン管を用いることを原則とする。ただし、この場合吸込管の外形は実物と相似にすることが望ましく、その詳細については当事者間で協議のうえ決定するものとする。

3.5. 試験方法と試験結果の判定

(1) 試験方法

① 空気吸込渦試験

実物ポンプの運転範囲から決まる最低水位における最大流量まで試験を行う。

② 水中渦試験

実物ポンプの運転範囲から決まる最低水位における最大流量まで試験を行う。ただし、水面の波立ちが激しいときは、必要に応じて自由表面にふたをするか、水位を上げて試験を行ってもよい。

その他の運転条件で試験を行う場合は、当事者間で協議し決定する。また、試験における渦の観察は、一つの条件に対して２～５分間観察するものとする。

③ 計測項目

下記を計測する

（a）流量

（b）水位

（c）渦発生の有無、形態、発生頻度

(2) 試験結果の判定

吸水槽の模型試験の際に発生する渦の形態を調べ、渦防止対策の必要性の有無の判定や、渦防止対策後の効果の検証などを行う場合には、表-8 及び-9 より試験結果を評価するものとする。

水中渦に関しては、いずれのクラスにおいても振動、騒音の原因になることが予想されるため、水中渦の発生は許容されない。但し、発生が断続的かつ軽微で空洞のない渦糸は許容する。

表-8　オープン形吸水槽の渦の形態と判定基準

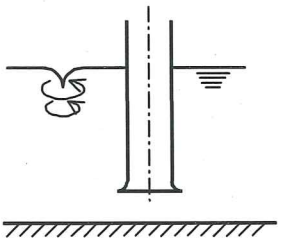
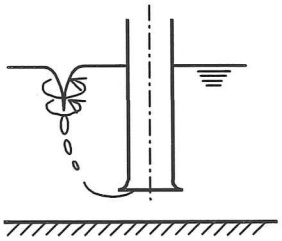
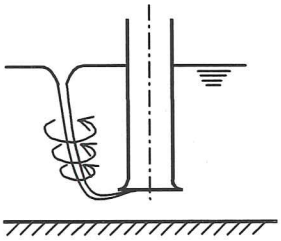
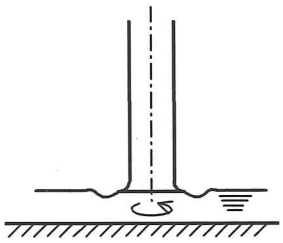
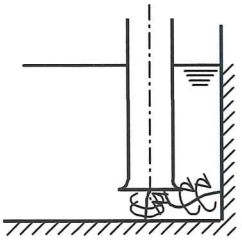
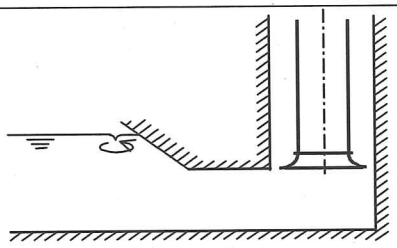
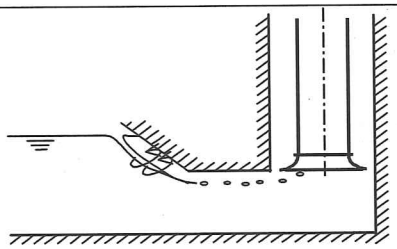
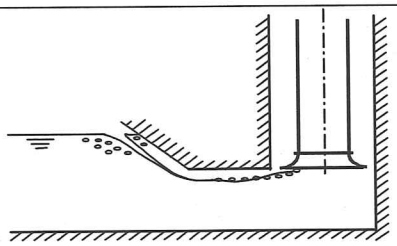
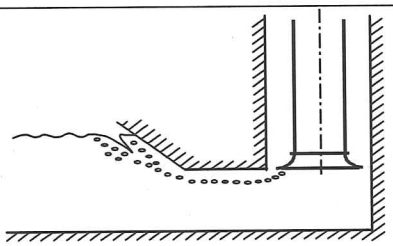
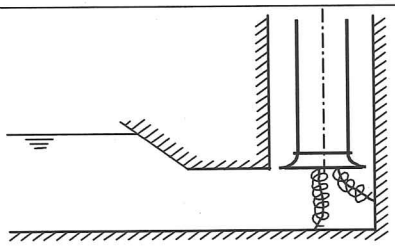
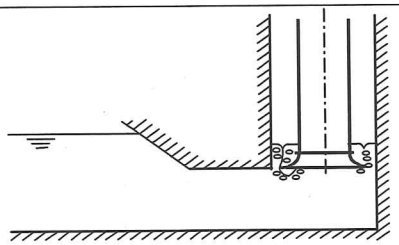
渦の名称と形態	渦の説明	判定
 （a）くぼみ渦	水面に発生する渦で、くぼみを形成するが、ベルマウスへ空気を吸い込まない渦。	合格 ○
 （b）断続渦	空気吸込渦の一種で、空気の吸込みが断続的なもの。	5回/2分以下 合格 ○
 （c）連続渦	空気吸込渦の一種で、水面からの渦中心はベルマウスまで達し、空気の吸込みが連続的なもの。	不合格 ×
 （d）同心渦	水位がベルマウス近くまで下がったとき発生する渦で、渦中心が一致し、多量の空気が吸込まれるもの。	不合格 ×
 （e）水中渦	一端が吸込口内にあり、他端は水槽底面、側壁あるいは後壁面にある渦で、渦中心が空洞を形成しているもの。	空洞のあるもの 不合格 空洞のない 「渦糸」 合格

表-9　セミクローズ形吸水槽の渦の形態と判定基準

渦の名称と形態	渦の説明	判定
 （a）くぼみ渦	水面に発生する渦で、くぼみを形成するが、空気を吸込まない渦。	合格 ○
 （b）断続渦	空気吸込渦の一種で、空気の吸込が断続的なもの。	5回/2分以下 合格 ○
 （c）連続渦	空気吸込渦の一種で、空気の吸込が連続的なもの。	不合格 ×
 （d）気泡の巻込み	水槽呑口部における砕波による気泡の巻込み。	合格 ○
 （e）水中渦	一端が吸込口内にあり、他端は水槽底面、側壁あるいは後壁面にある渦で、渦中心が空洞を形成しているもの。(渦糸は許容)	不合格 ×
 （f）ポンプ揚水管周辺部からの空気吸込渦	空気吸込渦の一種で、ポンプ揚水管周辺部から空気の吸込みが見られるもの。	不合格 ×

〔解　説〕

1．渦の許容発生回数

「APS 版水槽試験要領（案）」（以下，APS（案））の策定にあたり、観察時間、渦判定に関して「JSME S 004 ポンプの吸水槽の模型試験法」（以下，JSME）と比較し表-10 に示す。

断続渦の判定は、JSME では種々の目的のポンプを想定し 1～2 回／5～10 分の発生であれば許容するとしているが、河川排水用ポンプにとって振動、騒音などの有害となる空気吸込渦は連続渦であるため、今回の判定基準では連続渦に発展する恐れの少ないレベルの断続渦は許容することとした。このようなことから本マニュアルでは、5 回／2 分以下の発生を許容するものとした。

表-10　JSME S 004-1984 と APS 版水槽試験要領（案）比較

		JSME S 004-1984 ポンプの吸水槽の 模型試験法	水槽試験要領（案） （本マニュアル）
渦判定 （JSME クラス I）	くぼみ渦	許容する	許容する
	断続渦	1～2 回／5～10 分：許容する	5 回／2 分以下：許容する
	連続渦	許容しない	許容しない
	水中渦	許容しない	許容しない

2．断続渦判定の根拠について

(1)発生回数について

図-4 に示す実験例からも明らかなように、ポンプ接近流速により渦発生回数が急激に増加する傾向が見られる。2 分間の観察で渦が全く発生しない低流速領域から渦発生回数が 30 回を超える高流速領域までである。渦発生回数はポンプ接近流速増加とともに増えて、約 5 回を超えるあたりで急増する。

渦の判定は、渦発生が 0～1 回程度の領域での断続渦は現象が安定せず、観察者によっても観察結果が異なってくることも考えられ、渦発生流速の判断を誤る可能性がある。したがって、前述の問題を満足するためには、渦発生回数が安定してくる 5 回程度で判断をすることが望ましい。

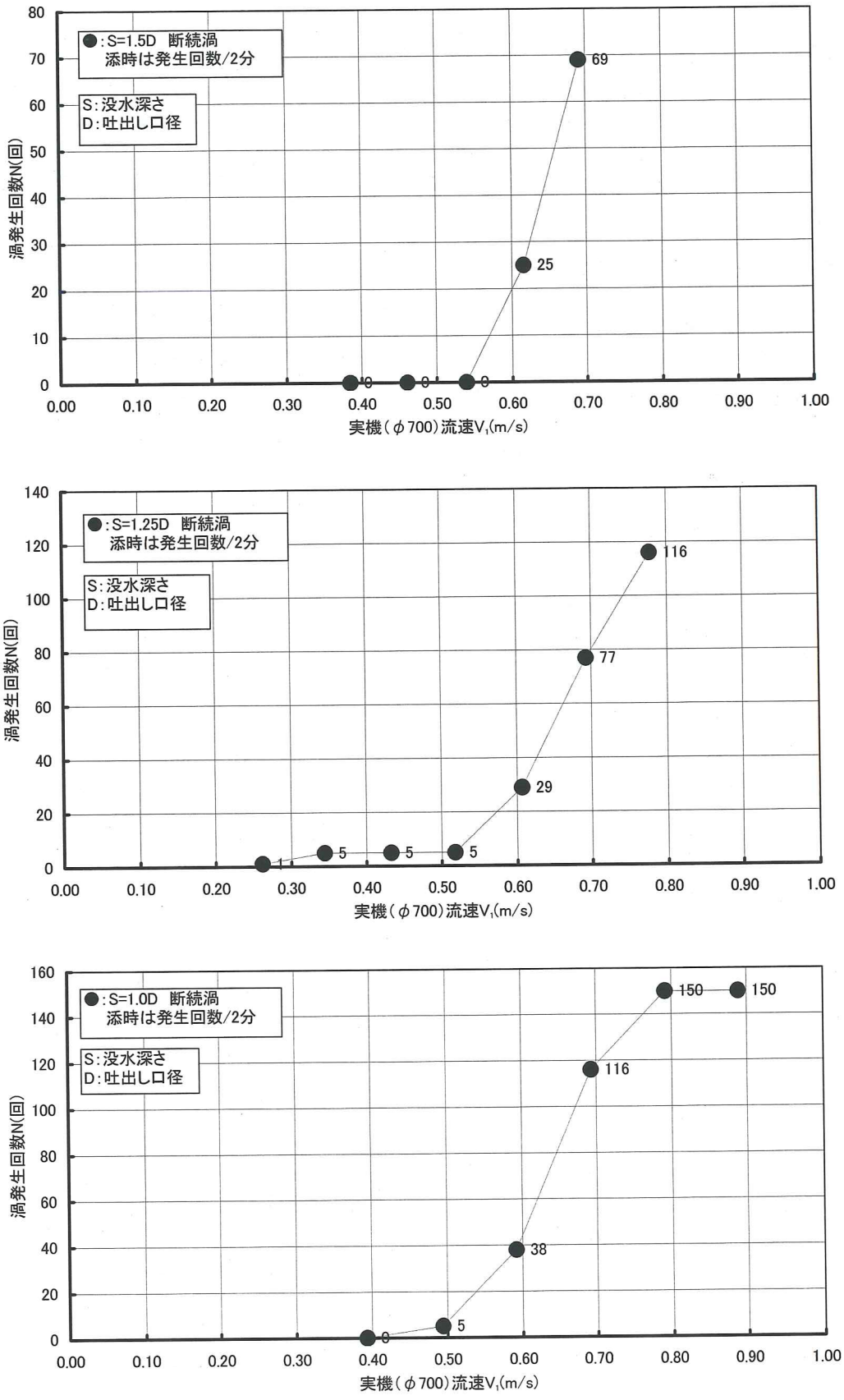


図-4　断続渦発生時のポンプ接近流速(V_1)と渦発生回数(N)の関係

(2)観察時間について

表-11 に観察時間を変えて、それぞれの観察時間での断続渦回数を記録したものを示す。

観察時の条件は、水路内流速は約 V=0.4m/s、渦流防止対策は無い状態とし、この条件下にて、同一観察時間にて 3 回の観察を行った。

まず、渦観察時間と断続渦発生の関係を図-5 に示す。これから渦観察時間と断続渦発生回数は比例関係があることが判る。

次に同一観察時間における 3 回の観察結果から、観察時間と渦発生回数の平均値に対する誤差を見たたものを表-11 図-6 に示す。この結果は、2 分間、5 分間の観察では、ほぼ同等の誤差である。10 分間になると誤差は減少する結果となった。これに対し、1 分間の観察では上述の 3 ケースに比べ誤差が大きいことがわかる。よって渦発生を安定して捉えるためには、2 分間以上の観察が必要であるといえ、特に本マニュアルの 2 分間、JSME の 5～10 分間の観察時間における渦発生回数に誤差は生じにくいものと判断する。

したがって、渦の観察時間は安定した渦の発生回数を捉えることを考慮し 2 分間とすることにした。

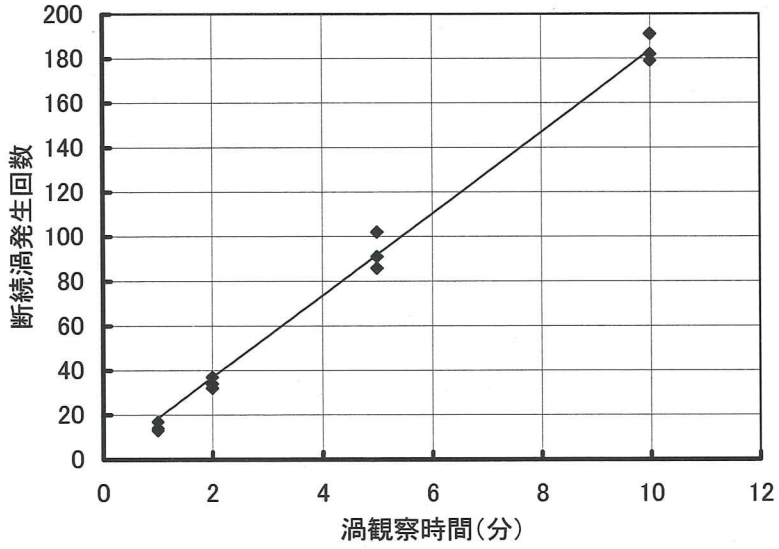


図-5　渦観察時間と断続渦発生回数の関係

表-11　観察時間と断続渦発生回数

	断続渦発生回数				平均値に対する
観察時間	1 回目	2 回目	3 回目	平均値	断続渦発生回数の誤差(%)
1 分間	13	14	17	14.7	15.6%
2 分間	34	32	37	34.3	7.9%
5 分間	102	91	86	93.0	9.7%
10 分間	179	191	182	184.0	3.8%

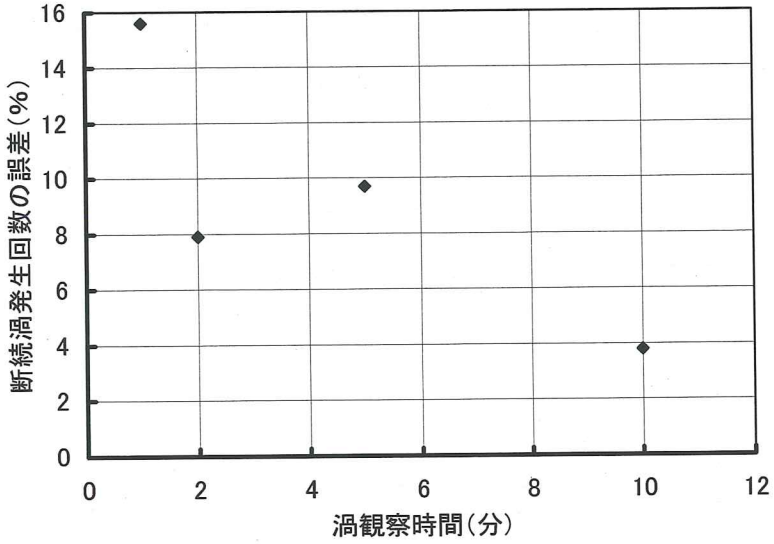


図-6　渦観察時間と断続渦発生回数誤差の関係

3．流れ解析によるオープン形吸水槽の上流側直線流路長さ(L')を変えた場合の評価

(1)解析対象吸水槽

対象としたポンプ機場形状を図-7 に示す。吸水槽は、オープン形高流速吸水槽である(図-8)。ポンプは吐出し口径 700mm の縦軸ポンプで、2 台が並列配置とした。吸水槽への流入水路と吸水槽は、直角曲がり接続である。

(2)条件

①解析パラメータ：吸水槽上流側直線流路長さ L'で、ポンプ中心から 5D, 7.5D, 10D, 15D の場合で曲がり角度(γ)は 90° として解析。 (D：ポンプ吐出し管口径) 。

②流量：130%吐出し量

③ポンプ設置台数：2 台

(3)結果と評価

吸水槽上流側直線流路長さ L' を変えて解析した水面近傍の流速分布ベクトル図を、図-9～図 12 に示す。矢印は流れの向きと大きさを表し、流速については図中にあるカラーバーに示す色で示す。

①流路の直角曲がりによる流れの偏り、剥離は L'によって差はあるものの、L'＝5D～15D の全てで渦防止板直前でも解消されない。

②渦防止板下流のポンプ周りの流速は小さく、渦防止板の効果が現れている．ポンプ周りの流速のやや大きい領域は L'が大きくなるほど小さくなる．L'が大きい場合の流れの平均化が影響していると推定される．

③一方、L'＝5.0D の場合渦防止板上流のⒶ部に於いて直角曲りの影響を受け渦の発生が予想される。しかし、L'＝7.5D～15D の場合は直角曲りの偏流の影響は小さく L'＝5.0D のような渦の発生はみられない。従って、吸水槽上流側の直線流路長さ L は好しくは 7.5D 以上と推定される。

④又、参考として JSME では上流の曲がりは 8DB としている。(DB：ベルマウス径) これは 10D 相 当となることもあり今回は L'=10D を採用した。

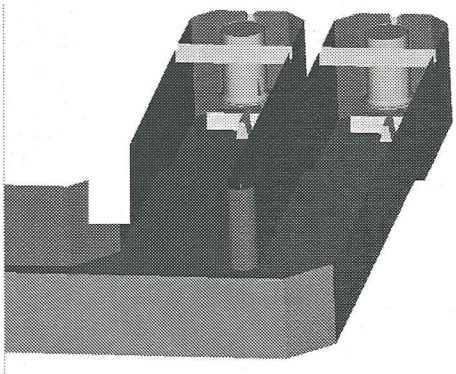


図-7　解析対象ポンプ場

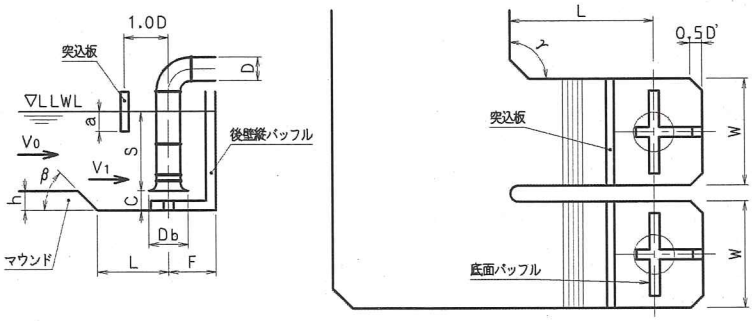


図-8　解析対象吸水槽形状，寸法

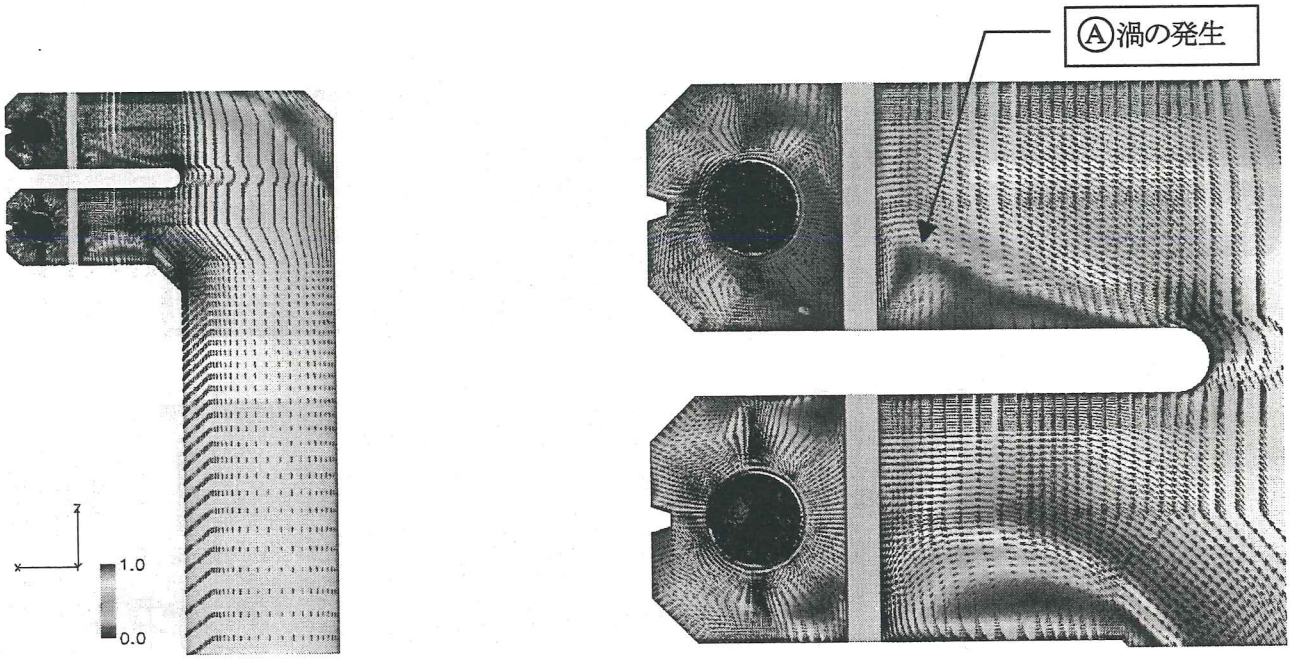


図-9　L'=5D の水面近傍流速分布

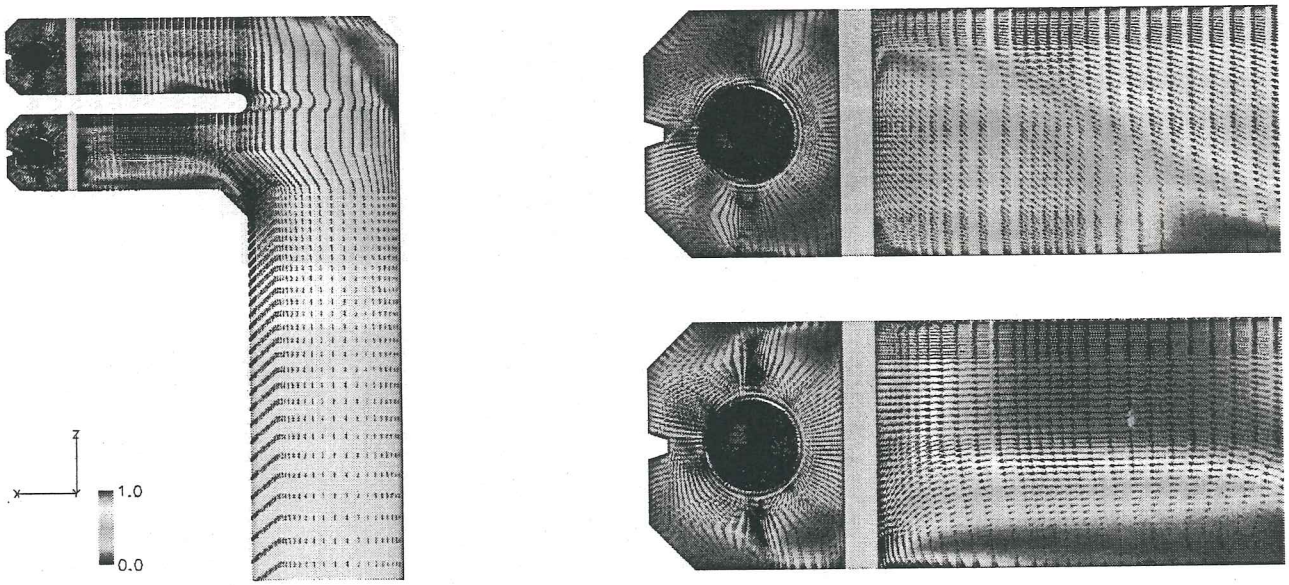


図-10　L'=7.5D の水面近傍流速分布

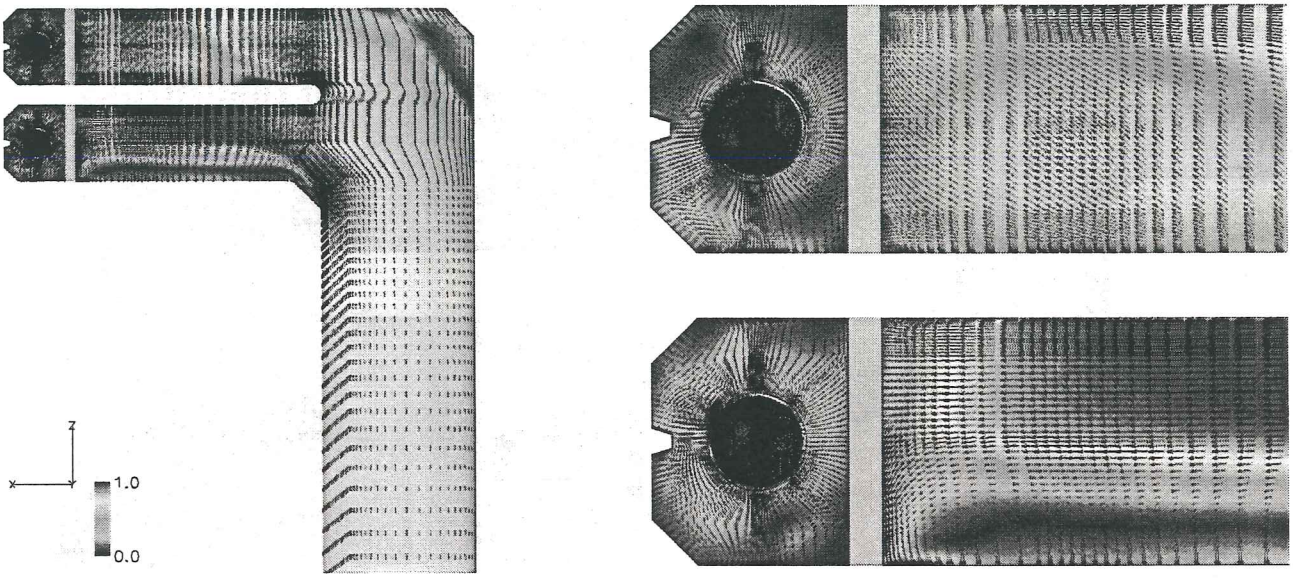


図-11　L'＝10Dの水面近傍流速分布

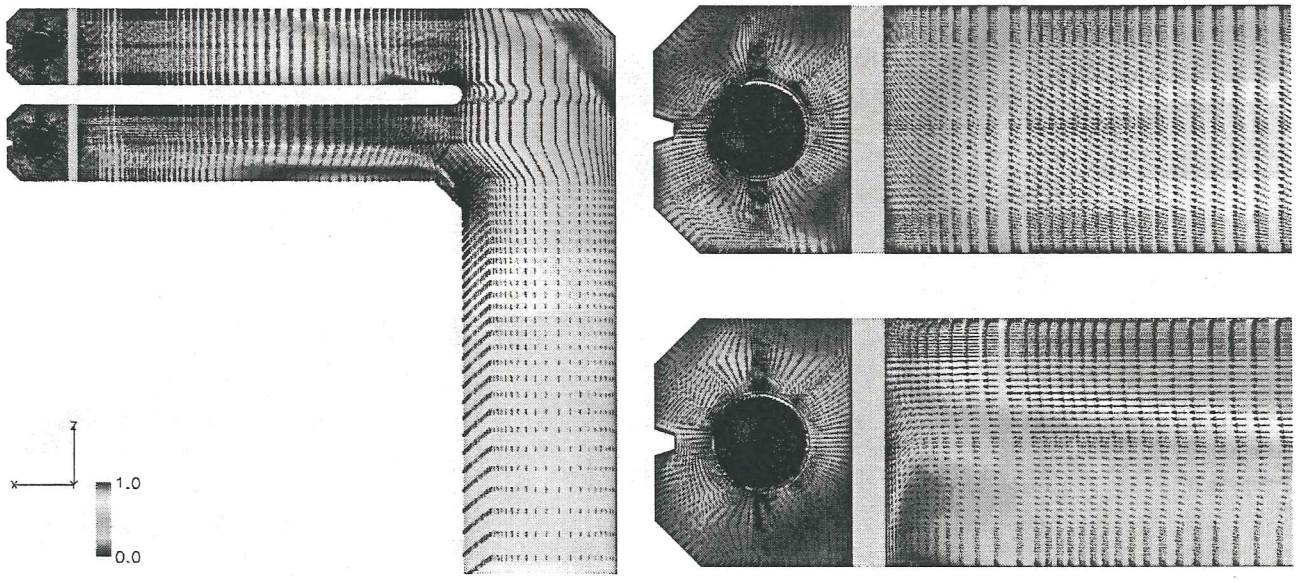


図-12　L'＝15Dの水面近傍流速分布

4. 参考資料

4.1. 用　語

用　語	読み方	意味・解説
吸水槽	きゅうすいそう	流入水路からの円滑な流れを引き継ぎ、ポンプへと水流を導く水槽。吸込水槽（すいこみすいそう）とも言う。
高流速化	こうりゅうそくか	吸水槽内で、ポンプに吸込まれる水の流速を従来のものより高速にすること。
高比速度化	こうひそくどか	同一の吐出し量、全揚程でポンプの羽根車を従来のものより高速で回転させ、比速度（Ns）を大きくすること。
高 Ns 化	こうえぬえすか	
従来吸水槽	じゅうらいきゅうすいそう	平成 8 年の揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説で示された形状、寸法で設計された吸水槽をいう。
高流速吸水槽	こうりゅうそくきゅうすいそう	平成 13 年の揚排水ポンプ設備設計指針（案）同解説で示された形状、寸法で設計された吸水槽をいう。
開口部	かいこうぶ	ポンプを吸水槽に挿入するために床（スラブ）に開けられた円形あるいは短形の穴の部分をいう。主に、計画ポンプの吐出し量あるいは口径で寸法が決定されている。
自由水面	じゆうすいめん	大気と接する水の表面で、波などの挙動を起こす。
オープン形吸水槽	おーぷんがたきゅうすいそう	水槽内のすべてが自由水面になっている、一般的な吸水槽であり、従来はほとんどこの形状で設計されている。
セミクローズ形吸水槽	せみくろーずがたきゅうすいそう	ポンプの吸込口直近の開口部には自由水面があるが、流入側には自由水面が無い構造で、クローズ形水槽と同等の吸水槽。
空気吸込渦	くうきすいこみうず	自由水面からベルマウスまで、断続的または連続的な空気の吸い込みを伴う渦であり、それらを断続渦、連続渦などと呼ぶ。
水中渦	すいちゅううず	一端がポンプの吸込口（ベルマウス）にあり、他端は吸水槽底面、側壁あるいは後壁面にある渦で、渦中心が空洞を形成しているもの。
模型実験	もけいじっけん	水槽の模型を作り、想定されるポンプの運転での空気吸込渦、水中渦の発生有無と発生頻度を観察、記録し、評価する。 空気吸込渦、水中渦が発生する場合は、渦流防止壁または板を設置し、ポンプの運転に支障の無い渦対策を行う。
模型比	もけいひ	模型水槽の代表寸法 Lm、実物水槽の寸法を Lp としたときの比で Lm/Lp で表される。
フルード数	ふるーどすう	流体のもつ慣性力とそれに働く重力との比に対する無次元数を言う。
過流防止対策	かりゅうぼうしたいさく	ポンプの運転に伴い、吸水槽内に旋回流が発生するのを防止するために、吸水槽形状を検討したり構造物を造ったりする事。 過流防止構造物としては、壁状あるいは柱状の物が多く、スプリッタとも言う。
マウンド	まうんど	一般的に、スクリーンあるいは除塵機を設置する吸水槽入口部の底面高さは、ポンプ近傍の吸水槽底面高さより位置が高い。 このように。ポンプ部吸水槽底面より高い吸水槽部分をマウンドと呼ぶ。