

東京大学大学院新領域創成科学研究科
海洋技術環境学専攻
平成 29 年度
修士論文

複数カラム型浮体の渦励起運動予測モデル開発
に関する研究

平成 30 年 1 月 26 日提出

47-166627 椎葉 星哉

指導教員

鈴木英之 教授

平林紳一郎 准教授

目次

第1章. 序論	1
1-1 世界のエネルギー動向	1
1-2 日本のエネルギー動向	2
1-3 陸上風力発電と洋上風力発電	2
1-4 円柱周りを過ぎる流れとレイノルズ数の影響	4
1-5 VIV(Vortex-Induced Vibration) と VIM(Vortex-Induced Motion)	7
1-6 先行研究	8
1-7 研究目的	12
第2章. 強制加振曳航実験	13
2-1 概要	13
2-2 強制加振実験による揚力モデル法	13
2-3 運動方程式と強制加振曳航実験の位置づけ	15
2-4 実験セッティング	16
2-5 実験条件	21
2-6 実験手順	23
2-7 実験結果の整理について	23
2-7-1 無加振曳航実験	23
2-7-2 加振曳航実験	24
2-8 実験結果	27
2-8-1 無加振曳航実験	27
2-8-2 加振曳航実験	31
2-9 加振曳航実験のまとめ	44
第3章. VIM 挙動解析プログラム	45
3-1 プログラム概要	45
3-2 ルンゲクッタ法	45
3-3 変位履歴の記憶	47
3-4 振動推定フィルター	48
3-4-1 振動推定フィルターの構造	48
3-4-2 振動推定フィルターの性能検証	51
3-4-3 推定値を滑らかにするフィルターの開発	62
3-4-4 振動推定フィルターまとめ	70
3-5 流体力関数について	71
3-5-1 付加質量と減衰係数の補間	71
3-5-2 渦による揚力	74
第4章. 自由動揺試験の VIM 挙動計算	77

4-1	VIM 実験.....	77
4-1-1	はじめに.....	77
4-1-2	VIM 実験の概要.....	77
4-1-3	VIM 挙動予測プログラムの入力値.....	79
4-2	カラム間距離の大きい浮体の計算結果比較.....	81
4-2-1	最大振幅比較.....	81
4-2-2	$V_r < 4$ での VIM 挙動予測結果の考察($S/D=3.0$).....	81
4-2-3	$4 < V_r < 6.5$ での VIM 挙動予測結果の考察($S/D=3.0$).....	84
4-2-4	$6.5 < V_r$ での VIM 挙動予測結果の考察($S/D=3.0$).....	87
4-3	カラム間距離の異なる浮体の計算結果比較.....	89
4-3-1	最大振幅比較.....	89
4-3-2	$V_r < 7.0$ での VIM 挙動予測結果($S/D=2.0$).....	90
4-3-3	$7.0 < V_r < 8.0$ での VIM 挙動予測結果($S/D=2.0$).....	93
4-3-4	$7.0 < V_r$ での VIM 挙動予測結果の考察($S/D=2.0$).....	96
4-4	まとめ.....	99
第 5 章.	まとめと今後の課題.....	100
第 6 章.	参考文献.....	102
第 7 章.	謝辞.....	104

图表目次

Figure 1-1 The trends in world energy consumption	1
Figure 1-2 Japan's Primary Energy Domestic Supply Structure and Self-Sufficiency Rate	2
Figure 1-3 The position holding system about onshore and offshore wind turbine	3
Figure 1-4 Flow pattern for a circular cylinder	5
Figure 1-5 The image of the force on vortex shedding.....	5
Figure 1-6 (a) RMS (root-mean-square of the lift force. (b) Strouhal number. (c) Mean drag coefficient	6
Figure 1-7 Trailing vortex	10
Figure 1-8 The effect of aspect ratio(H/d) on drag coefficient.....	10
Figure 1-9 Simplified classification scheme of the flow patterns for two tandem circular cylinders in cross-flow	11
Figure 1-10 Picture of a run test for square model with 0-degree incidence at the IPT towing tank	11
Figure 2-1 Decomposition of the hydrodynamic force.....	15
Figure 2-2 Plan view of one circular cylinder arrangements	16
Figure 2-3 Plan view of four circular cylinders arrangements	16
Figure 2-4 Side view of one cylindrical arrangements.....	17
Figure 2-5 Side view of four cylindrical arrangements.....	17
Figure 2-6 Forced vibration device.....	18
Figure 2-7 Control panel of forced vibration device.....	18
Figure 2-8 Signal generator	19
Figure 2-9 LMC-3502A-100N	19
Figure 2-10 Amplifier	20
Figure 2-11 AD converter.....	20
Figure 2-12 Experiment condition (S/D=3.0)	22
Figure 2-13 Experiment condition (S/D=2.0)	22
Figure 2-14 Experiment condition (1cylinder).....	23
Figure 2-15 Time series data of lift of a column without filter	26
Figure 2-16 Frequency spectrum of cross-flow hydrodynamic forces of a column (foscD/U=0.1)	26
Figure 2-17 Time series data of lift of a column with filter	27
Figure 2-18 Mean drag coefficient of 4 circular cylinders.....	28
Figure 2-19 RMS drag coefficient of 4 circular cylinders	28
Figure 2-20 RMS lift coefficient of 4 circular cylinders	29
Figure 2-21 Reattachment of the flow pattern image.....	29

Figure 2-22 Variation in fluctuating fluid forces with increase in spacing ratio L/D: (a) fluctuating lift coefficient, CL_f ; (b) fluctuating drag coefficient, CD_f	30
Figure 2-23 Mean drag coefficient (A/D=0.2)	31
Figure 2-24 Mean drag coefficient (A/D=0.4)	32
Figure 2-25 Mean drag coefficient (A/D=0.8)	32
Figure 2-26 Wake comparison by vibration amplitude	33
Figure 2-27 RMS drag coefficient (A/D=0.2)	33
Figure 2-28 RMS drag coefficient (A/D=0.4)	34
Figure 2-29 RMS drag coefficient (A/D=0.8)	34
Figure 2-30 RMS lift coefficient (A/D=0.2)	35
Figure 2-31 RMS lift coefficient (A/D=0.4)	35
Figure 2-32 RMS lift coefficient (A/D=0.8)	36
Figure 2-33 Damping coefficient for front and rear cylinder(S/D=3)	37
Figure 2-34 Damping coefficient for front and rear cylinder(S/D=2)	37
Figure 2-35 Added mass coefficient for front and rear cylinder(S/D=3)	38
Figure 2-36 Added mass coefficient for front and rear cylinder(S/D=2)	38
Figure 2-37 Contour diagram of the added mass coefficient of front column(S/D=3.0)	40
Figure 2-38 Contour diagram of the damping coefficient of front column(S/D=3.0)	40
Figure 2-39 Contour diagram of the added mass coefficient of rear column(S/D=3.0)	41
Figure 2-40 Contour diagram of the damping coefficient of rear column(S/D=3.0)	41
Figure 2-41 Contour diagram of the added mass coefficient of front column(S/D=2.0)	42
Figure 2-42 Contour diagram of the damping coefficient of front column(S/D=2.0)	42
Figure 2-43 Contour diagram of the added mass coefficient of rear column(S/D=2.0)	43
Figure 2-44 Contour diagram of the damping coefficient of rear column(S/D=2.0)	43
Figure 3-1 Flowchart of VIM prediction model	45
Figure 3-2 Image of solving of Runge-Kutta method	47
Figure 3-3 Displacement history update	48
Figure 3-4 Image of trend removal	50
Figure 3-5 Frequency comparison	52
Figure 3-6 Amplitude comparison	53
Figure 3-7 Amplitude comparison (wave3)	54
Figure 3-8 Amplitude comparison (wave5)	55
Figure 3-9 Frequency comparison (wave3)	55
Figure 3-10 Frequency comparison (wave5)	56
Figure 3-11 Input data	57
Figure 3-12 Frequency comparison (case2_wave)	58

Figure 3-13 Amplitude comparison (case2_wave)	58
Figure 3-14 Frequency comparison (case2_wave3)	59
Figure 3-15 Frequency comparison (case2_wave5)	60
Figure 3-16 Frequency comparison (case2_wave3)	60
Figure 3-17 Frequency comparison (case2_wave5)	61
Figure 3-18 Amplitude estimation by moving average (wave3)	63
Figure 3-19 Frequency estimation by moving average (wave3)	63
Figure 3-20 Amplitude estimation by moving average (wave2)	64
Figure 3-21 Frequency estimation by moving average (wave2)	65
Figure 3-22 Amplitude estimation by moving average (wave2)	65
Figure 3-23 Frequency estimation by moving average (wave2)	66
Figure 3-24 Amplitude estimation by moving average (wave3)	67
Figure 3-25 Frequency estimation by moving average (wave3)	67
Figure 3-26 Amplitude estimation by moving average (wave2)	68
Figure 3-27 Frequency estimation by moving average (wave2)	68
Figure 3-28 Amplitude estimation by moving average (wave1)	69
Figure 3-29 Frequency estimation by moving average (wave1)	69
Figure 3-30 Added mass coefficient (S/D=3.0)	72
Figure 3-31 Damping coefficient (S/D=3.0)	72
Figure 3-32 Added mass coefficient (S/D=2.0)	73
Figure 3-33 Damping coefficient (S/D=2.0)	73
Figure 3-34 Image of linear interpolation	74
Figure 3-35 Frequency spectrum of cross-flow hydrodynamic forces of one column (foscD/U=0.05,A/D=0.2, S/D=3.0)	75
Figure 3-36 Frequency spectrum of cross-flow hydrodynamic forces of one column (foscD/U=0.14,A/D=0.2, S/D=3.0)	76
Figure 4-1 Schematic of the configurations of the array of four circular cylinders tested for 0-degree incident	77
Figure 4-2 Nondimensional motion amplitude in the transverse direction (A_y/D) as a function of the reduced velocity	78
Figure 4-3 Comparison of nondimensional amplitudes	81
Figure 4-4 Time series of displacement ($V_r = 4.0$)	82
Figure 4-5 Time series of estimation oscillation ($V_r = 4.0$)	82
Figure 4-6 Time series of damping and spring force ($V_r = 4.0$)	83
Figure 4-7 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 4.0$)	83
Figure 4-8 Time series of displacement ($V_r = 5.5$)	84

Figure 4-9 Time series of estimation oscillation ($V_r = 5.5$)	85
Figure 4-10 Time series of damping and spring force ($V_r = 5.5$)	85
Figure 4-11 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 5.5$).....	86
Figure 4-12 Development of oscillation.....	86
Figure 4-13 Time series of displacement ($V_r = 8.0$)	87
Figure 4-14 Time series of estimation oscillation ($V_r = 8.0$)	88
Figure 4-15 Time series of damping and spring force ($V_r = 8.0$)	88
Figure 4-16 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 8.0$).....	89
Figure 4-17 Comparison of nondimensional amplitudes.....	90
Figure 4-18 Time series of displacement ($V_r = 5.5$)	91
Figure 4-19 Time series of estimation oscillation ($V_r = 5.5$)	91
Figure 4-20 Time series of damping and spring force ($V_r = 5.5$)	92
Figure 4-21 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 5.5$).....	92
Figure 4-22 Time series of displacement ($V_r = 7.5$)	93
Figure 4-23 Time series of estimation oscillation ($V_r = 7.5$)	94
Figure 4-24 Time series of damping and spring force ($V_r = 7.5$)	94
Figure 4-25 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 7.5$).....	95
Figure 4-26 oscillation development (left: $S/D=3$, right: $S/D=2$)	95
Figure 4-27 Time series of displacement ($V_r = 8.5$)	96
Figure 4-28 Time series of estimation oscillation ($V_r = 8.5$)	97
Figure 4-29 Time series of damping and spring force ($V_r = 8.5$)	97
Figure 4-30 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 8.5$).....	98

表目次

Table 1-1 The differences between VIM and VIV	7
Table 1-2 Effect of Reynolds number, Froude number, Aspect ratio on Cd, Cd_rms and Cl_rms	11
Table 2-1 Experimental cases.....	21
Table 2-2 Details of plot data between Figure3-20~3-28	31
Table 2-3 Details of plot data between Figure3-30~3-33	36
Table 3-1 plot data of figure3-5~3-6	52
Table 3-2 plot data of figure 3-7~3-10	53
Table 3-3 plot data of figure 3-12~3-13	57
Table 3-4 plot data of figure 3-14~3-17	59
Table 3-5 plot data of figure 4-13~4-16	62
Table 3-6 plot data of figure 3-24~3-29	66
Table 4-1 Matrix of conditions carried out for VIM studies of circular cylinders.....	78
Table 4-2 Calculation condition	80

第1章. 序論

1-1 世界のエネルギー動向

人類は、様々なエネルギー利用を高度化・多様化させ発展してきた。18世紀の産業革命では、石炭をエネルギー源とする蒸気機関が工場や輸送などで動力源として利用された。工業化が進化したことで、エネルギー消費が急速に増大するようになった。これに伴って社会の生産力が上昇し、人類はより豊かな生活を手に入れた。20世紀中ごろに起きたエネルギー革命では、石炭よりも使いやすく利用する用途が多様な石油が主要なエネルギー源になり、工場や輸送機器だけでなく化学製品や暖房の燃料など世界の経済活動を大規模化させる原動力となってきた。社会の生産力が大きくなることで、人類の生活水準や衛生環境も向上するため、人口増加も急速に進むこととなった。これが、Figure 1-1 に示すように、現在も世界のエネルギーの消費量は年々増加傾向にある。

一方で、石油などの化石燃料は燃焼するときに二酸化炭素が発生するため、大量のエネルギー消費が地球温暖化を促進させているといわれている。地球温暖化とは、二酸化炭素などの温室効果ガスの量が増加することで地球大気の色度が上昇するという問題だが、ただ気温が上昇するだけでなく、世界各地で異常気象を引き起こすなど原因の1つであり、社会活動や経済に深刻なダメージを与えると考えられている。

エネルギー問題を解決しつつ、二酸化炭素を排出しないクリーンなエネルギーの一つに再生可能エネルギーがある。再生可能エネルギーとは太陽光や風力、水力、地熱、バイオマスなどのように地球資源の一部など自然界に常に存在するエネルギーである。

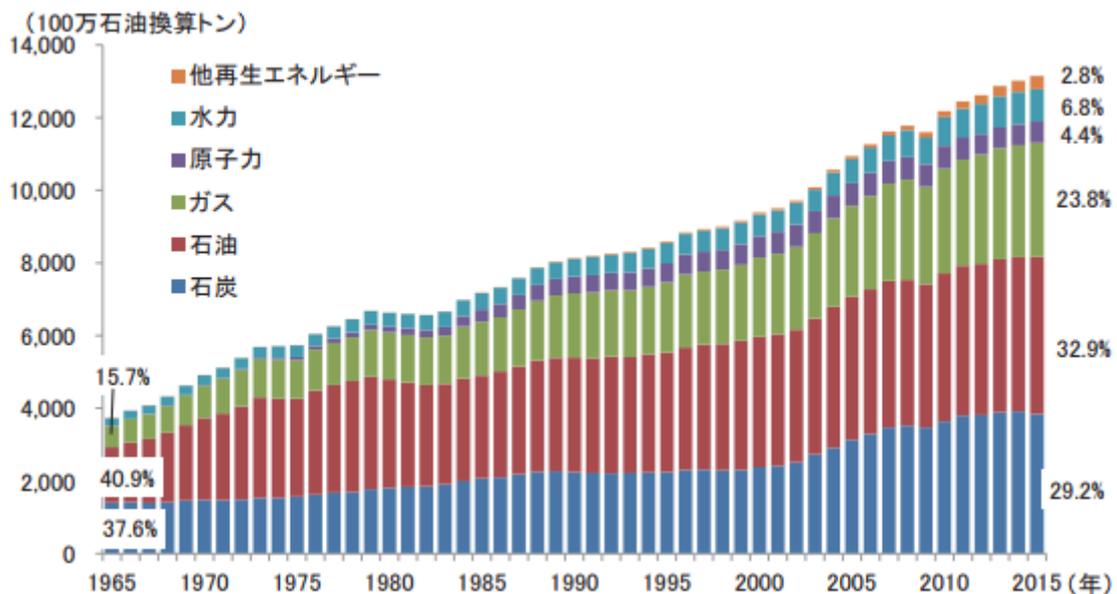


Figure 1-1 The trends in world energy consumption [1]

1-2 日本のエネルギー動向

日本のエネルギー需要は、高度経済成長期である 1960 年代以降に急速に増大した。それまで国産石炭が中心を担っていたエネルギー供給は中東で大量に生産されていた石油に代替されるようになった。安価な石油を大量に 1973 年度には一次エネルギーの国内供給のうちおよそ 76%を石油に依存していることもあった。しかし、幾度か起こった原油価格の高騰などの石油ショックを経験したことで、石油依存を低減し石油代替エネルギーとして、原子力、天然ガス、石炭などの導入を推進してきた。その結果、2010 年度には、一次エネルギー国内供給における石油の占める割合はおよそ 40%と改善され、石炭 22.5%、天然ガス 19.2%、原子力 11.1%とその他のエネルギーの割合が増加し、エネルギーの多様化が図られた。しかし、2011 年に発生した東日本大震災および福島原発事故の影響もあり、原子力発電は停止され、原子力に替わる発電燃料として化石燃料の割合が増加し、2012 年度には 44%まで上昇した (Figure 1-2)。

1-1 で述べたように、近年の世界のエネルギー需要の増加などを考えると、今後はこれまでどおりの質と量で有限といわれる化石燃料を確保していくことは困難である。加えて、低炭素社会の実現も同時に達成しなければならない。そのような点を踏まえると、再生可能エネルギーは日本においても重要なエネルギー源の一つであると考えられる。2012 年からは日本国内でも固定価格買取制度 (FIT) を導入し、再生可能エネルギーの導入拡大を進めている。このように注目されてきている再生可能エネルギーの 1 つに風力発電がある。風力発電とは風の力で風車を回し、その回転運動を発電機に伝えて電気を起こす発電手法である。次節では、この風力発電について紹介する。

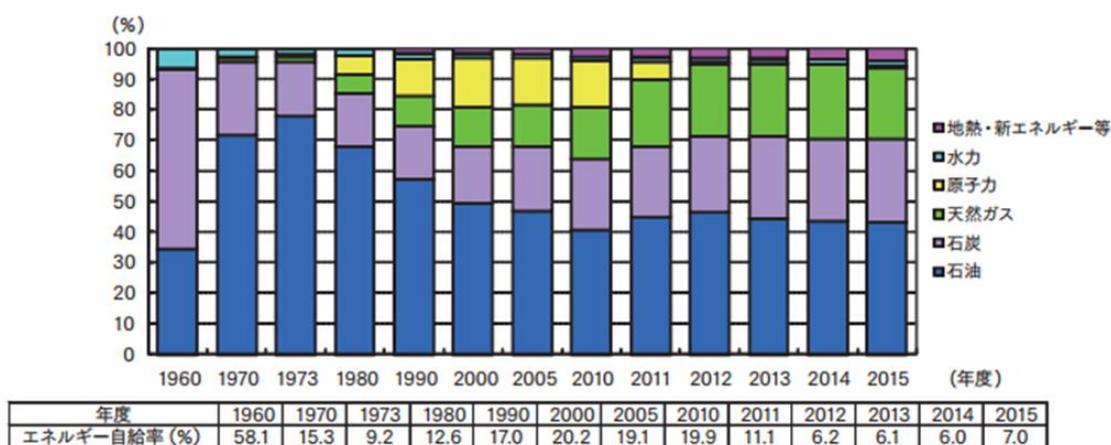


Figure 1-2 Japan's Primary Energy Domestic Supply Structure and Self-Sufficiency Rate[2]

1-3 陸上風力発電と洋上風力発電

風力発電には陸上に基礎が作られる陸上風力発電と海底や海洋構造物に基礎が作られる

洋上風力発電の2つがある。風力発電の導入には広大な場所と風が定常的に強い、などの条件があるが、国土が狭く、その国土のおよそ4分の3が山地といわれる日本では陸上風力発電の設置は経済合理性からみても適するところは少ない。そこで、新たに注目されているのが日本の広大な海域を活かした洋上風力発電である。洋上風力発電は「陸上に比べて風が強いこと」、「設置のための輸送制約も陸上に比べ少ないこと」、「より大型なブレードの使用が可能のため、発電量の高い風力発電が実現できること」、「人間社会からの距離もあり社会的な制約も少なくなること」などのメリットがあるが、「風車の基礎構築が難しい」、「メンテナンスのコスト」、「電力輸送が難化すること」、「アクセスが悪い」などのデメリットもある。しかし、有望なエネルギー資源の1つになりうるとして研究が進められている。

現在、とくに洋上風力発電の普及が進んでいるのがヨーロッパだが、それには遠浅の海底地形が多いという背景がある。設置コストの観点から、水深が50m以下の海上では海底に基礎を築く着床式という手法がとられることが多い。風力発電の普及が進むイギリスでは世界の洋上風力発電量のおよそ50%を占めている。一方で、日本近海のように、遠浅が少ないと設置コストが跳ね上がることから、浮体式洋上風力発電を推進している。この浮体式洋上風力発電とは、係留された浮体に風力発電機を載せて稼動するもので、水深や海底地形に関係なく設置することができる。しかしながら、浮体式となったことでより複雑な挙動を考慮した浮体や係留の設計が必要であり、現在研究が進められている。

浮体式洋上風車は、風車部が常に風に曝されており、浮体部は波、海流、潮流などの影響を受けることから非常に複雑な挙動を示す。さらに、その構造物の運動によって流体が影響を受けて、さらなる影響を励起するため、より複雑な現象を伴って運動することになる。これを流体—構造連成問題という。

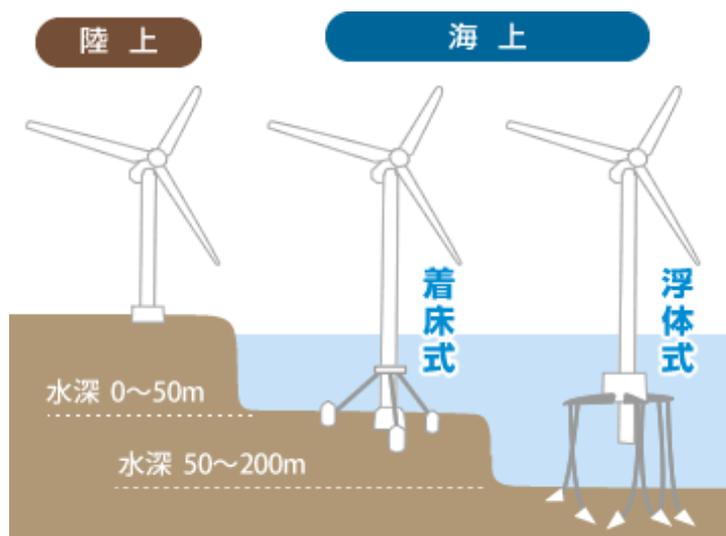


Figure 1-3 The position holding system about onshore and offshore wind turbine [3]

1-4 円柱周りを過ぎる流れとレイノルズ数の影響

レイノルズ数 Re は次のように定義される。

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (1.1)$$

式(1.1)から分かるように、レイノルズ数は慣性力を粘性力の比を表した式となっている。レイノルズ数の物理的な意味は、流れの状態を判断することである。レイノルズ数が小さいということは、その流れの現象は粘性力が慣性力に比べて大きいことを意味しており、逆にレイノルズ数が大きいということは慣性力が支配する流れであること意味する。

レイノルズ数によって円柱周りの流れ場の様子は大きく変わることが知られている。レイノルズ数と円柱を過ぎる流れの様子を Figure1-4 に示す。円柱周りの線は流線を示している。レイノルズ数が 5 より小さいときは、前後左右対称な流れとなる。レイノルズ数が 5 から 45 の間では、慣性力の影響が強くなり円柱の後方のよどみ点近くで剥離が起り、流れと平行な円の中心を通る線に対し上下対称な双子渦が発生する。レイノルズ数が 45 から 190 程度になると、渦の剥離点が流れに対し円柱後方の前方に移動し、上下 2 点の剥離点から交互に渦が放出されるようになる。渦の列は流れ直交方向に拡がり、層流が保たれる。このように放出される渦は後流渦と呼ばれ、とくに下流に規則正しく形成される 2 本の渦列はカルマン渦列という。レイノルズ数が 190 から 3×10^5 の範囲では、剥離点はさらに前方に移る。また、この領域では規則的な渦が形成される。

レイノルズ数が 3×10^5 から 3×10^6 の範囲では、円柱表面の流れが層流から乱流に遷移する遷移領域で、渦列の幅は狭くなり、また渦の形成もこれまでに比べ観測しづらくなる。さらに、レイノルズ数が 3×10^6 を超えると、流れは円柱表面で乱流となり、剥離点は層流剥離と比較して後方に移動する。

後流渦が放出される渦の放出周波数 f_v を U と D によって無次元化したパラメータをストローハル数 St といい、次式で定義される。

$$St = \frac{f_v D}{U} \quad (1.2)$$

このストローハル数やレイノルズ数に対して Figure3-16 に示すような関係が得られることが実験的に知られている。レイノルズ数が 3×10^5 以下ではストローハル数はおよそ 0.2 になる。

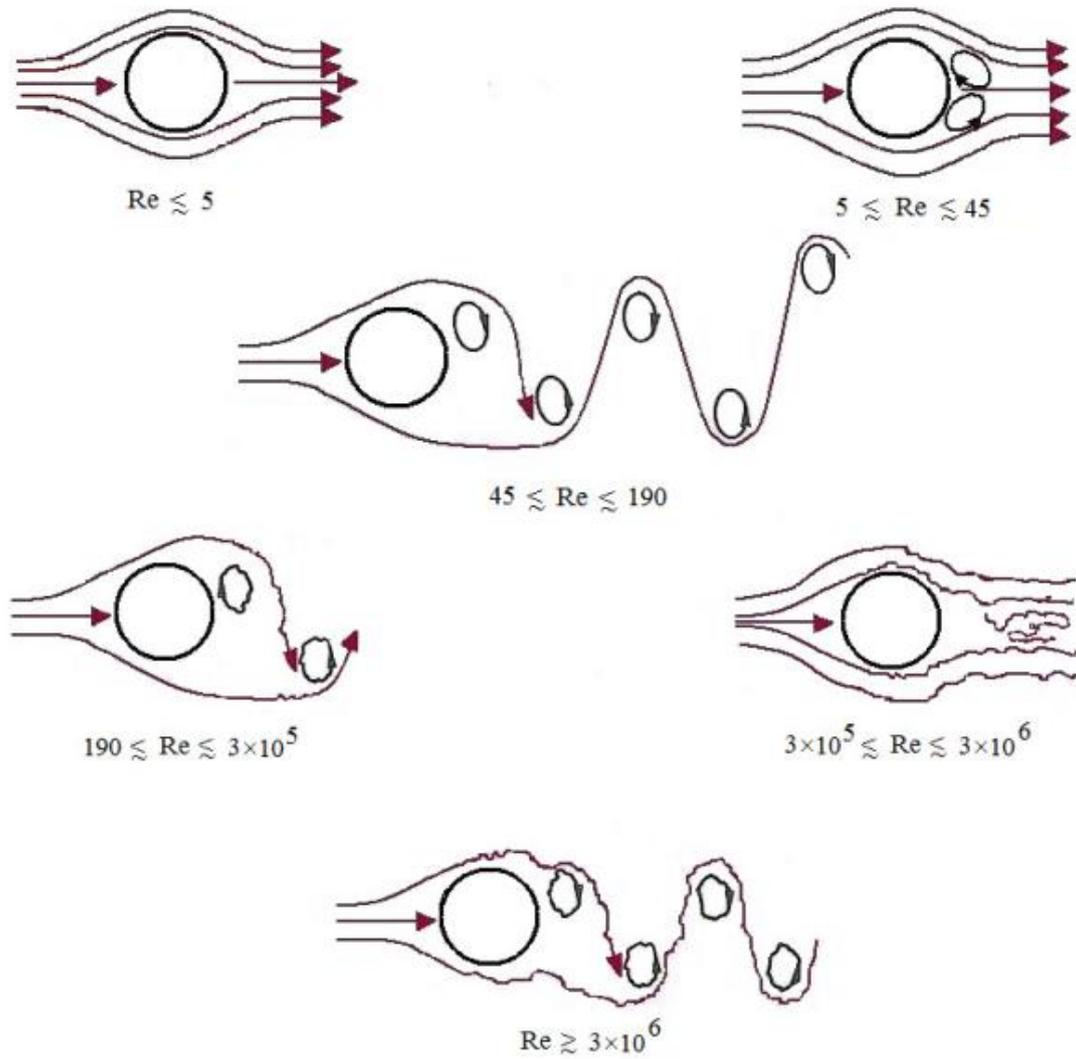


Figure 1-4 Flow pattern for a circular cylinder [4]

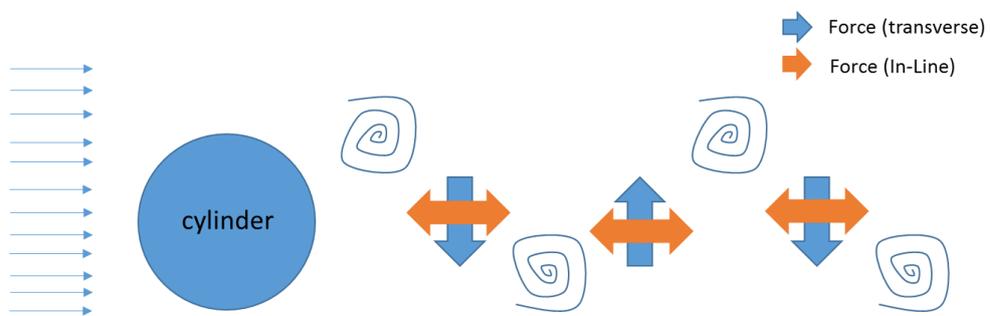


Figure 1-5 The image of the force on vortex shedding

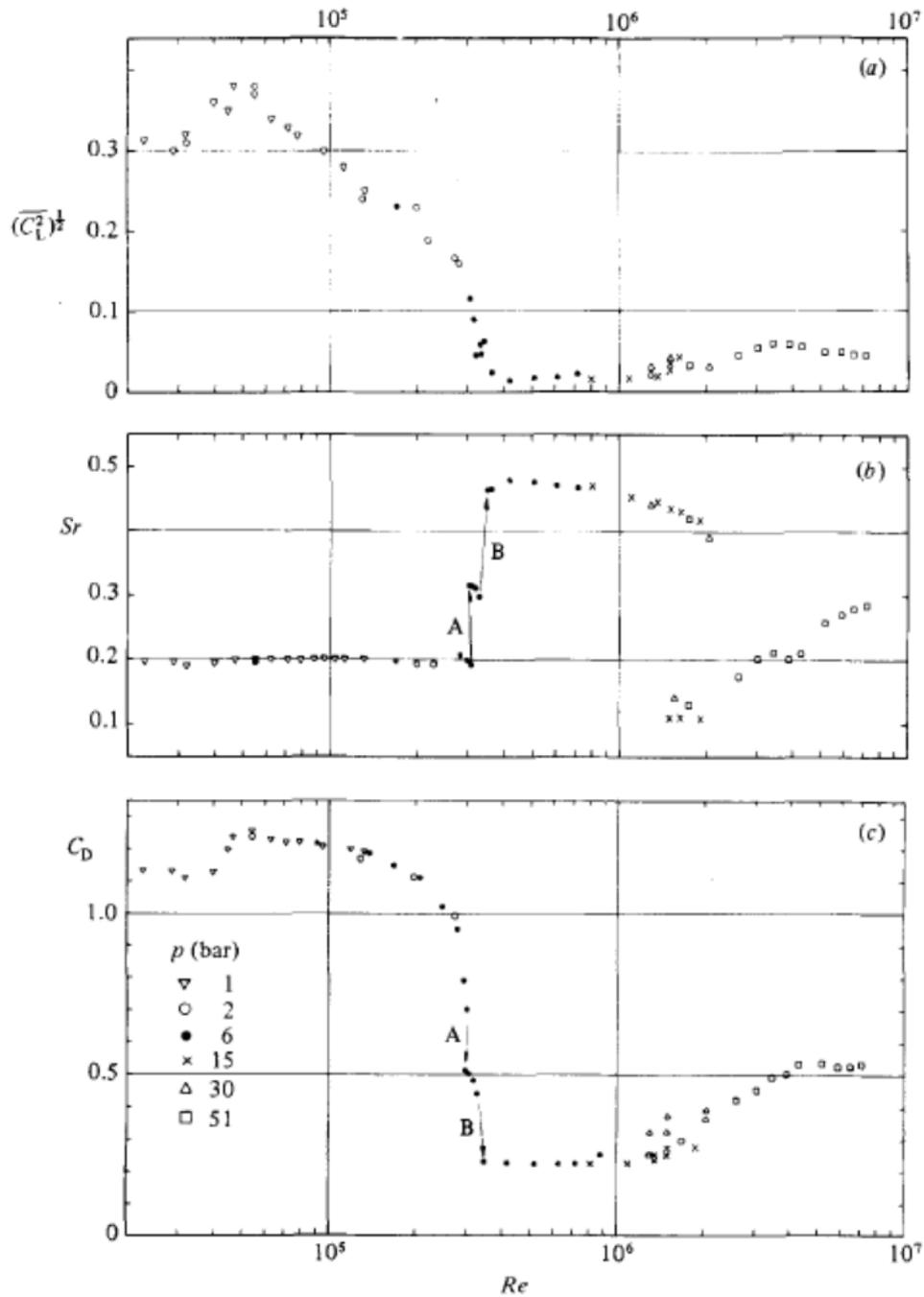


Figure 1-6 (a) RMS (root-mean-square of the lift force. (b) Strouhal number. (c) Mean drag coefficient [5]

また、このような渦が放出されることで、流れ直角方向に構造物に力が作用する。円柱上側で渦が剥離したとき、流体中に時計回りの角運動量が発生するため、全角運動量の保存則から円柱周囲には反時計回りの角運動量が発生する。反時計回りの回転運動は円柱に下向きの力を与える(ダランベールのパラドックスと循環効果)。同様に、渦が円柱下側か

ら剥離するときは円柱に上向きの力を与えるため、円柱は上下に振動する。物体が流れから受ける力は流れ方向に平行な抗力 F_D と流れに垂直な揚力 F_L に分けられる。抗力や揚力を次式のように無次元化したものを、抗力係数 C_D 、揚力係数 C_L いう。

$$C_D = \frac{F_D}{(1/2)\rho U^2 A} \quad (1.3)$$

$$C_L = \frac{F_L}{(1/2)\rho U^2 A} \quad (1.4)$$

ここで、 ρ は流体の密度、 U は流速、 A は円柱の流れに対する垂直な面への投影面積である。Figure1-7にはレイノルズ数に対する抗力係数と揚力係数の二乗平均の関係も示されている。一般に、レイノルズ数が 3×10^5 を臨界レイノルズ数というが、臨界レイノルズ数を超えると、円柱に作用する抗力と揚力が大きく低下していることが分かる。このように、レイノルズ数によって円柱に作用する力は大きく異なる。

1-5 VIV(Vortex-Induced Vibration) と VIM(Vortex-Induced Motion)

前節で述べたように、流れの中にある浮体式洋上風車などの海洋構造物は後方に渦を放出する。その渦放出による圧力変動によって非定常な流体力が構造物に作用し、流れ方向や流れ直交方向に励起される振動現象を Vortex-Induced Motion(VIM)という。同様の原因によって起こる振動現象に Vortex-Induced Vibration(VIV)がある。この2つの現象の明確な基準は定まっていないが、大まかな区別を Table1-1 に示す。

Table 1-1 The differences between VIM and VIV

VIM	Difference	VIV
Low (ex: floater)	Aspect ratio (=L/D)	High (ex: riser tube)
Mooring system	Restoration	Elasticity of structure
Large	Free-surface and free-end effect	Small

1つ目はアスペクト比（長さとの幅の比）である。アスペクト比の小さいライザー管やパイプライン、海底通信ケーブルなどの線状構造物に発生するものは VIV、アスペクト比の大きい洋上利用のプラットフォームなどで起こる振動現象は VIM と呼ばれることが多い。

一般的に VIM のほうが VIV に比べて長周期の振動になるといわれている。

2 つ目に振動の復元力である。福岡[10]は振動の復元が構造物の弾性によるものを VIV、構造物の係留系によって復元されるものを VIM と定義している。VIV は振動する構造物自身の疲労破壊などが懸念されるが、VIM は係留索などの付随物が振動することを問題視している。

3 つ目に自由表面・端部影響である。VIM が起こるとされるアスペクト比の大きい構造物は線状構造物に比べ、側面渦領域が小さい。すなわち、相対的に自由表面の影響や端部の影響が大きくなる。

タコマナローズ橋の事故や高速増殖炉もんじゅの事故など、VIV は工学的な多岐に渡る分野で確認されており、代表的な流体関連振動問題として研究が進んでいる。一方で、低アスペクト比の浮体に関する VIM の研究はまだまだ少なく知見が溜まっていないのが現状である。

1-6 先行研究

VIM の特徴である低アスペクト比、すなわち端部の存在が与える先行研究についていくつか紹介する。Kawamura et al.[6]は平板上の円筒回りの流体計測を行い、有限円筒周りの流れのモデル化を行った (Figure1-8)。Kawamura らは端部から Trailing Vortex という 3次元渦を放出していることを確認した。加えて、円筒の長さがある値より小さくなると、カルマン渦のような 2次元渦を Trailing Vortex が消してしまうことも確認している。また、Wang et al. [7]は端部の影響により抗力が低下することを示している。

Sumner は、流れの中にある 2 円柱の実験についてレビュー論文をまとめており、カラム間の間隔によってカラム回りの流れや渦放出のパターン、またカラムに作用する力が変化すること述べている[8]。まとめられた実験のアスペクト比は 10~100 のオーダーのような大きいものが多い。また Sumner は、端部をもつ有限長さの円筒周りの流れの研究についてもまとめており、端部の影響はアスペクト比によって変化し、アスペクト比が一定以上小さいと側面渦の放出が消失するが、側面渦の放出が消失するアスペクト比の値はレイノルズ数によって変わると述べている[9]。

福岡[10]は、PIV と流体力計測の 2 つの実験から固定円柱の抗力・揚力に対するレイノルズ数、フルード数、アスペクト比の影響をまとめている (Table1-1)。得られた結果から、アスペクト比の小さい物体に生じる VIM は trailing vortex によって大きな振動を受け、レイノルズ数、フルード数の値が小さいときにより大きな振動を生じるだろうと述べている。これらの結果から、VIM はただアスペクト比小さい VIV という認識でなく、周囲の流れや作用する流体力が異なるなど、別のものとして考えるべきである。

次に、浮体モデルを用いた VIM 実験に関する先行研究を紹介する。Gonçalves[11]らは正方形に配置された 4 本カラム型プラットフォームを模したモデルを用いた VIM 実験を行い、

カラム形状や表面粗さの影響を検証した。彼らは円柱からなるプラットフォームは流れの入射角が0度するとき、角柱からなるプラットフォームは流れの入射角が22.5度あるいは45度ときに流れ直交方向の振動振幅が大きくなることを確認した。また、Gonçalvesらはカラム形状による表面粗さ影響の違いも示している。角柱からなるプラットフォームの場合は表面粗さの影響は小さいが、円柱からなるプラットフォームでは表面粗さの影響で流れ直交方向の振動振幅が異なることを確認した。これは、角柱は渦の剥離点が形状に強く依存するため変化しにくい、円柱は渦の剥離点の変化しやすく表面粗さの影響が大きく現れるためだとしている。

橋浦[12]は4本カラムを正方形型に配置した浮体において、各カラムに作用する流体力と浮体のVIM挙動の関連性を、曳航実験とComputational Fluid Dynamics(CFD)の2つのアプローチから解明を試みた。橋浦は流速やカラム形状、カラム間距離を変えたときのVIM挙動の違いを確認した。

藤原[13]らはレイノルズ数で超臨界域付近の大型模型を用いたスパー型浮体のVIM計測試験を実施し、超臨界域よりレイノルズ数が大きい範囲では小型模型を用いた小さなレイノルズ数の結果よりVIM振幅が大きく異なることを示した。藤原によると、VIMが発達した状況では、小型模型のほうが直径比で流れ方向・流れ直交方向の両方とも振動したことを確認した。これは、レイノルズ数の影響で浮体モデル周りの流れ場に不安定性が生じたからだと結論付けている。また、藤原はCFDによるVIM現象の再現として、CFDソフトのOpenFOAMを用いてMPSO(Mono-column Hull Type Floating Production, Storage and Offloading Unit)強制動揺を想定した数値計算を行い、円筒周りの流れや、その抗力・揚力係数を求めた。この時行われた計算は、2次元MPSOの検討に留まっており、3次元に関する計算は今後の課題と位置づけている。また、藤原[14]は、レイノルズ数が最大 4.1×10^5 となる大型模型を用いたセミサブ浮体の曳航試験を行い、VIM振幅に関するカラム間干渉の影響を明らかにした。彼らによると、カラム間距離が小さいときは後方カラムの渦の剥離に影響を与え、[13]で示した単独カラムのVIM振幅のおよそ60%程度になると述べている。また、カラム間距離が大きいときは流速が遅い範囲では単独カラムと同様のVIM振幅を示すが、流速が速くなると前方カラムから放出される渦が後方カラムに干渉し、VIM振幅比を減少させることを示した。また、流れ直交方向の最大VIM振幅はまた、セミサブ型浮体のVIM振幅を簡易的に評価する方法を提案した。以上のように、セミサブ型浮体を模したVIMに関するは行われており、カラム形状や間隔の影響などの知見が蓄積されはじめている。

浮体式洋上風車は、現在技術的には十分実現可能な段階にきているが、最終的に事業化出来るかどうかは経済性を確保できるかが最大の課題である。NEDO[15]によると、着床式洋上風力の運転・保守費は現段階で非常に高く、年間122,400~178,000ドル/MW(およそ980~1420万円/MW)にも及ぶという報告もある。洋上風車の発電コスト削減にとって、

故障の防止は重要な課題であり、VIMの挙動を把握することは係留索の最適な設計に繋がるため重要な研究テーマである。

以上述べてきたように、VIMに関する研究はさまざまところで進められており、浮体の形状による浮体に作用する流体力の変化、浮体周りの流れ場の再現、実機スケールに近いレイノルズ数での実験など少しずつさまざまなことが明らかになってきている。しかし、浮体式洋上風車の最適な設計に欠かせないVIMの挙動予測を行うモデルがないのが現状である。

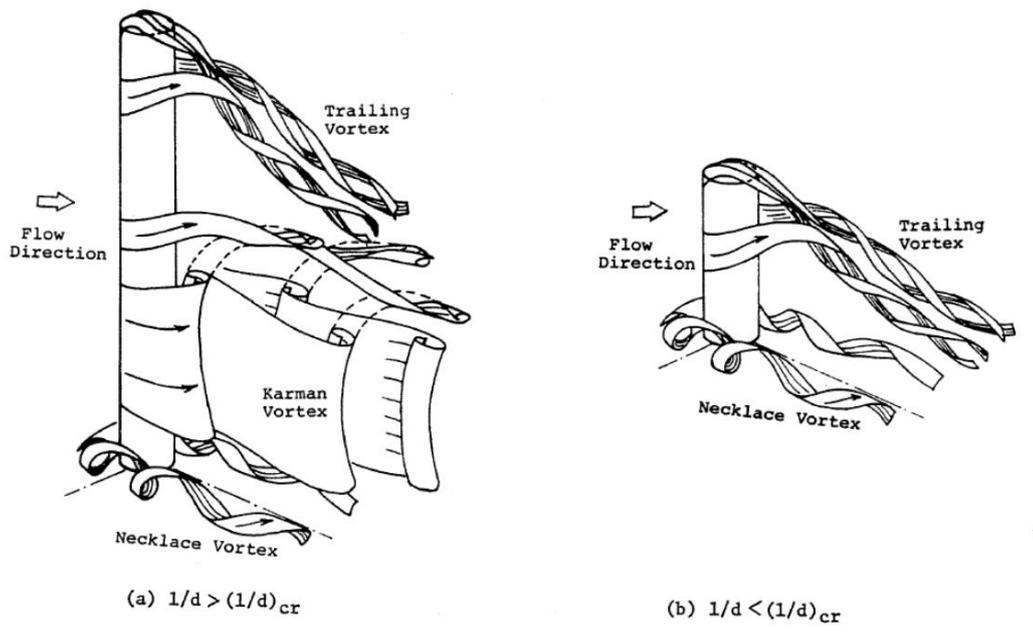


Figure 1-7 Trailing vortex [6]

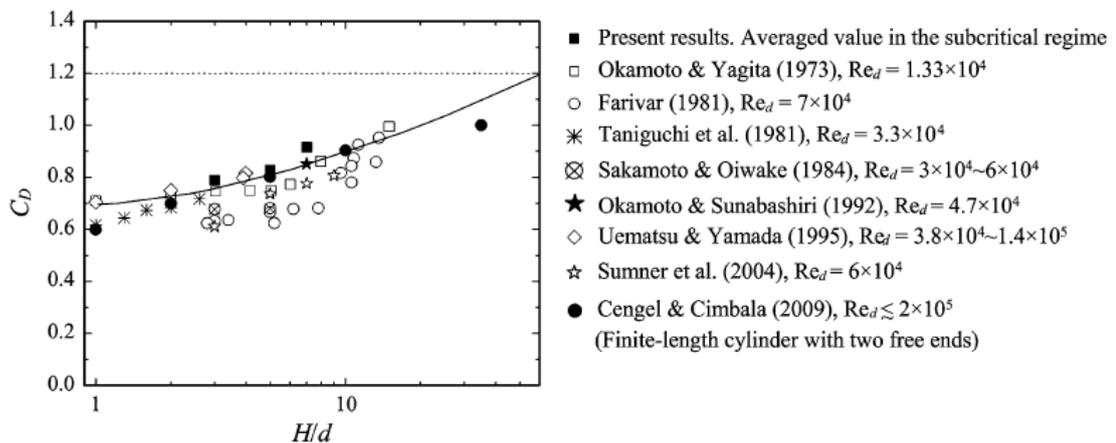


Figure 1-8 The effect of aspect ratio(H/d) on drag coefficient[7]

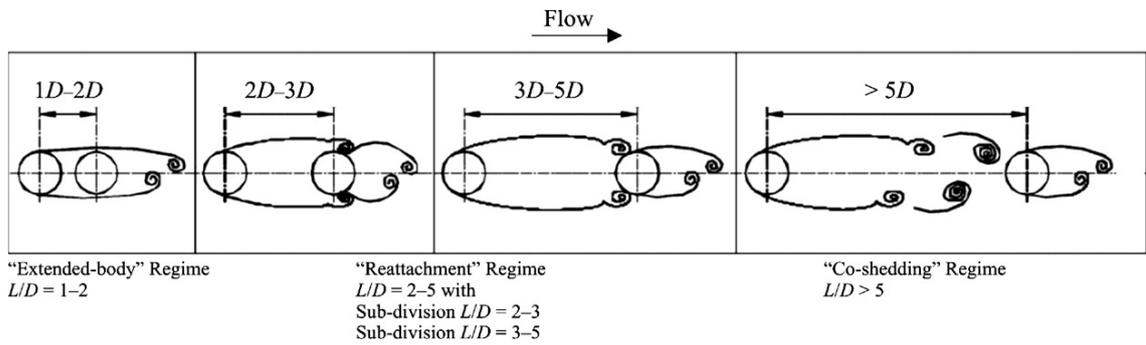


Figure 1-9 Simplified classification scheme of the flow patterns for two tandem circular cylinders in cross-flow[8]

Table 1-2 Effect of Reynolds number, Froude number, Aspect ratio on C_d , C_{d_rms} and C_{l_rms} [10]

小	レイノルズ数	大
大	C_d	小
大	C_{d_rms} , C_{l_rms}	小
小	フルード数	大
小	C_d	大
大	C_{d_rms} , C_{l_rms}	小
小	アスペクト比	大
小	C_d	大
大	C_{d_rms} , C_{l_rms}	小

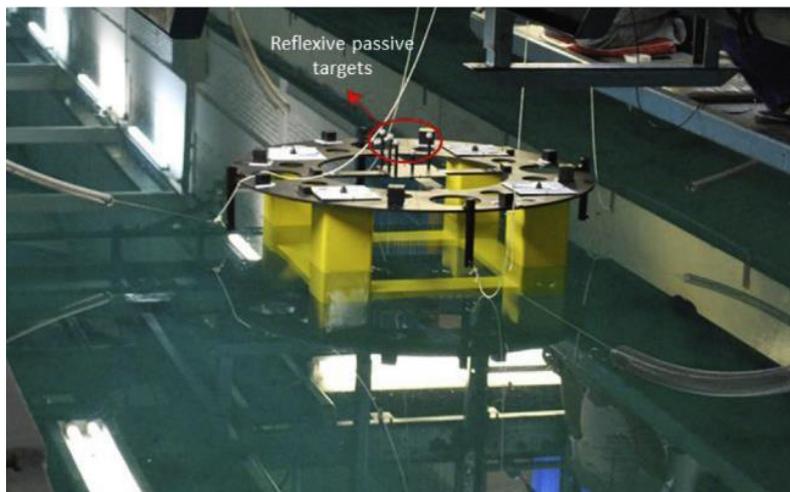


Figure 1-10 Picture of a run test for square model with 0-degree incidence at the IPT towing tank[11]

1-7 研究目的

本研究では、複数カラム型浮体の VIM 現象を予測することを目的とし、その目的を達成するために以下の解明を試みる。

- 複数カラム型浮体のカラム間距離が変化したとき、カラム間干渉がどのように変わるか、実験により確認する。
- 流体力実験による揚力モデル法を用いて、VIM が発生したときに浮体に作用する流体力を計測する。
- 揚力モデル法から得られた流体力関数を用いて、浮体の振動運動方程式を解く。

本論文では 5 章で構成されている。

本 1 章では、本研究の背景と目的を示した。

第 2 章では、複数カラム型浮体を想定した模型の強制加振曳航実験について説明し、その結果をまとめ考察する。

第 3 章では、第 5 章で用いる VIM 挙動解析プログラムの概要について説明する

第 4 章では、複数カラム型浮体の VIM 挙動解析を行い、過去の先行研究との比較考察を行う。

第 5 章では、本研究を総括し、今後の課題について検討する。

第2章. 強制加振曳航実験

2-1 概要

本実験は、複数カラム浮体を強制加振させながら曳航し、各カラムに作用する力を定量的に評価し、揚力モデル法で使用する流体力関数を作成するために行った。複数カラム型浮体はスペーサーを用いて強制動揺装置に固定し振動させた。各カラムに三分力計を取り付け作用する力を計測した。

2-2 強制加振実験による揚力モデル法

揚力モデル法とは流体力の算出法におけるこれまでの VIV 応答解析法の 1 つの手法である。実験を行わなかったパラメータ範囲以外では適用できないことなど、多くの批判はあるが、実用に耐える解析法として開発が進められている。VIVA、VIVANA、VICoMo、SHEAR7、ABAVIV などは、揚力モデル法を用いて開発されたモデルである。In-line 方向の VIV 挙動に関しては、上記したような計算モデルでは計算することが出来ないが、既存のモデルによる計算において、流れに垂直な方向の挙動に関する予測は、CFD を用いるモデルと比較すると、ある程度の精度を得られている。

この解析法の開発における課題として、現在まで VIV 挙動の解明、解析法の開発や検証に用いられてきた実験のほとんどが、実用ライザーの用いられるレイノルズ数よりも 1 オーダーから 2 オーダー低いレイノルズ数領域で行われた実験であるということが指摘される。

小型模型を用いた実験は、経済的であるため現在まで多く行われているが、相似則を満足するような縮尺実験は不可能である。そのため、実機スケールに対応した実験を行うには、高レイノルズ数領域である大口径管を用いるか、かなり速い流れを必要とするような大掛かりな実験を実施する必要がある。しかし、模型によって実機の剛性や形状と挙動特性との関係について正確に検討した例は少ない。高レイノルズ数や超臨界レイノルズ数域での模型実験の例としては、高速増殖炉「もんじゅ」でのナトリウム漏洩事故を受けた管内での円柱の渦励起振動の研究[16]など行われてきたが、閉水路での励起振動であるため乱流振動の影響がきいてくるため、必ずしも実海域の実機との挙動特性と同じになるとは限らない。また、実験による VIV 流体力に関するデータベースが直接産業の競争力に関わるため、基本的にデータベースは開示されていない。このような実験を実施できるのはノルウェーの MARINTEK やオランダの MARIN など大型の実験施設を有する機関のみであり、現在高レイノルズ数における実験と知見の蓄積が競って行われている。以下に、これまで開発されてきた流体力実験による揚力モデル法を紹介する[17]。

VIVANA(NTNU)

流体力モデルと有限要素法を用いて計算を行う。VIVANA は cross-flow 方向のみの計算しか行われぬ。Cross-flow 方向の振動の抗力の影響をモデル化するため、In-line 方向の偏差を抗力の増幅率によって計算する。VIVANA は動的解析のためのモードの重ねあわせを用いていない。結果は離散的な周波数で表示される。

SHEAR7(MIT)

SHEAR7 は、周波数領域モード重ねあわせプログラムである。モードごとに励起モードが識別され、換算流速がロックイン状態の範囲内となるライザーの領域を探す。それ以外のライザーの領域では、減衰していると考える。局所的な振幅と換算流速を関数とする揚力と抗力を用いて、SHEAR7 は反復して各周波数の平衡状態を計算する。それらを書くポイントで組み合わせ総応答とする。

① VIVA(MIT)

VIVA は渦励起の経験則に基づき、cross-flow 方向の応答のみを計算する。ロックインの領域内で、最も振動が発生するモードを識別する。データベース上で、速度と同位相あるいは逆位相の揚力係数から経験式を用いて振幅を計算する。

② VICoMo(NTNU)

VICoMo は静的

な一様流中の円柱の強制調和運動のセクションモデル試験のデータを使用している。データの流体力係数は、換算流速と振幅、レイノルズ数の関数となっている。これらの係数は、ストリップ理論を採用しているため、隣り合うライザー要素相互作用は無視される。有限要素アプローチは、周波数と減衰挙動から成り立つ複素固有値の固有値問題につながる。2次元面の相互干渉は無視し有限要素法により固有値問題を解く。

③ ABAVIV(Technip)

ABAVIV は構造非線形性を占めている時間領域コードである。ABAQUS のコードを用いて非線形時刻歴解析を行う。レイノルズ数と、ストローハル数は固定値 0.17 として解析を行なっている。換算流速依存を無視し、付加質量係数を 1.0 としている。また、抗力係数は 0.7 としている。このプログラムも、IL 方向の VIV についての明確な指示はなく、換算流速に基づくモリソン力のみから応答を計算している。

④ LINE3D_VIV[18]

鈴木らが開発した時間領域非線形有限要素法の水中線状構造物解析プログラム LINE3D を基に、VIV の流体力として周波数領域でまとめた流体力データベースを組み合わせている。周波数領域でデータベース化された VIV による流体力を、時間領域有限要素法に組み込むために振動推定フィルターを導入し、各時間ステップにおける振動周波数および振動振幅と位相を推定している。

以上のような VIV を予測するための工学的手法を本研究でも採用した。

2-3 運動方程式と強制加振曳航実験の位置づけ

浮体の VIM 振動運動方程式は次式で表現できる。

$$M(1 + C_a)\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_V \sin(\omega_{vortex}t + \theta) \quad (2.1)$$

ここで、 M :排水量[kg]、 C_a :付加質量係数[-]、 c :減衰係数[N/(m/s)]、 k :ばね定数[N/m]、 F_V :渦放出による揚力[N]、 ω_{vortex} :渦放出周波数[rad/s]、 θ :位相[rad]である。

浮体の振動を次のように仮定する。

$$y(t) = A_0 \sin(\omega t) \quad (2.2)$$

このとき、流体力は振動と同じ周波数を持ち、

$$\begin{aligned} F(t) &= F(y)\sin(\omega t + \varphi) \\ &= F(y)[\sin(\omega t)\cos(\varphi) + \cos(\omega t)\sin(\varphi)] \end{aligned} \quad (2.3)$$

この流体力は、変位に比例する成分と、速度に比例する成分に分解することができ、それぞれを付加質量力と減衰力と呼ばれる。本実験でも流れに直交する方向の力を浮体の振動変位から付加質量力と減衰力にわける。イメージを Figure2-1 に示す。

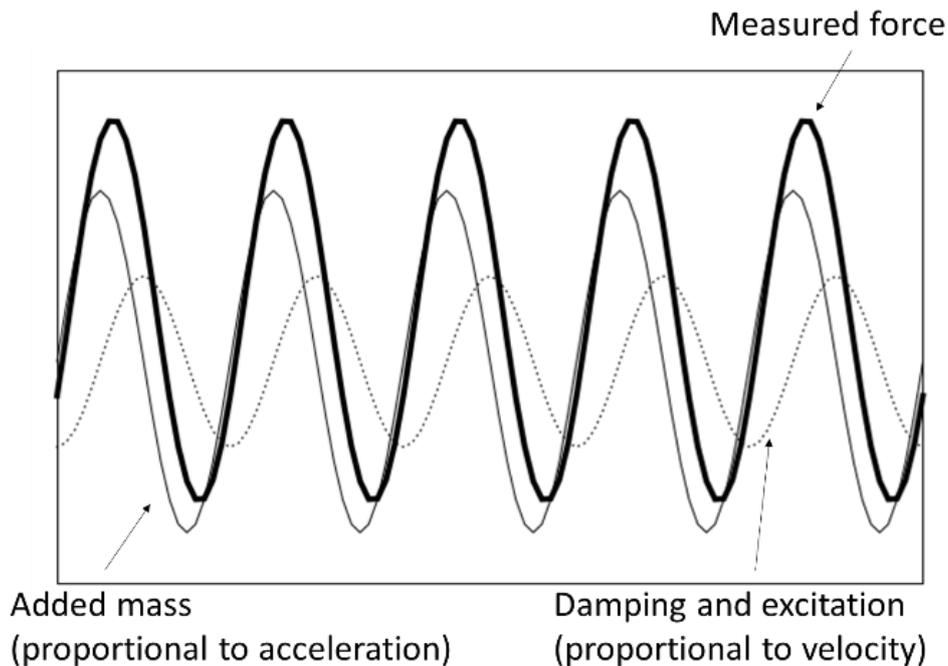


Figure 2-1 Decomposition of the hydrodynamic force

2-4 実験セッティング

本実験は2017年11月6日から11月21日までの10日間、東京大学本郷キャンパス船型試験水槽で実施された。実験における複数カラム浮体の平面図と正面図を Figure2-2~2-3 に示す。本実験では1つの円柱を中心に配置したケースと、4つの円柱を正方形に配置している。それぞれのカラムは水上においてアルミ角棒で固定されている。下部の浮体システムはスペーサーを介して強制動揺装置に固定されている。スペーサーは強制動揺装置との固定だけでなく、喫水を調整するためにも使用した。

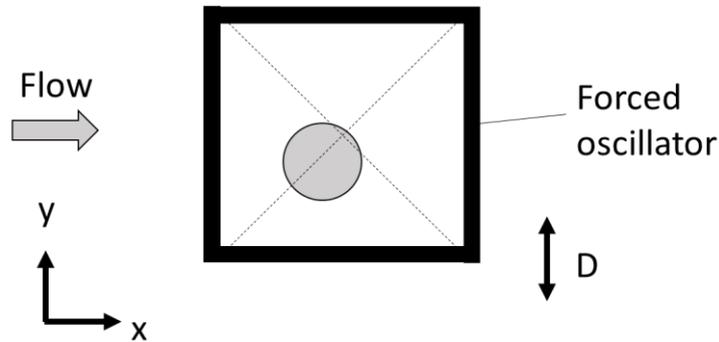


Figure 2-2 Plan view of one circular cylinder arrangements

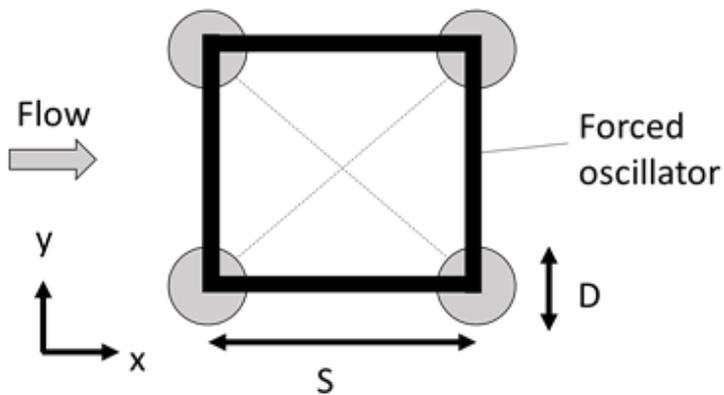


Figure 2-3 Plan view of four circular cylinders arrangements

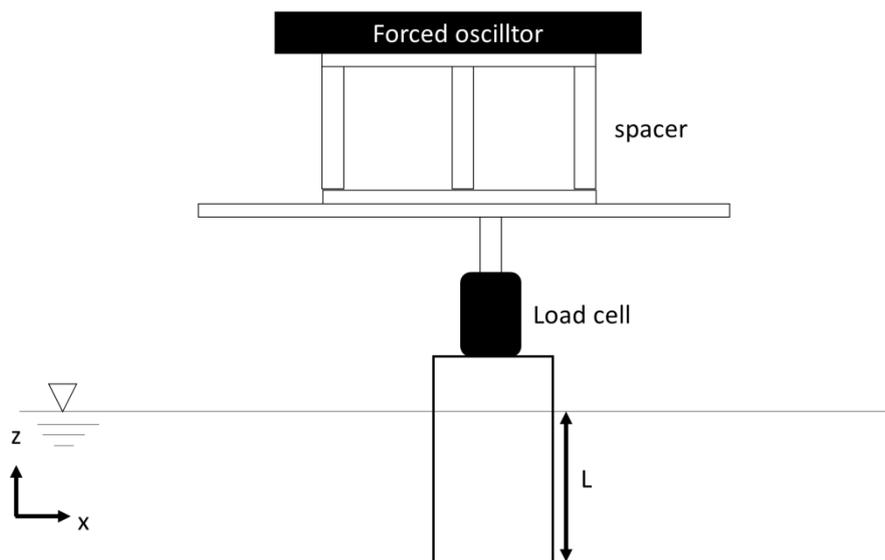


Figure 2-4 Side view of one cylindrical arrangements

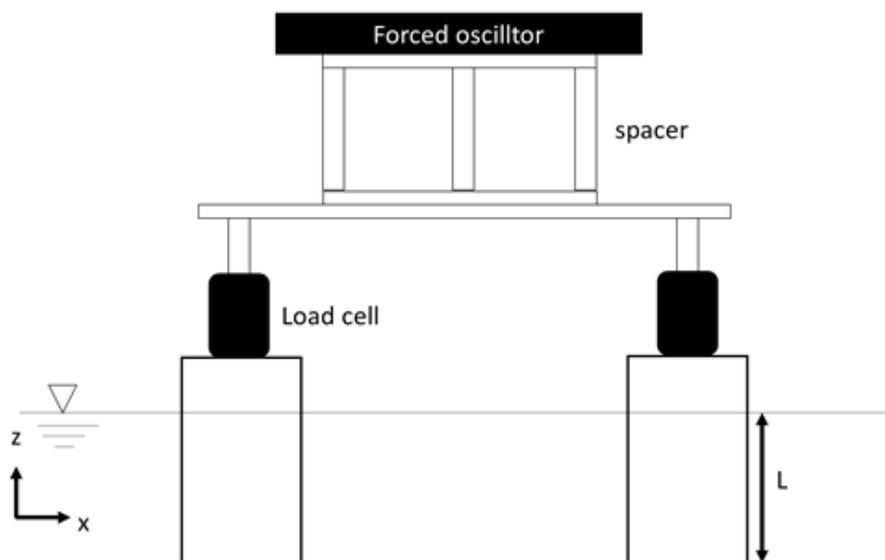


Figure 2-5 Side view of four cylindrical arrangements

次に、実験に使用した装置や器具について説明する。

a. 二次元水路用強制動揺装置

電子工業株式会社製の模型及び供試体を強制的に動揺させる装置であり、外部から信号を制御盤に入力して振動させる。X 軸方向（サージ）と Y 軸方向（スエー）の 2 軸に仕様範囲内で指定周波数及び指定振幅に振動させることが可能である。最大振幅はそれぞれ $\pm 200\text{mm}$ である。最大周波数は 0.8Hz (最大振幅 $\pm 200\text{mm}$)、 1.6Hz (最大振幅 $\pm 50\text{mm}$) である。Z 軸方向の最大荷重は 30kg で、X、Y 軸方向の最大荷重は 300N である。外部入力

信号に対するストロークの変換係数は $\pm 10\text{V}/\pm 200\text{mm}$ である。Figure 2-6 が二次元水路用強制動揺装置、Figure 2-7 が強制動揺装置の制御盤である。



Figure 2-6 Forced vibration device



Figure 2-7 Control panel of forced vibration device

b. 信号発生器

株式会社エヌエフ回路設計ブロック社製の信号発生器で、強制動揺装置の入力指令に用いた。正弦波、方形波から任意の波形まで、さまざまな波形を出力でき、トリガ・バーストなど各種発振モードも備わっている。

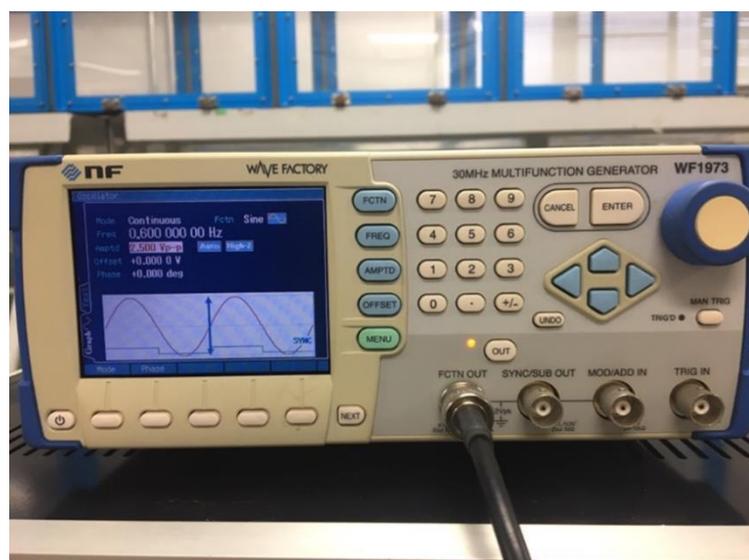


Figure 2-8 Signal generator

c. 三分力計

[LMC-3502A-100N]

日章電機製の三分力計であり、 F_x, F_y, F_z を計測することが出来る。定格負荷はそれぞれ 100N である。この三分力計には 50N の電圧信号を発生するキャリブレーション box が付属しており、本実験における較正も付属のキャリブレーションを使用している。この三分力計は各カラムに作用する力を計測した。

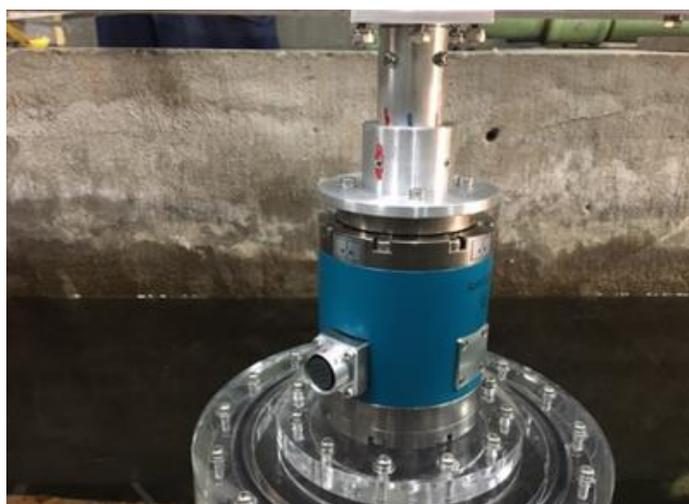


Figure 2-9 LMC-3502A-100N

d. 信号増幅器

日章電機製の信号増幅器であり、三分力計で計測された力の電圧信号を増幅するため信号増幅器を用いた。この信号増幅器は、 $\pm 200, \pm 100 \mu\text{-strain}$ の較正用ひずみ信号を発生させる機能がついており、キャリブレーション box が付属していない検力計 LMC-3501A-200N にはこの機能を用いて電圧信号を力に変換する較正した。



Figure 2-10 Amplifier

e. NR-600 マルチアナログ信号記録装置

株式会社キーエンス製の AD 変換器であり、信号増幅器から送られる信号を任意のサンプリング時間でデジタル信号に変換し、USB ポート経由でコンピューターに記録することができる。この記録装置はコンピューター内の WAVE LOGGER PRO という制御ソフトを用いて使用することができる。



Figure 2-11 AD converter

f. 円柱→第 2 章 2-2 実験セッティング参照

本実験では橋浦が森研究所に依頼して製作したアクリル円柱・角柱をそれぞれ 2 本用いた。円柱は直径 25cm、高さ 50cm である。

2-5 実験条件

本研究は VIM 現象の予測モデルを作成することを目的としているため、実験条件は VIM が起こると予想される範囲を含めた設定にする必要がある。本実験におけるレイノルズ数は 75,000 程度であり、この時のストローハル数は Figure1-6 から分かるようにおおよそ 0.2 である。強制動揺装置の最大荷重を浮体の慣性力が超えないことを考慮し、無次元加振周波数 fD/U を 0.05~0.35 に設定した。また、Williamson[19]は質量比（浮体の質量に対する浮体の排水量の比）が 1 程度と小さいときは質量比が 100 程度の場合と比べると A/D が大きくなることを示しており、その値は $A/D=1.0$ 程度である。また、Gonçaves ら[20]も、低アスペクト比スパー型浮体の自由動揺試験を行い、 $A/D=1.0$ 近い値を確認している。以上のことから $A/D=1.0$ が収まるような範囲を無次元加振振幅の実験条件と設定すべきだが、強制動揺装置の性能と船型試験水槽にある電車的设计上もあり、本実験では $A/D=0.1\sim 0.8$ とした。

実験パラメータを Table 2-1 に示す。また、各カラム配列に対する実験条件を Figure 2-12~2-14 に示す。黒点が実施した条件である。

Table 2-1 Experimental cases

Parameter		Value	Unit
External diameter(circular)	D	0.25	m
Towing velocity	U	0.3	m/s
Longitudinal pitch ratio(circular)	S/D	0.2,0.3	-
Aspect ratio	L/D	1.5	-
Reynolds number(circular)	Rec	75,000	-
Nondimensional oscillation amplitude	A/D	0.1-0.8	-
Nondimensional oscillation frequency	fD/U	0.05-0.35	-

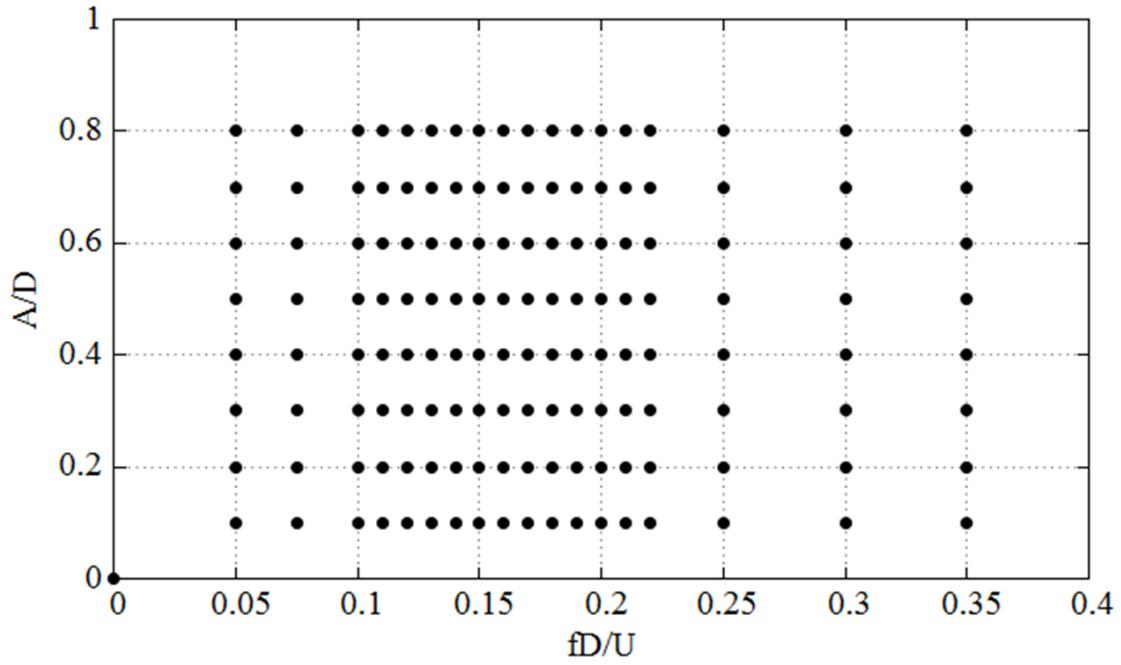


Figure 2-12 Experiment condition ($S/D=3.0$)

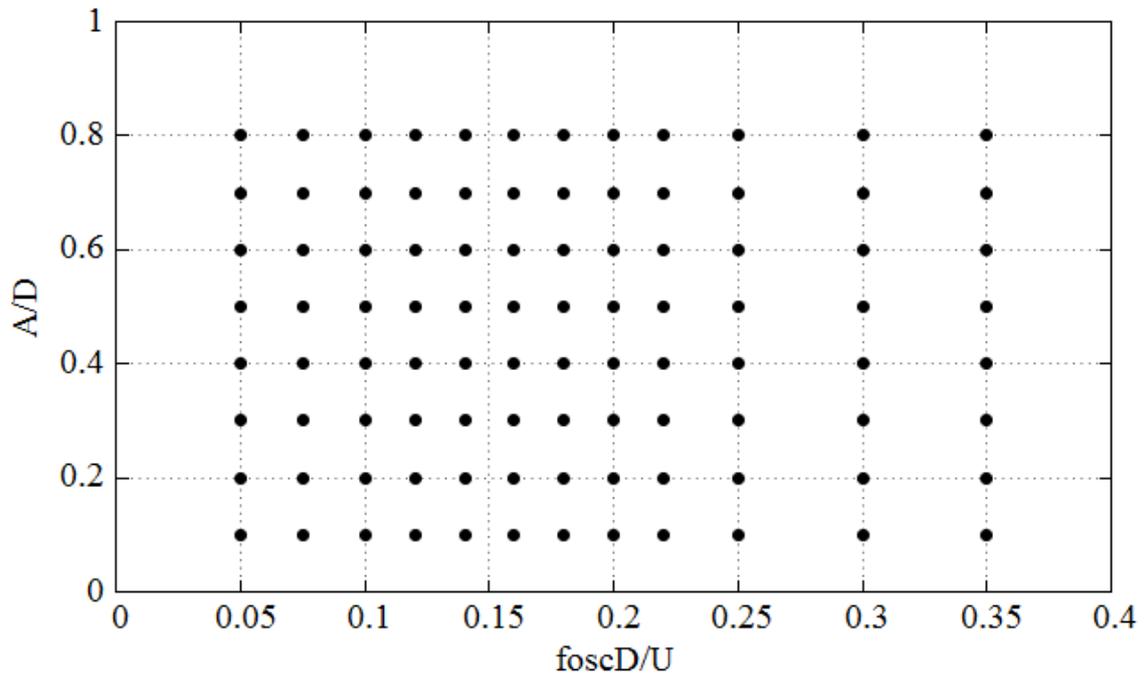


Figure 2-13 Experiment condition ($S/D=2.0$)

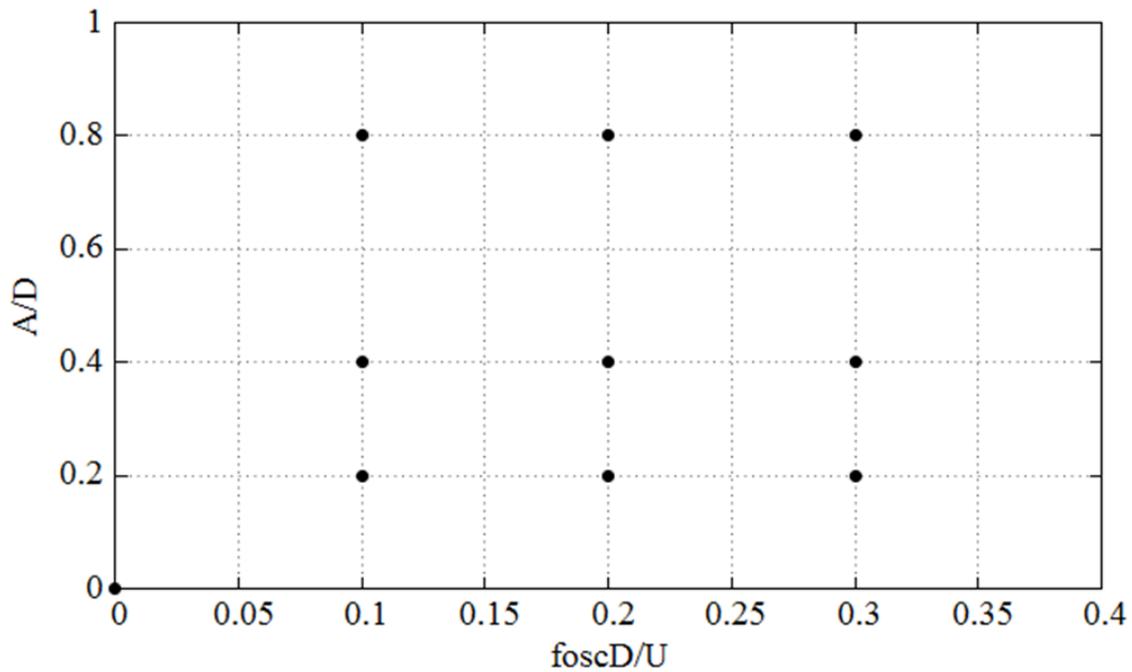


Figure 2-14 Experiment condition (1cylinder)

2-6 実験手順

加振曳航実験は次のような手順で行われた。

1. 強制動揺装置を船型試験水槽の曳航台車に設置し、スペーサーを介してカラムを設置。
2. 信号発生器で入力信号を設定し、電車を曳航させる。
3. 電車が定格速度になったら強制動揺装置を作動させる。

2-7 実験結果の整理について

2-7-1 無加振曳航実験

無加振曳航実験では、計測されたデータを 2-4-1 同様の手法で各カラムに作用する抗力・揚力の平均値と RMS を求めた。

平均値

$$x_{mean} = \frac{1}{N}(x_1 + x_2 + x_3 + \dots + x_N) \quad (2.4)$$

RMS

$$\overline{x_{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N}(x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + \dots + x_N^2)} \quad (2.5)$$

抗力・揚力

$$C_D, C_L = \frac{F_x, F_y}{\frac{1}{2}\rho AU^2} \quad (2.6)$$

ここで、 ρ : 流体密度、 A : 投影面積、 U : 曳航速度、 F_x : 抗力、 F_y : 揚力である。

2-7-2 加振曳航実験

加振曳航実験でも各カラムに作用する抗力と揚力の平均値と **RMS** を求めた。

また、加速度に比例する力と速度に比例する力成分に分けるため計測されたデータは三角関数の直交性を利用して特定の周波数成分の情報を取り出す。以下に、その手法の概要を示す。

信号 $x(t)$ をフーリエ級数で表すと、

$$x(t) = x_0 + \sum_{k_0}^{\infty} (a_k \cos \omega_k t + b_k \sin \omega_k t) \quad (2.7)$$

取り出したい周波数を ω_n として、 $\cos \omega_n t, \sin \omega_n t$ と $x(t)$ との積を求めると、

$$\begin{aligned} x(t) \cos \omega_n t &= x_0 \cos \omega_n t \\ &+ \sum_k^{\infty} \left[\frac{a_k}{2} \{ \cos(\omega_k + \omega_n)t + \cos(\omega_k - \omega_n)t \} + \frac{b_k}{2} \{ \sin(\omega_k + \omega_n)t \right. \\ &\left. + \sin(\omega_k - \omega_n)t \} \right] \end{aligned} \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} x(t) \sin \omega_n t &= x_0 \sin \omega_n t \\ &+ \sum_k^{\infty} \left[\frac{a_k}{2} \{ \sin(\omega_k + \omega_n)t - \sin(\omega_k - \omega_n)t \} - \frac{b_k}{2} \{ \cos(\omega_k + \omega_n)t \right. \\ &\left. - \cos(\omega_k - \omega_n)t \} \right] \end{aligned} \quad (2.9)$$

(3.1)式、(3.2)式を時間 0 から T まで積分すると、T が十分大きければ、 $\cos \omega_n t, \sin \omega_n t, \sin(\omega_k + \omega_n)t, \sin(\omega_k - \omega_n)t, \cos(\omega_k + \omega_n)t$ の積分値は 0 になる。また、

$\cos(\omega_k - \omega_n)t$ の積分値は、 $k=n$ のとき T 、それ以外で 0 となる。
従って、

$$\int_0^T x(t) \cos\omega_n t dt = \frac{a_n}{2} T = C_a \quad (2.10)$$

$$\int_0^T x(t) \sin\omega_n t dt = \frac{b_n}{2} T = C_b \quad (2.11)$$

となり、周波数 ω_n の成分の振幅 A_n は積分値 C_a, C_b を用いて、

$$A_n = (a_n^2 + b_n^2)^{1/2} = \frac{2}{T} (C_a^2 + C_b^2)^{1/2} \quad (2.12)$$

と表すことができる。強制動揺装置を作動させた信号発生器の入力信号を用いて、揚力を加振変位に比例する力 C_{Add} と、加振変位と 90° 異なる、すなわち速度に比例する力 C_{Damp} に分離することで、次式に示される付加質量係数と減衰係数を算出した。

$$C_{Add} = \frac{F_{Add} - MA(2\pi f)^2}{\rho \frac{\pi D^2}{4} - LA(2\pi f)^2} \quad (2.13)$$

$$C_{Damp} = \frac{F_{Damp}}{\frac{1}{2} \rho D L U A (2\pi f)} \quad (2.14)$$

ここで、

F_{Damp} は変位に比例する成分、 F_{Add} は速度に比例する成分; ρ は流体密度、 A は振動振幅、 f は振動周波数である。

Figure2-15 は計測された揚力の時系列データの解析範囲の例を示しているが、高周波の振動を含んでいることがわかる。対象範囲をフーリエ解析してみると、Figure2-16 のように高周波のノイズが含まれていることが確認された。物理現象と関係ない範囲における高周波成分である $fD/U=6.0$ をカットしたものを解析した (Figure2-17)。また、フーリエ解析の際、揚力の変動成分を抽出するため、平均値を表す $fD/U=0$ の成分も 0 としている。

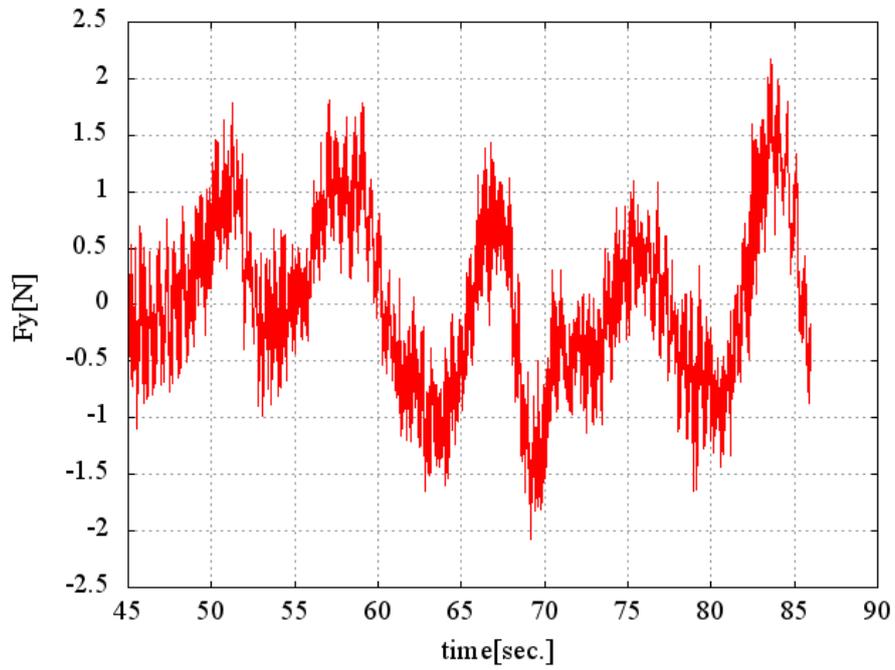


Figure 2-15 Time series data of lift of a column without filter

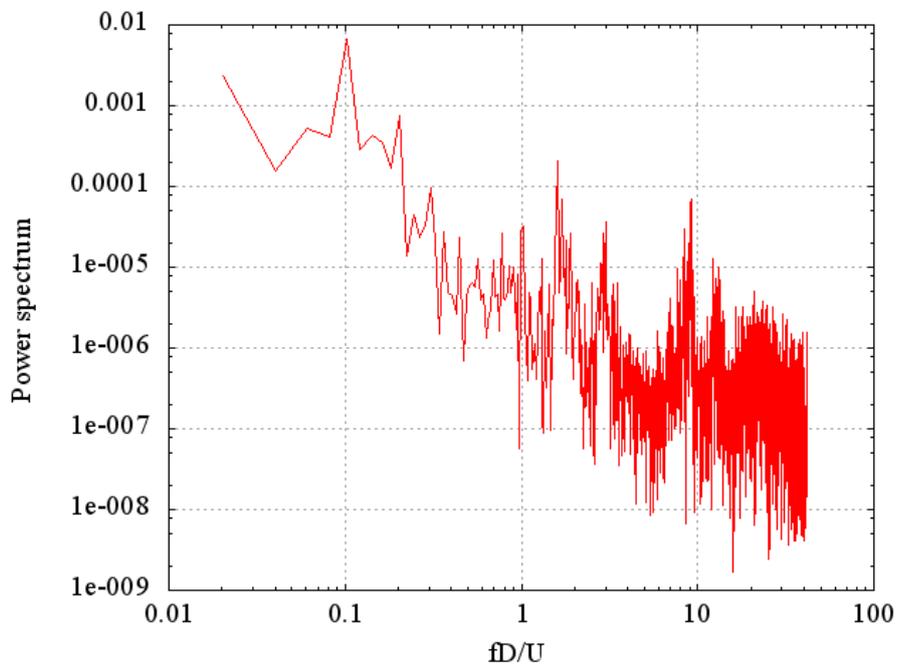


Figure 2-16 Frequency spectrum of cross-flow hydrodynamic forces of a column ($f_{osc}D/U=0.1$)

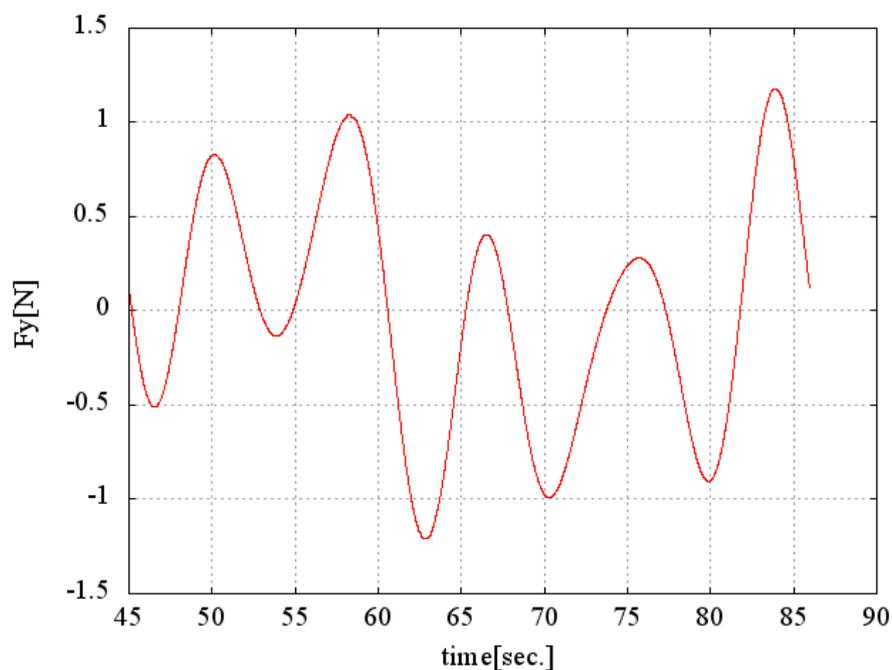


Figure 2-17 Time series data of lift of a column with filter

2-8 実験結果

2-8-1 無加振曳航実験

初めに、加振させずに曳航させたときのカラムに作用する抗力、揚力を示す。横軸はカラム間距離を示しており、縦軸は抗力平均、抗力変動、揚力変動を示している。また、塗りつぶされた円が流れに対し前方に存在するカラム、中抜きの円が流れに対し後方に存在するカラムの値を示す。

平均抗力係数は前方カラムのほうが大きな値であり、単独カラムの曳航試験で得た値とほぼ同程度の値をとることが確認できる。これは、前方カラムが存在することで後方カラムが主流より遅い流速を受けているためだと考えられる。また、カラム間距離が小さいほど後方カラムの抗力係数は小さくなっており、これはカラム間距離が短いほど前方カラムが作る後流の速度欠損が大きく、流速が十分に回復していないからだと考えられる。

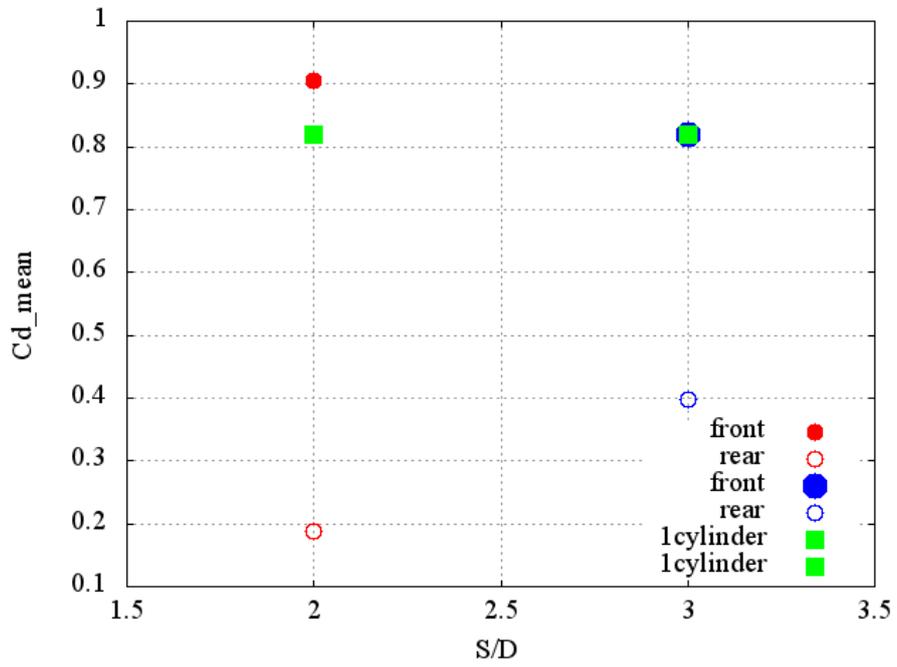


Figure 2-18 Mean drag coefficient of 4 circular cylinders

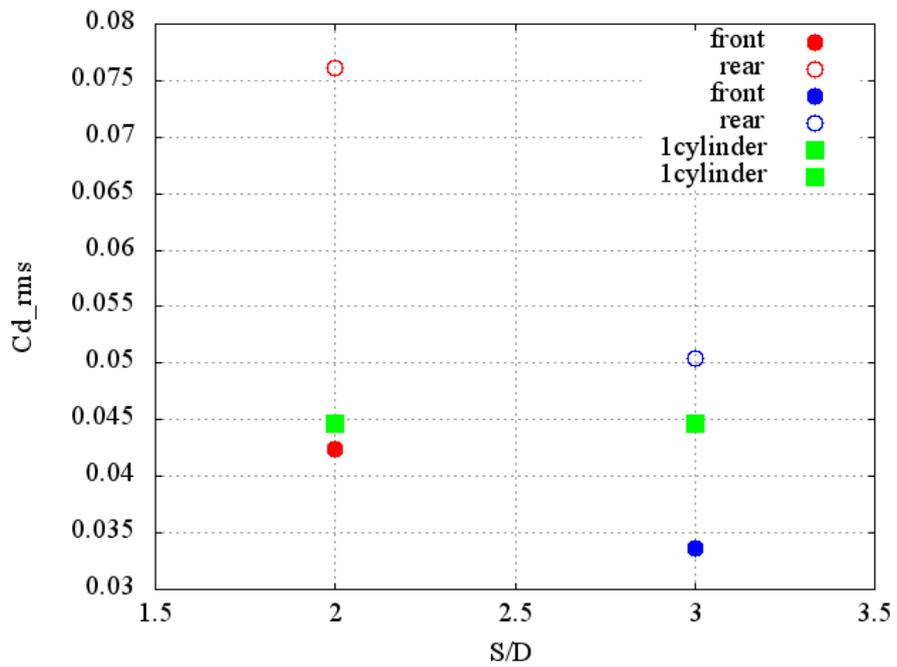


Figure 2-19 RMS drag coefficient of 4 circular cylinders

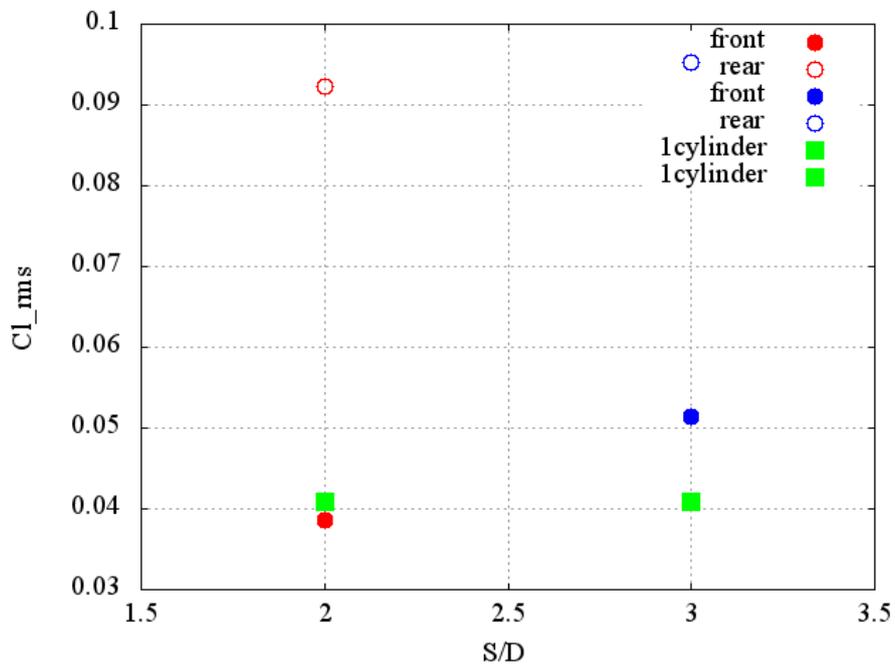


Figure 2-20 RMS lift coefficient of 4 circular cylinders

Figure2-19,2-20 をみて分かるように、抗力変動と揚力変動では前方カラムより後方カラムのほうが大きい値を示した。この Tandem の 2 円柱が一樣流にあるときの渦放出のパターンは、Zdravkovich[21]や Zhou ら[22]によって研究されており、彼らはカラム間距離によって 2 円柱周りの流れのパターンは 3 種類あると述べており、本実験における $S/D=2,3$ は”Reattachment regime”と呼ばれる範囲に属する。これは、前方カラムの境界層剥離が後方カラムに付着して、後方カラムの後流に渦として放出されるような領域である。また、Alam ら[23]は空中における Tandem2 円柱の風洞実験を行い円柱に作用する力を計測した。

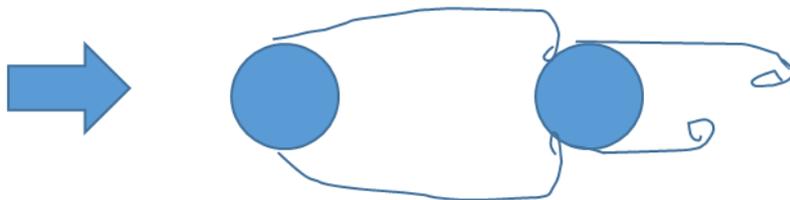


Figure 2-21 Reattachment of the flow pattern image

Figure2-22 は彼らがまとめた抗力と揚力の変動成分をカラム間距離によってまとめたものを引用している。横軸はカラム間距離 ($L/D=S/D$)、縦軸は C_{Lf} , C_{Df} はそれぞれ揚力係数、抗力係数の変動成分を表す。Figure2-22 から分かるように、 $S/D=3.0$ より小さいとき Alam[23] からも前方カラムより後方カラムの方が大きな値をとっていることが分かる。彼らはこの結果について、Tandem のカラム間距離が $S/D=3$ 以下の Reattachment regime では前方カラムから剥離した境界層は後方カラムに付着するので、交互渦が形成されるのは後方カラムのみになり、そのため前方カラムの変動値は小さいのだと述べている。本実験でも同じ理由で前方カラムの値が後方カラムの値より小さくなっていることが説明できる。

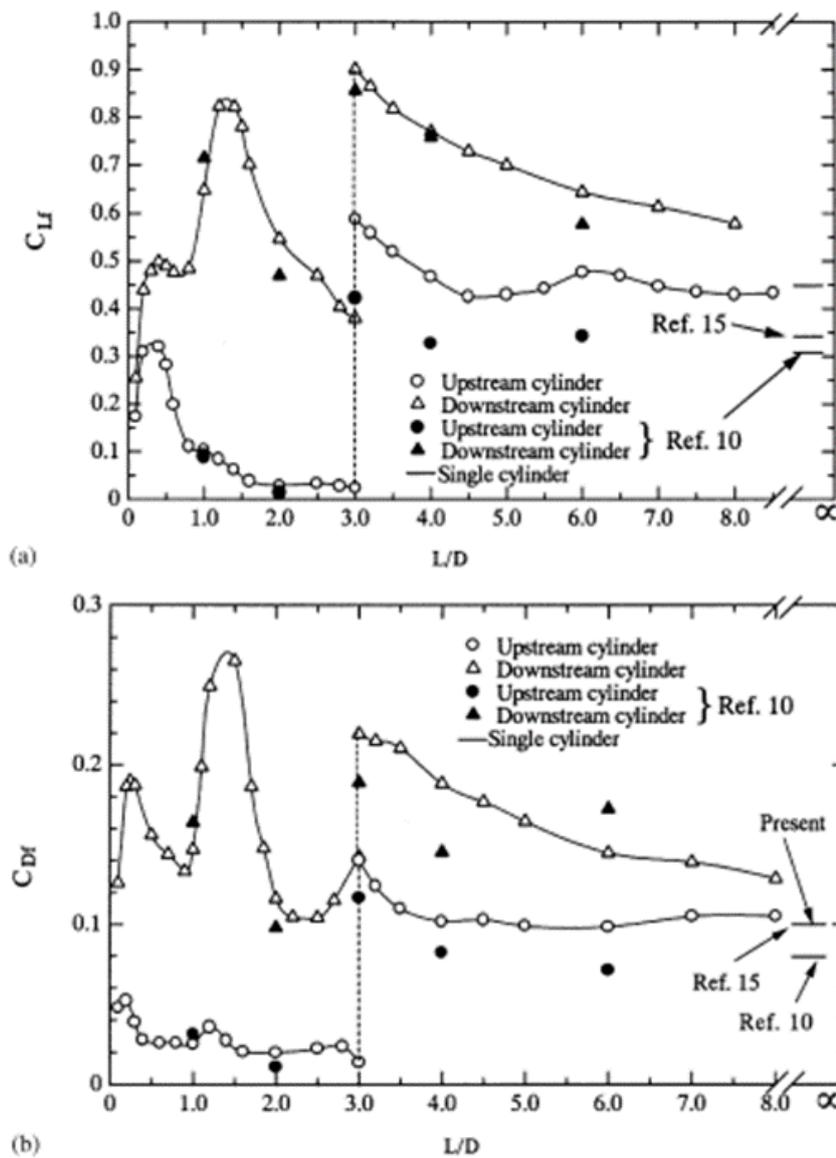


Figure 2-22 Variation in fluctuating fluid forces with increase in spacing ratio L/D : (a) fluctuating lift coefficient, C_{Lf} ; (b) fluctuating drag coefficient, C_{Df} [23]

2-8-2 加振曳航実験

はじめに、単独カラム、4本カラム(S/D=2.0)、4本カラム(S/D=3.0)の各加振振幅における平均抗力の比較結果を Figure2-23~2-24 に示す。データは Table2-2 に従ってプロットされている。

Table 2-2 Details of plot data between Figure3-20~3-28

s3_front	S/D=3.0 における 4 本カラム前方カラムの平均値
s3_rear	S/D=3.0 における 4 本カラム後方カラムの平均値
S2_front	S/D=3.0 における 4 本カラム前方カラムの平均値
S2_rear	S/D=3.0 における 4 本カラム後方カラムの平均値
1cylinder	単独カラムの平均値

この結果について考察していく。Figure2-23~2-24 をみて分かるように、後方カラムは前方カラムより小さな値を示すことや、カラム間距離が小さいほど後方カラムの平均抗力係数が小さくなることなど、2-7-1 で確認されたものと同じ傾向が見られた。加振振幅が大きくなるほど平均抗力が大きくなることを確認できる。これは、振幅が大きくなるにつれて主流に対するカラムの投影面積が大きくなるからだと考えられる。つまり、浮体が振動することで、後流の範囲が大きくなるため、速度欠損を伴う流れが大きくなる。こうして生まれた圧力差が抗力を発生させているので、後流の範囲が大きくなるため抗力が大きくなっているのだと考えられる(Figure2-26)。

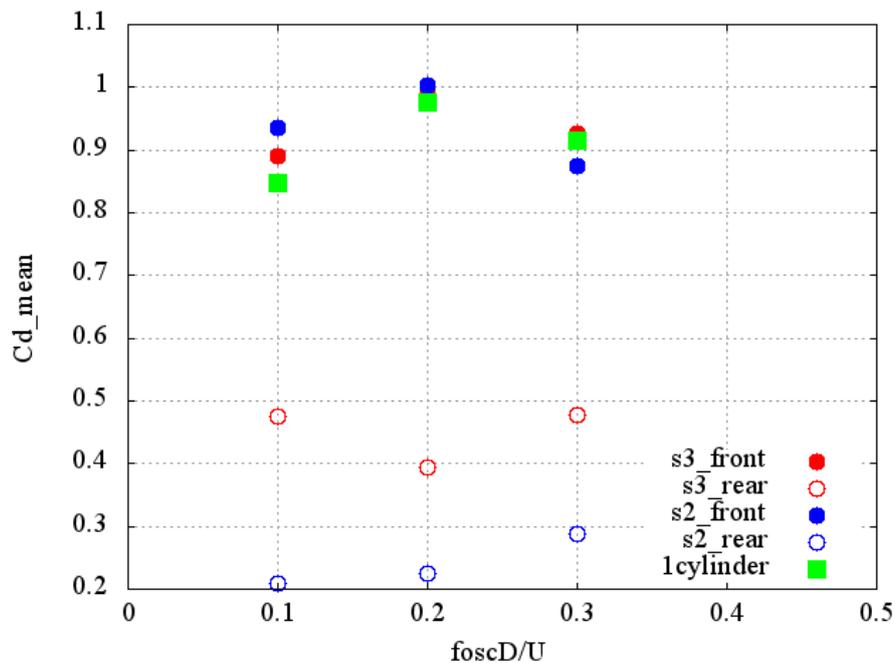


Figure 2-23 Mean drag coefficient (A/D=0.2)

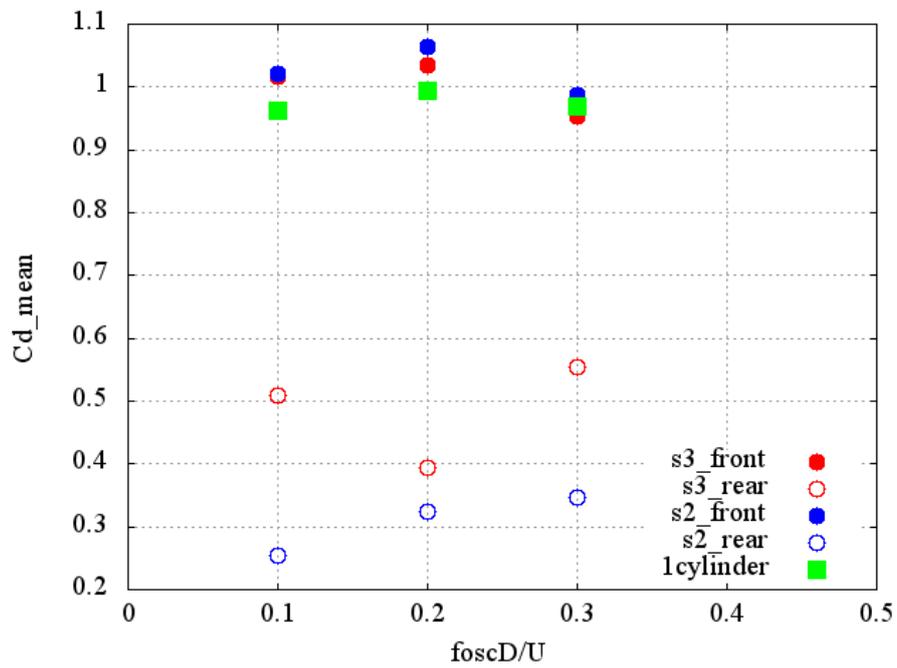


Figure 2-24 Mean drag coefficient (A/D=0.4)

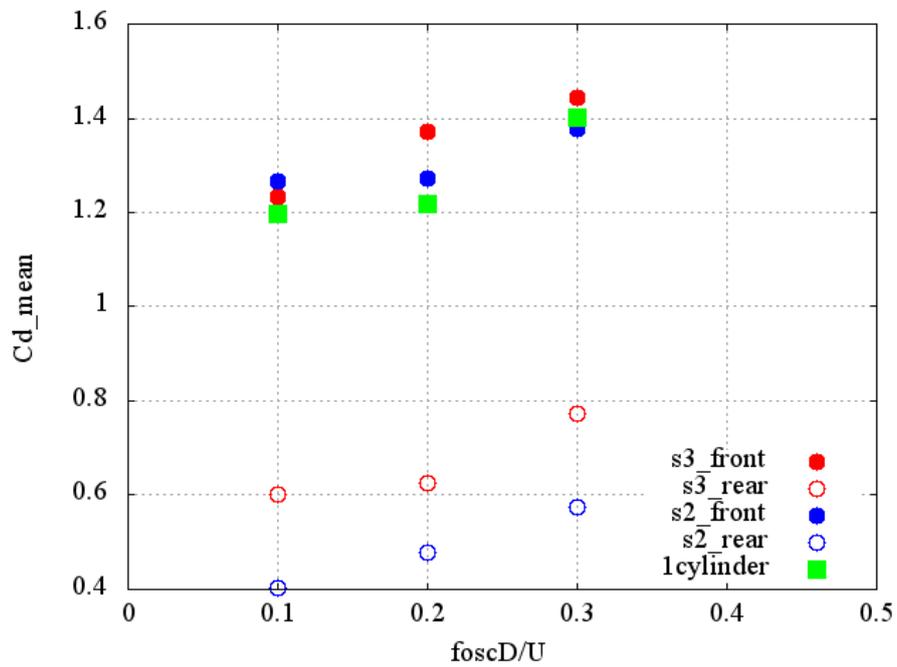


Figure 2-25 Mean drag coefficient (A/D=0.8)

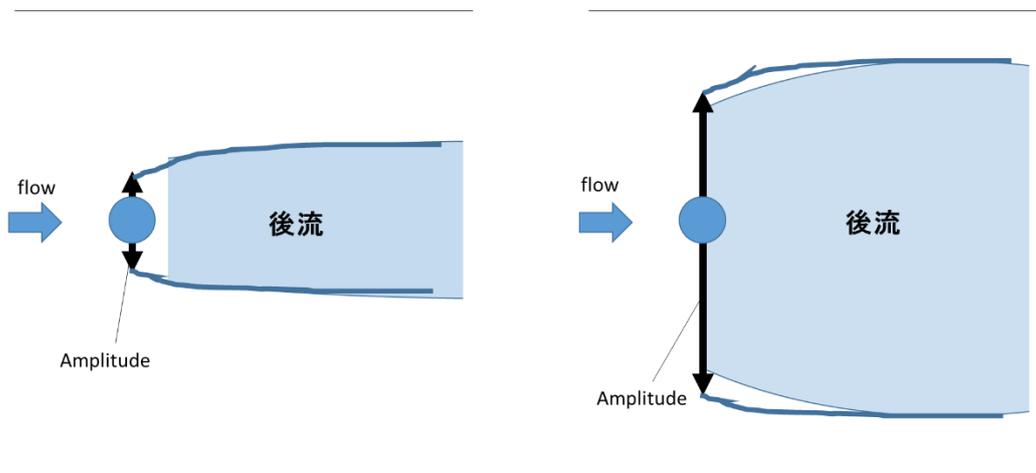


Figure 2-26 Wake comparison by vibration amplitude

Figure2-27~2-29 には抗力変動の結果が示されている。加振周波数が 0.1 のとき、加振振幅の大きさに関わらず後方カラムの方が値が大きく出ていることが確認された。加振周波数が 0.2 になると、加振振幅が大きくなるに従い前方カラムの値が大きくなっていることが確認された。これは、渦放出周波数と値が近いことから、前方カラムで渦の剥離が上手く行われるようになり、変動成分が大きくなっているのだと考えられる。

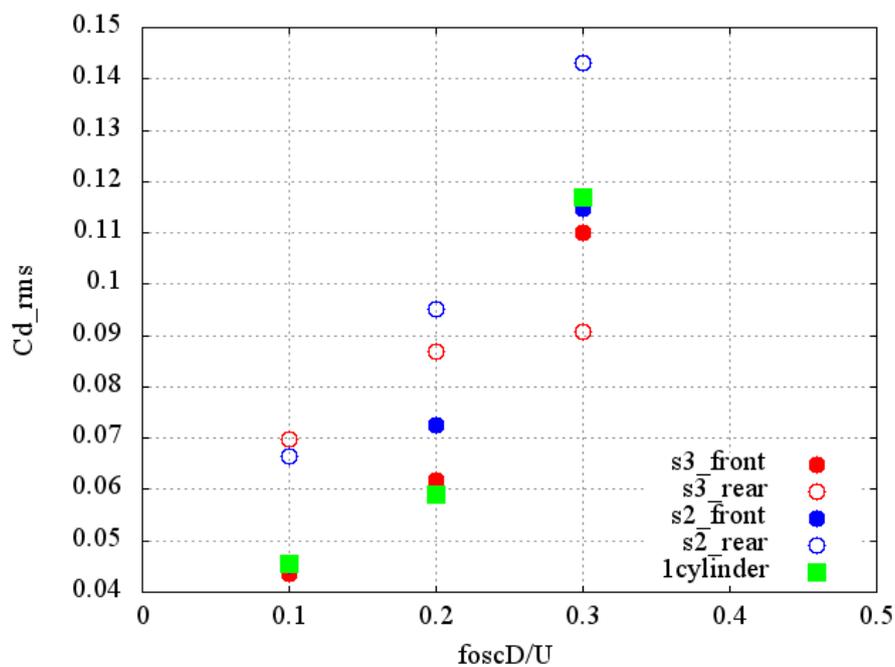


Figure 2-27 RMS drag coefficient (A/D=0.2)

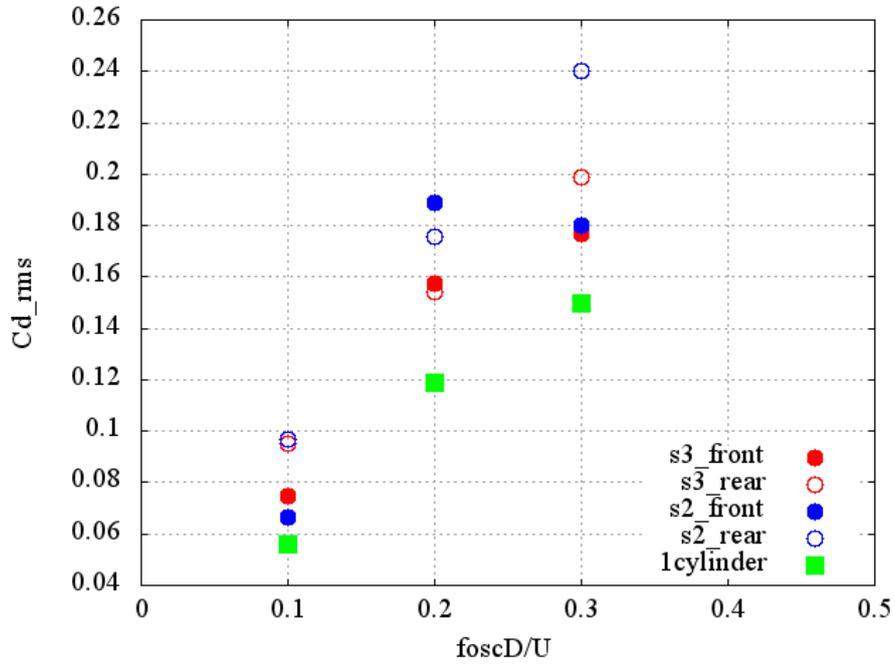


Figure 2-28 RMS drag coefficient (A/D=0.4)

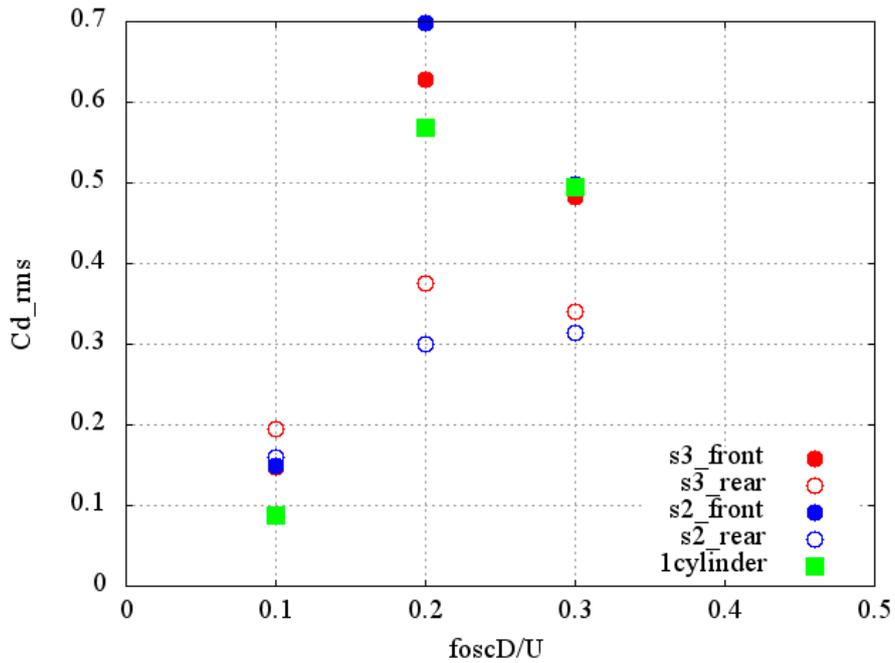


Figure 2-29 RMS drag coefficient (A/D=0.8)

Figure2-30~2-32 には揚力変動の結果が示されている。

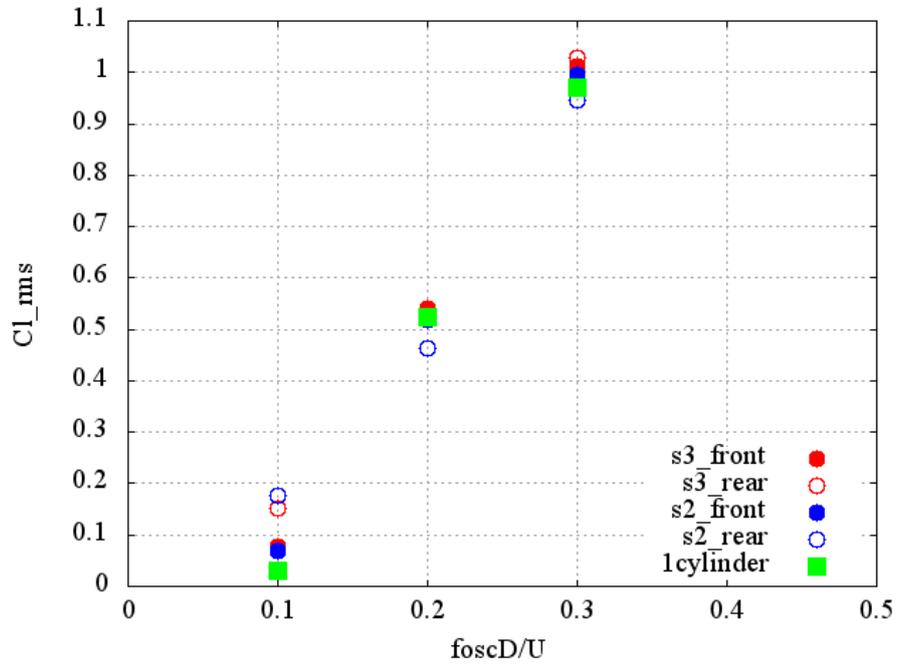


Figure 2-30 RMS lift coefficient (A/D=0.2)

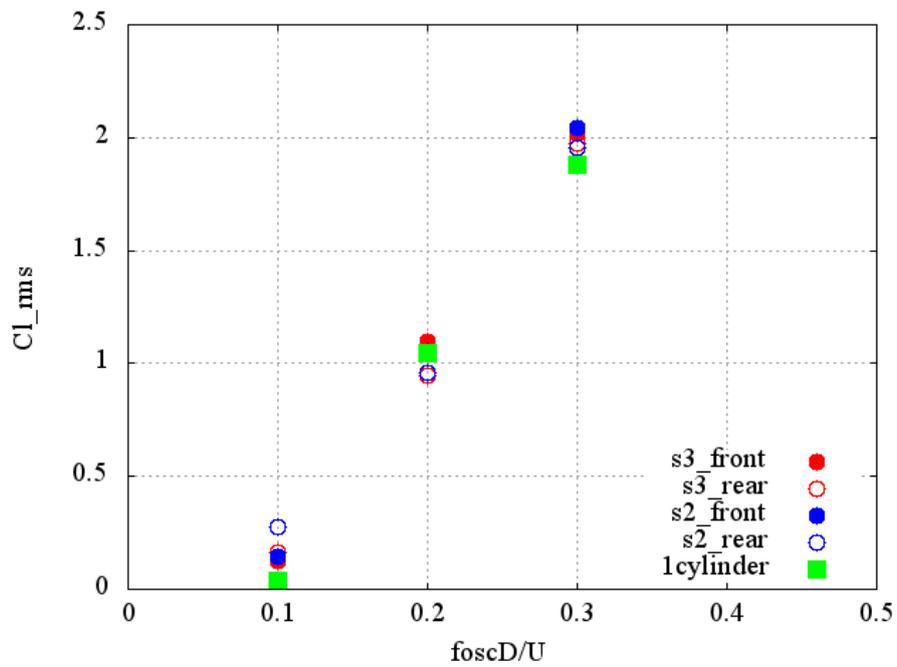


Figure 2-31 RMS lift coefficient (A/D=0.4)

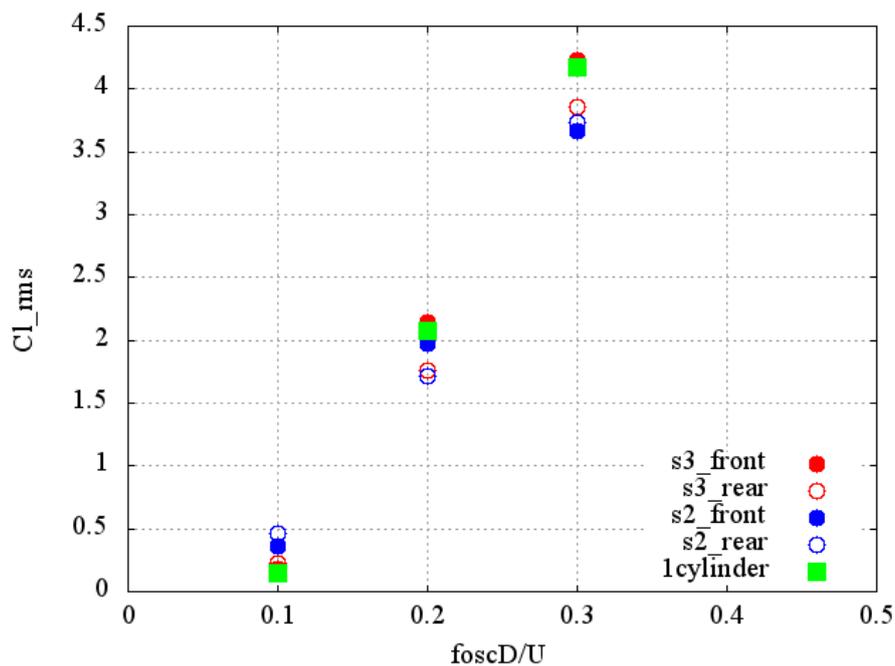


Figure 2-32 RMS lift coefficient (A/D=0.8)

加振周波数が大きくなるに従い、右肩上がりのグラフになっている。これは、周波数が大きくなることで慣性力が大きくなっていくためである。

[カラム間距離に対する流体力係数]

次に、加振曳航実験で計測された cross-flow 方向の力から取り出された減衰係数と付加質量係数の値をカラム間距離ごとに Figure2-33 から Figure2-36 に示す。横軸は無次元加振周波数、縦軸に流体力係数を示す。また、データは Table2-3 に従ってプロットされている。

Table 2-3 Details of plot data between Figure3-30~3-33

FrontA/D=0.4	A/D=0.4 における前方カラムの平均値
FrontA/D=0.8	A/D=0.8 における前方カラムの平均値
RearA/D=0.4	A/D=0.4 における後方カラムの平均値
RearA/D=0.8	A/D=0.8 における後方カラムの平均値
1cyA/D=0.4	A/D=0.4 における単独カラム
1cyA/D=0.8	A/D=0.8 における単独カラム

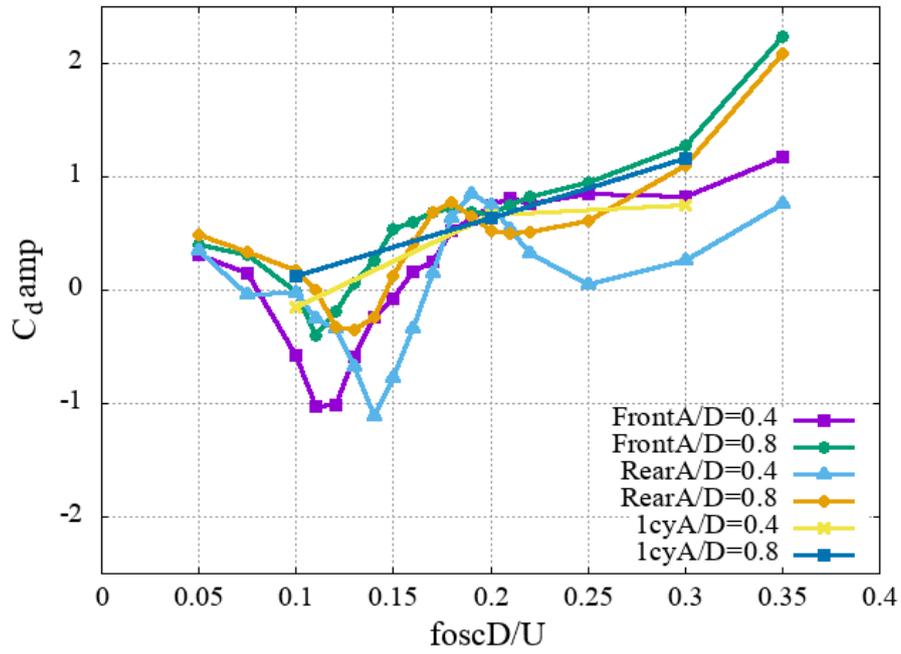


Figure 2-33 Damping coefficient for front and rear cylinder($S/D=3$)

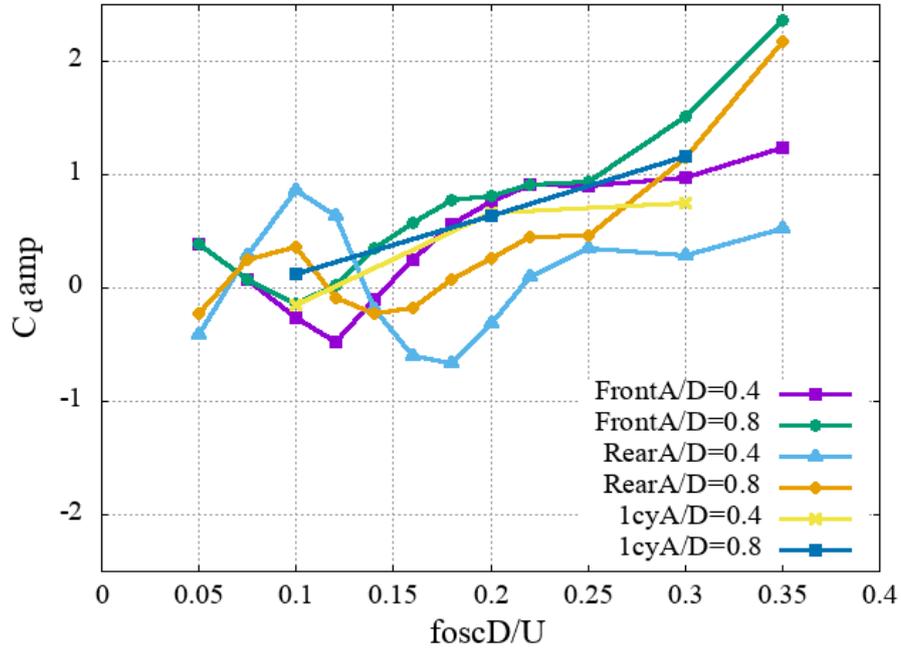


Figure 2-34 Damping coefficient for front and rear cylinder($S/D=2$)

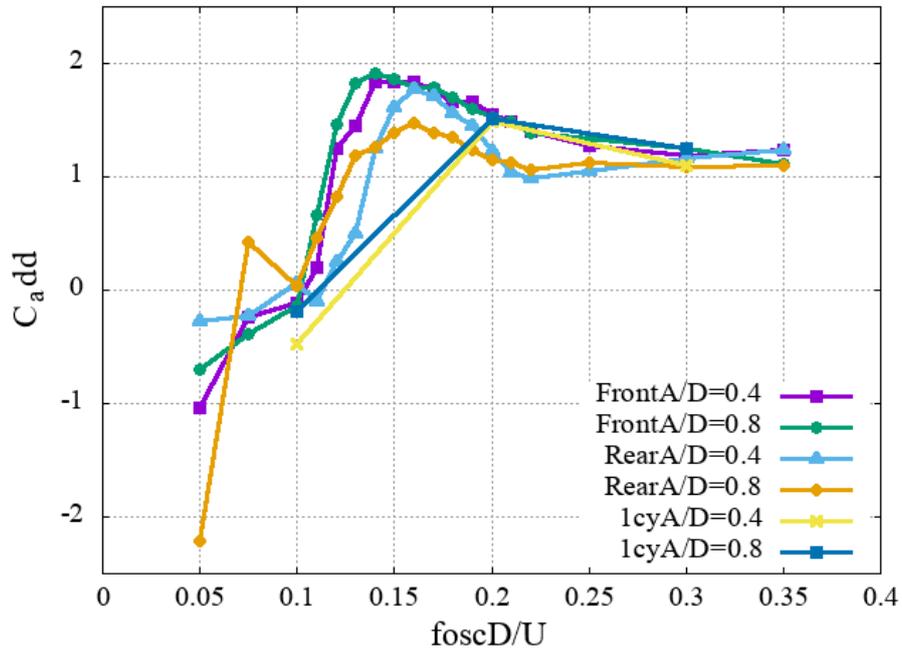


Figure 2-35 Added mass coefficient for front and rear cylinder($S/D=3$)

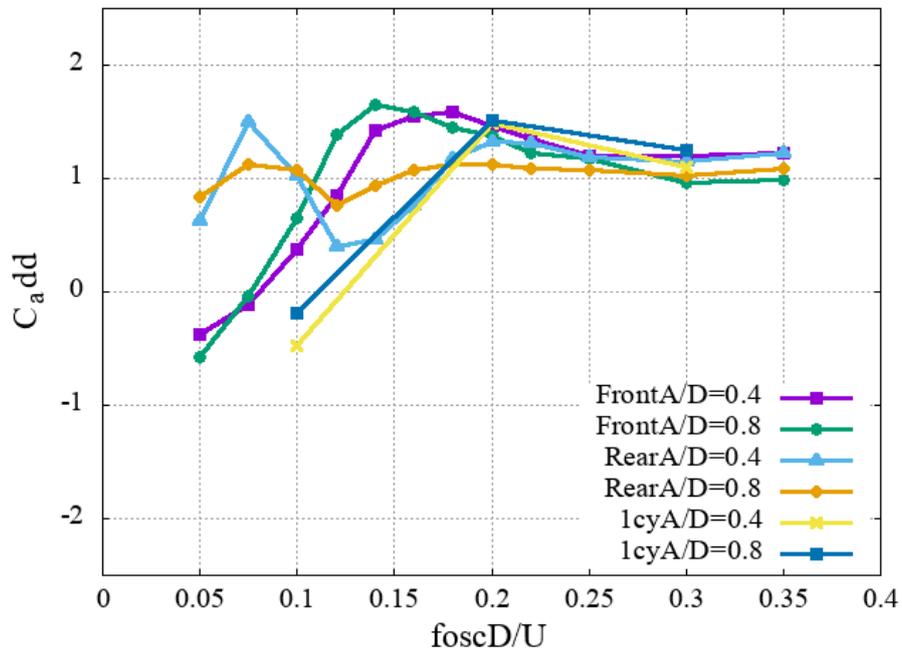


Figure 2-36 Added mass coefficient for front and rear cylinder($S/D=2$)

カラム間距離に対する流体力係数の比較結果について考察する。

Figure2-33 の結果から、加振周波数が 0.1 から 0.15 の範囲で前方・後方カラム両方の減衰係数が負の値をとることが確認された。これは、VIM 発達の原因である渦放出が起振力として浮体に作用することを示している。しかし、Figure2-34 から分かるように、前方カラムでは減衰係数は Figure2-33 と同じ傾向を示す一方で、後方カラムの減衰係数が加振周波数 0.15 から 0.2 の範囲で負の値をもつことが確認された。これは、カラム間距離が変わり後方カラムの渦剥離に影響を与えたことが考えられる。

また、Figure2-34 の結果から、カラム間距離の小さい場合では前後のカラムで減衰係数が異なるケースが確認された。例えば、加振振幅 0.4、加振周波数が 0.12 のとき前方カラムは起振力が作用している一方で、後方カラムには減衰力が作用している。

Figure2-33、2-34 では共通して加振振幅が大きくなるほど、起振力は小さくなることが確認できる。これは、振幅がある程度大きくなると起振力も減衰力もなくなり、ある一定の振幅で振動が安定することを意味すると考えられる。最大加振振幅比 $A/D=0.8$ でも起振力が作用していることから、本実験で使用した浮体モデルの最大 VIM 振幅比は 0.8 より大きいことが予想される。今回は加振機の性能上検証できなかったため、今後の課題とする。

Figure2-35、2-36 には付加質量係数の結果が示されているが、Figure2-35 では前方・後方カラムの両方とも起振力が大きく作用する加振周波数が 0.15 付近で最も大きい値をとる。しかし、Figure2-36 の結果から分かるように、カラム間距離が小さいとき後方カラムは極小値をとっている。これも、カラム間距離が小さいことによる、カラム間干渉の影響ではないかと考えられる。また、Sarpkaya[24]は、本実験とレイノルズ数のオーダーが同じ条件で、単独固定円柱における cross-flow 方向の強制加振実験を行い、加振周波数がストローハル周波数を超えるまでは付加質量は負の値をとると述べており、本研究でも低アスペクト比単独カラムでも同様の傾向が確認された。また、複数カラムがある場合でも前方カラムでは同様の傾向が確認されたが、Figure2-36 のように、カラム間距離が小さくなりカラム間干渉の影響が大きい後方カラムでは正の値をとることも確認された。これもカラム間距離が小さくなり干渉影響が変化したためだと考えられる。

全体のトレンドを示すために、Figure2-37~2-44 に各カラム間距離に対する前方カラムと後方カラムの付加質量係数と無次元減衰係数のコンター図を示す。

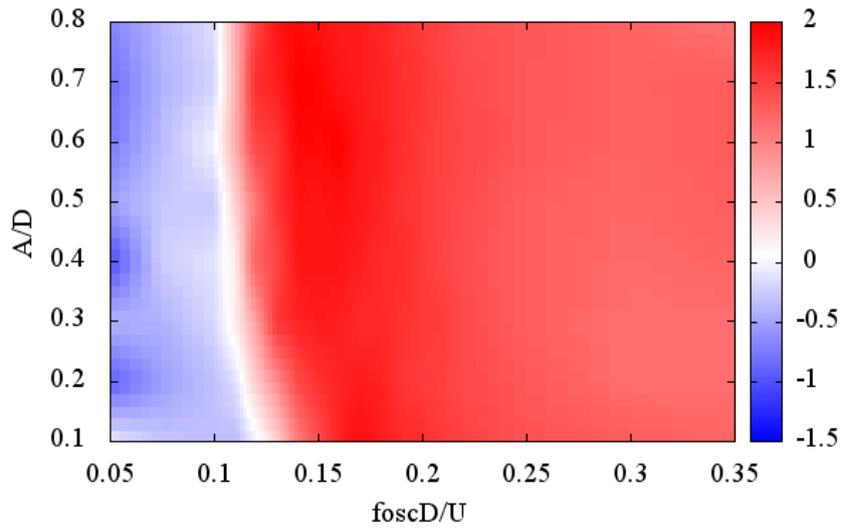


Figure 2-37 Contour diagram of the added mass coefficient of front column($S/D=3.0$)

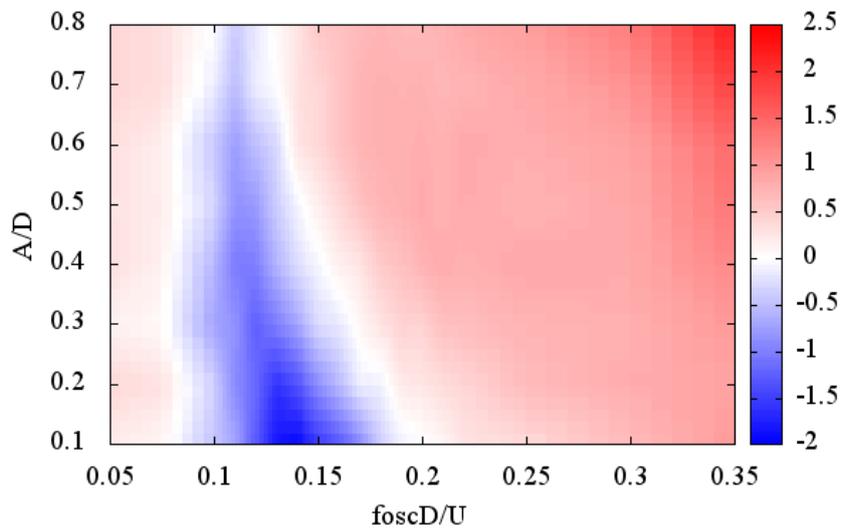


Figure 2-38 Contour diagram of the damping coefficient of front column($S/D=3.0$)

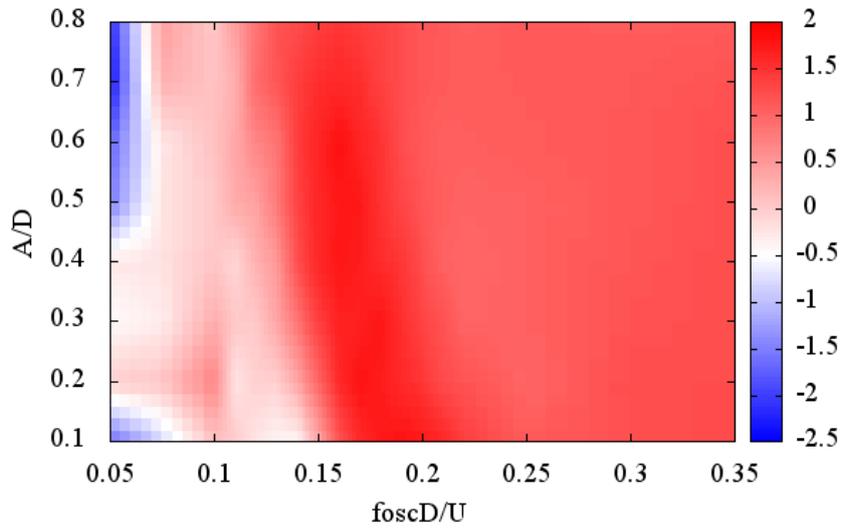


Figure 2-39 Contour diagram of the added mass coefficient of rear column($S/D=3.0$)

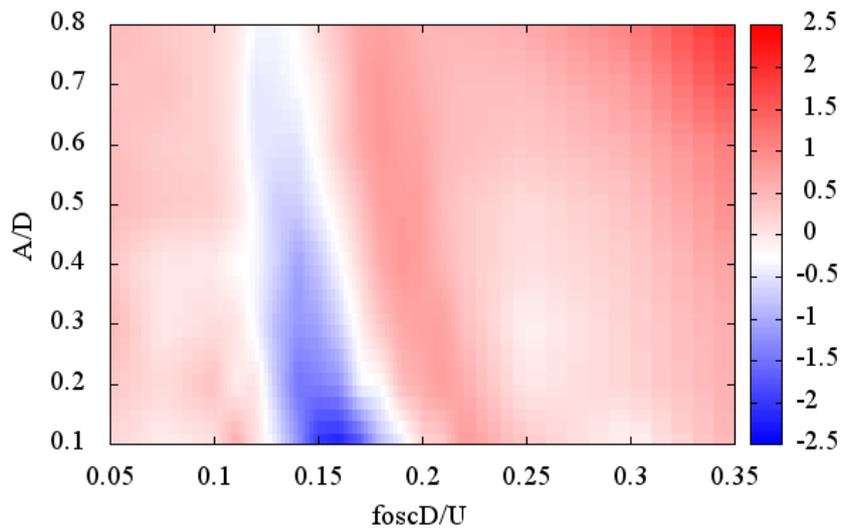


Figure 2-40 Contour diagram of the damping coefficient of rear column($S/D=3.0$)

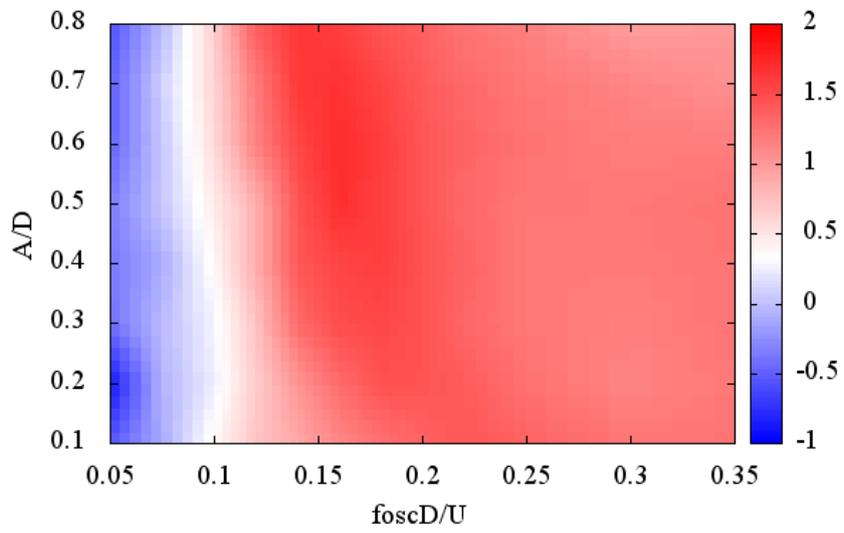


Figure 2-41 Contour diagram of the added mass coefficient of front column($S/D=2.0$)

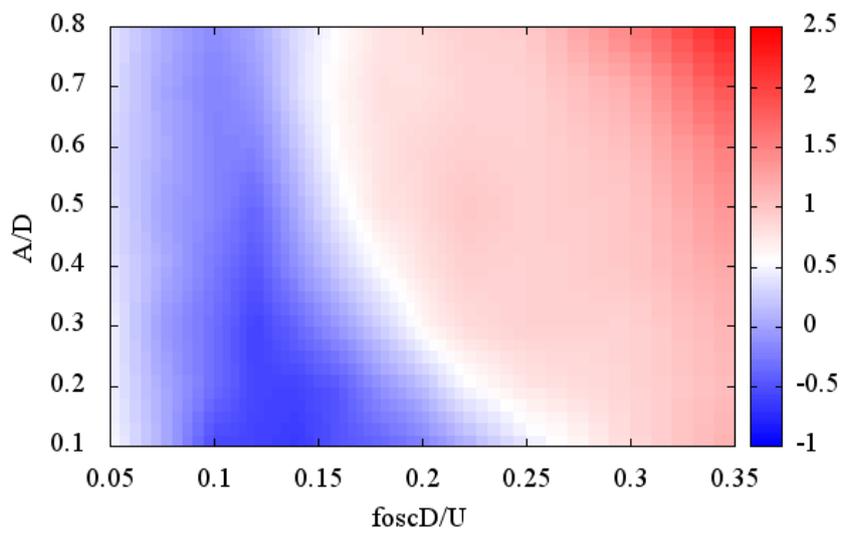


Figure 2-42 Contour diagram of the damping coefficient of front column($S/D=2.0$)

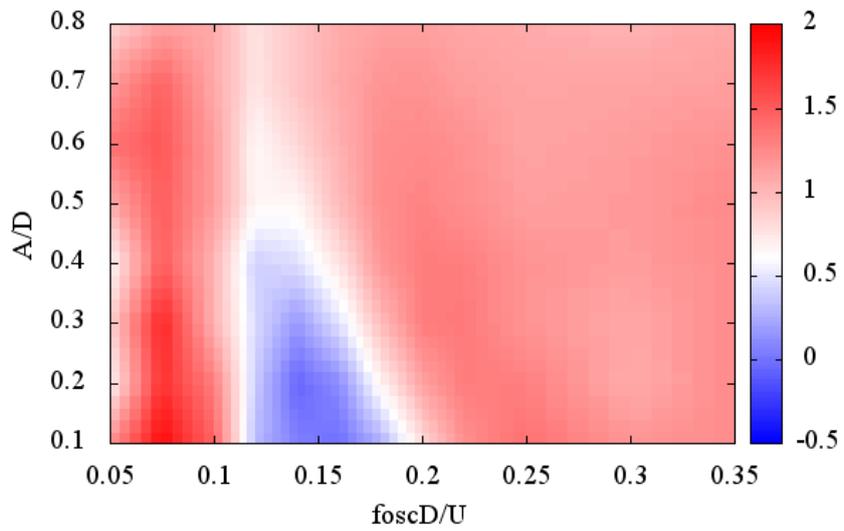


Figure 2-43 Contour diagram of the added mass coefficient of rear column($S/D=2.0$)

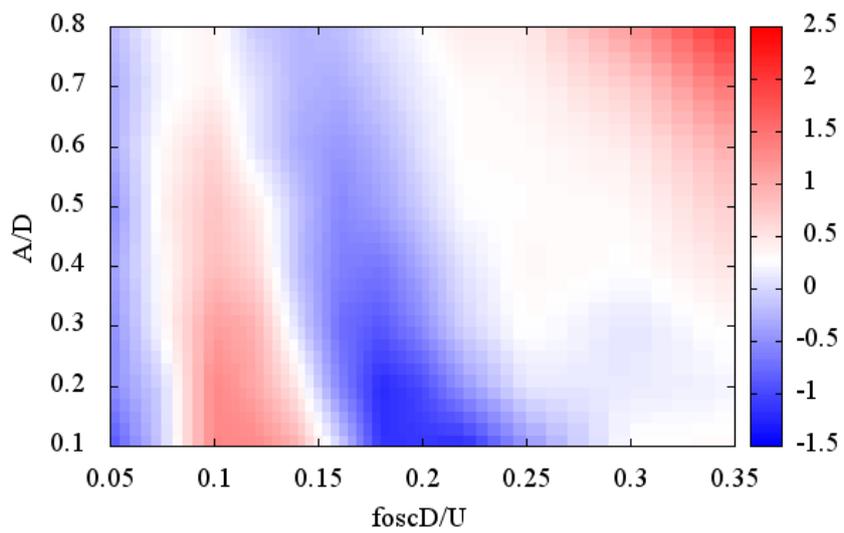


Figure 2-44 Contour diagram of the damping coefficient of rear column($S/D=2.0$)

2-9 加振曳航実験のまとめ

強制加振曳航実験を行い、各カラムに作用する抗力・揚力係数の平均と変動成分を求めた。また、三角関数の直交性を利用し揚力の時系列データから付加質量力と減衰力を算出した。得られた結果はカラム間距離、カラム配置ごとに考察を行った。この章で明らかにしたことを簡単にまとめる。

[無加振曳航実験]

- 平均抗力係数が後方カラムより前方カラムの方が大きな値を示した。後方カラムが主流より遅い流速を受けているためだと考えられる。
- 抗力・揚力係数の変動成分は前方カラムより後方カラムの方が大きな値を示すことが確認された。これはカラム間距離が小さいために、前方カラムから剥離した境界層が後方カラムに再付着してしまうためだと考えられる。

[加振曳航実験]

- 平均抗力係数は加振振幅が大きくなるほど増加することを確認した。これは、振動振幅が大きくなることで後流の範囲を拡大させているからだと考えられる。
- 抗力の変動成分は、加振振幅と加振周波数により前方カラムが大きいケースと、後方カラムが大きいケースが確認された。浮体の変位によって渦放出が上手くできるかどうかの変動成分をつくる要因の1つであると考えられる。

[付加質量係数・減衰係数]

- VIMが発達する要因となる起振力（負の減衰）を確認した。
- カラム間距離が小さいケースでは、起振力の作用する加振周波数の領域が前方カラムと後方カラムで異なっていることが確認された。これは、Yaw運動を促すことを示していると考えられる。
- 付加質量係数について、加振周波数が小さいときに負の値をとっており、これは先行研究で示された傾向と一致している。しかし、カラム間距離が小さくなると後方カラムはその他の結果と異なる様子を示した。カラム間干渉の影響だと考えられる。

第3章. VIM 挙動解析プログラム

3-1 プログラム概要

VIM 挙動解析プログラムの流れを説明する。VIM 挙動解析プログラムは強制加振曳航実験によって得られた流体力を用いて運動方程式を解いていくプログラムである。過去の変位履歴から振動状態を推定するフィルターを用いて現時刻の振動状態を推定し、推定された振動振幅と振動周波数から流体力を更新していく。Figure3-1 にプログラムの流れを示す。

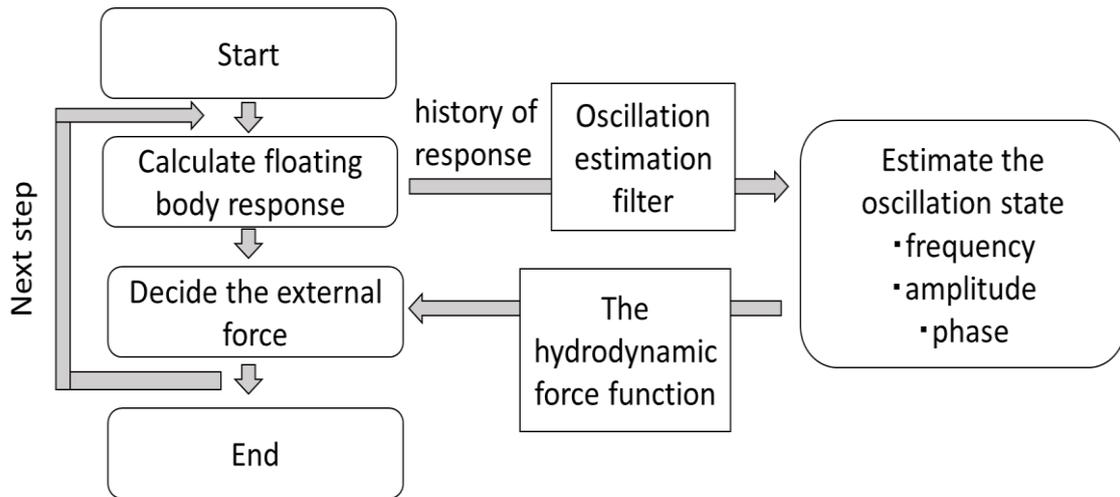


Figure 3-1 Flowchart of VIM prediction model

3-2 ルンゲクッタ法

ルンゲクッタ法とは数値解析における常微分方程式に対しての近似解法の 1 つで、前進形の積分法と呼ばれる方法の 1 つである。4 次精度のルンゲクッタ法の近似解の求め方について、次の微分方程式と初期条件を使用しながら計算手順について説明する[25]。

常微分方程式

$$\dot{y} = \frac{dy}{dx} = f(x, y) \quad (3.1)$$

初期条件

$$y(x_0) = y_0 \quad (3.2)$$

(i) はじめに、刻み幅 h を十分小さく選び、区間 $x_0 \leq x < \infty$ を刻み幅 h で分割する。

$$x_1 = x_0 + h, x_2 = x_0 + 2h, \dots \quad (3.3)$$

(ii) x_0 における y の値 y_0 を初期条件によって与える。

(iii) x_0 における y の値 y_0 から、 x_1 における y の値 y_1 を次式で求める。

$$y_1 = y_0 + \frac{k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4}{6} \quad (3.4)$$

ここで、

$$k_1 = hf(x_0, y_0) \quad (3.5)$$

$$k_2 = hf\left(x_0 + \frac{h}{2}, y_0 + \frac{k_1}{2}\right) \quad (3.6)$$

$$k_3 = hf\left(x_0 + \frac{h}{2}, y_0 + \frac{k_2}{2}\right) \quad (3.7)$$

$$k_4 = hf(x_0 + h, y_0 + k_3) \quad (3.8)$$

である。

(iv) 一般的に、 x_n における y の値 y_n から、 x_{n+1} における y の値 y_{n+1} を次式で求める。

$$y_{n+1} = y_n + \frac{k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4}{6} \quad (3.9)$$

ここで、

$$k_1 = hf(x_n, y_n) \quad (3.10)$$

$$k_2 = hf\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{k_1}{2}\right) \quad (3.11)$$

$$k_3 = hf\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{k_2}{2}\right) \quad (3.12)$$

$$k_4 = hf(x_n + h, y_n + k_3) \quad (3.13)$$

である。

このとき、 $y_{n+1} - y_n$ の打ち切り誤差が $O(h^5)$ であることが示される。

ルンゲクッタ法の計算過程の図を Figure3-2 に示す。

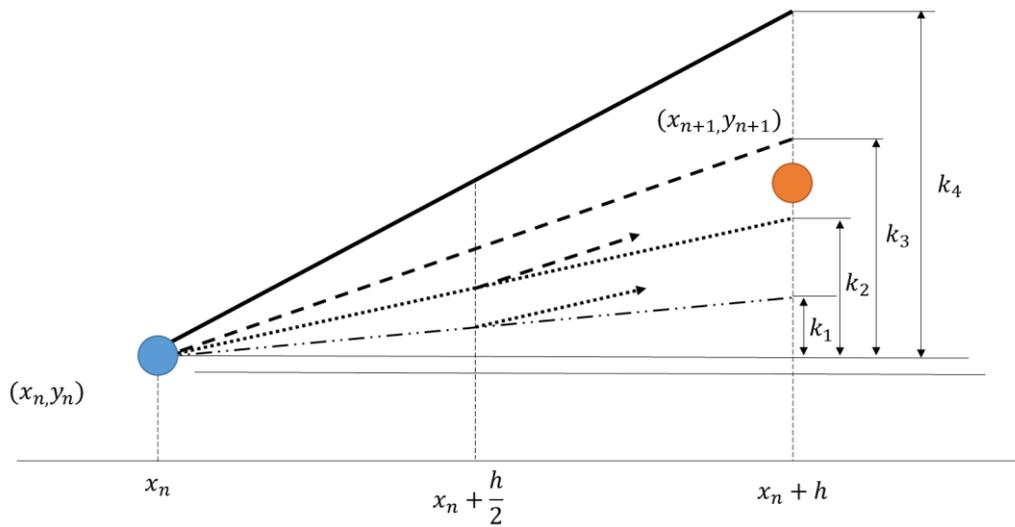


Figure 3-2 Image of solving of Runge-Kutta method

3-3 変位履歴の記憶

VIM 振動運動方程式では振動推定フィルターを用いるために、フィルターをかける変位履歴を更新していかなければならない。プログラム中では、運動方程式を解き変位の時系列が更新されるたびに、変位履歴を更新している。変位履歴更新のイメージを Figure3-3 に示す。

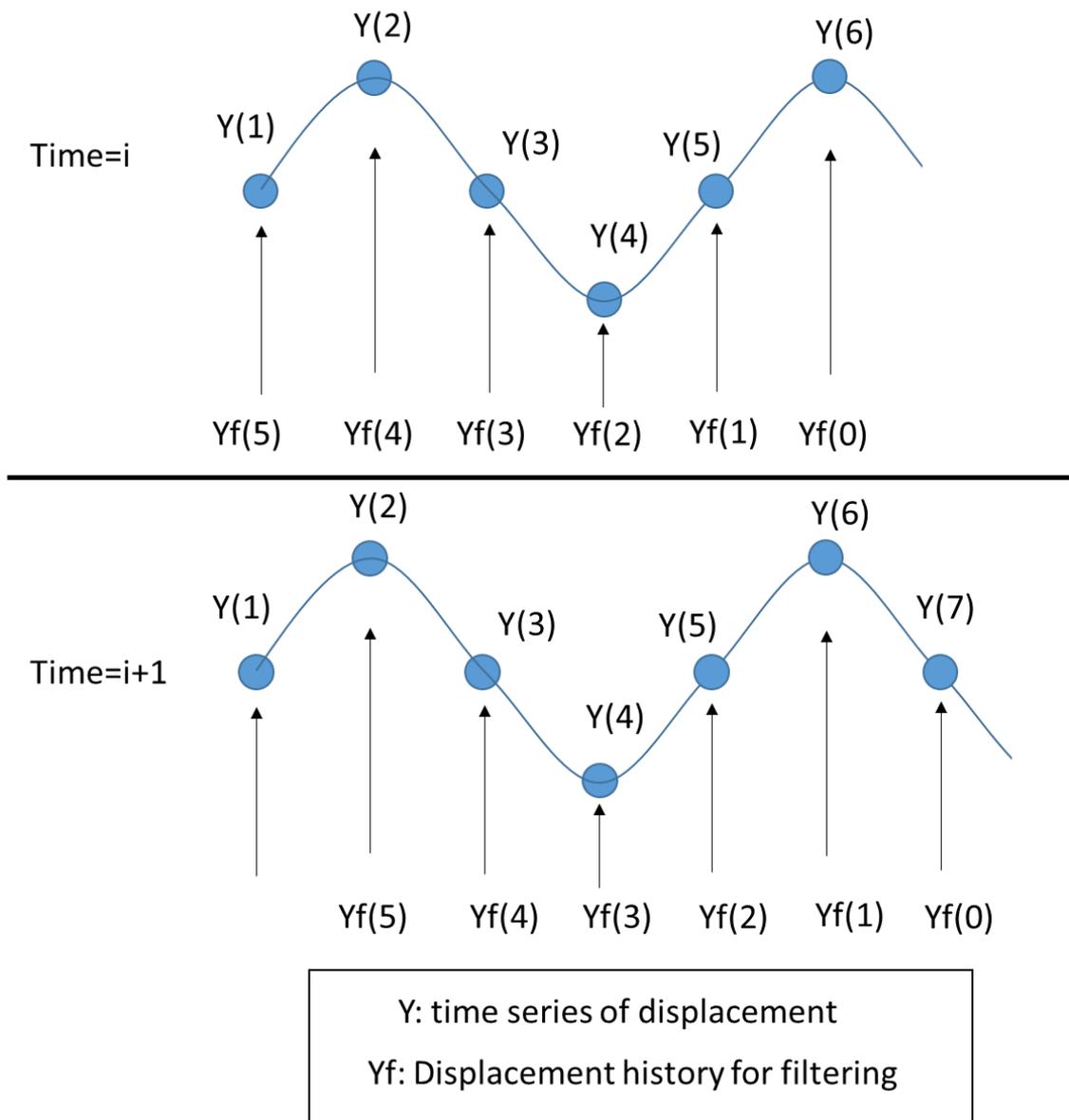


Figure 3-3 Displacement history update

3-4 振動推定フィルター

3-4-1 振動推定フィルターの構造

変位の時系列から現在の振動状態を推定するために、手島[26]の手法を参考にした離散フーリエ変換を用いたフィルターを作成した。以下、フィルターで行われることを順に説明していく。

はじめに、ある時刻における浮体の振動状態について、曳航方向を **In-line** 方向とすると、直交する **Cross-flow** 方向における変位の時系列データから、無関係なトレンドを取り除く。このとき、振動状態を推定するために、各周波数について現在までの m 波分の波につ

いて解析していく。本解析では加振曳航実験で実施した周波数範囲で振動を検出することを考慮し、加振周期 $T=2.4-100[\text{sec.}]$ をフィルターで調べる周期とする。つまり、必要な過去の変位履歴は $m \times T$ 秒前以降の情報があればよい。これを満足する N 個の時系列データ $\{y_n\}$ について、次式で表される直線近似を行う。

$$\hat{y} = b_0 + b_1 n \Delta t \quad (3.14)$$

このとき、

$$b_0 = \frac{2(2N + 1) \sum_{n=1}^N y_n - 6 \sum_{n=1}^N n y_n}{N(N - 1)} \quad (3.15)$$

$$b_1 = \frac{12 \sum_{n=1}^N n y_n - 6(N + 1) \sum_{n=1}^N y_n}{\Delta t N(N + 1)(N - 1)} \quad (3.16)$$

であり、時系列データ $\{y_n\}$ から近似された直線を差し引くことでトレンドが除去される [27]。

トレンド除去のイメージを Figure3-4 に示す。

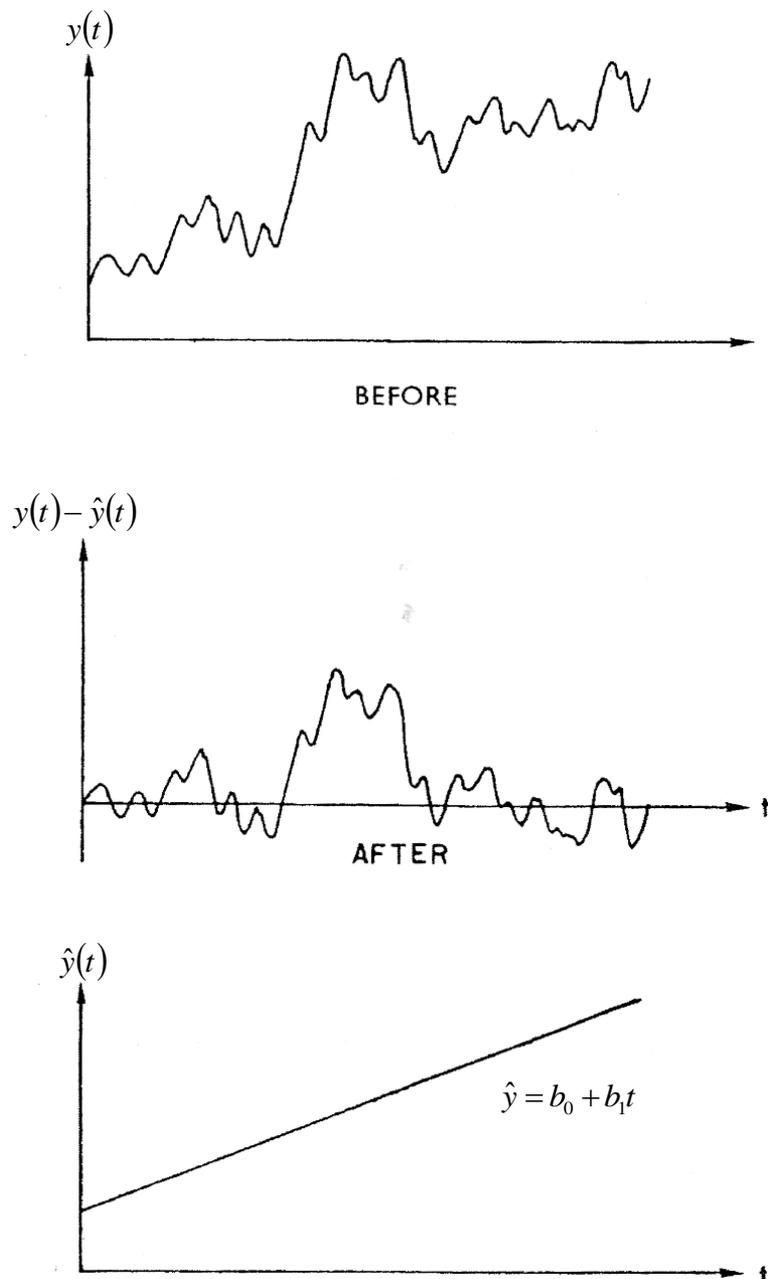


Figure 3-4 Image of trend removal

次に、振動状態の推定法について説明する。本研究において推定される周波数範囲は $f=0.01-0.42[\text{Hz}]$ であり、その範囲を $0.01[\text{Hz}]$ 刻みで周波数情報の推定を行う。推定する周波数の数を i とおくと、以下の式で指数関数的に時間の重みを考慮した推定を行う。

$$a_i = \beta \int_{t-NT_i}^t y(\tau) \sin(2\pi f_i \tau) e^{-\alpha(t-\tau)} d\tau \quad (3.17)$$

$$b_i = \beta \int_{t-NT_i}^t y(\tau) \cos(2\pi f_i \tau) e^{-\alpha(t-\tau)} d\tau \quad (3.18)$$

$$\alpha = -\ln\left(\frac{X}{100}\right) \frac{f_i}{N} \quad (3.19)$$

$$\beta = \frac{2\alpha}{1 - e^{-\frac{\alpha N}{f_i}}} \quad (3.20)$$

$$A_i = \sqrt{a_i^2 + b_i^2} \quad (3.21)$$

ここで、 α は時間の重みを与える係数である。Nは参照する波の数であり、XはN波目の振幅を元の振幅のX%に修正するパラメータである。 α を変えることでフィルターの感度を調整することができる。振動状態を推定するために参照する過去の波の数を決めるとき、ある程度多くの波に対して積分を行ったほうが推定精度は上がるが、参照する過去の変位情報が増えてしまう。また、より多くの過去の情報まで遡ることは振動状態の変化に対し反応が鈍くなるため、振動状態の急激な変化に対応できない。 β は正しく振幅を検出するための係数である。

3-4-2 振動推定フィルターの性能検証

Case1 標準的な正弦波信号の推定

はじめに、振動推定フィルターの性能を検証するため次の式で表される正弦波信号を振動推定フィルターにかけた。

$$y(t) = A_0 \sin(2\pi f t + \theta) \quad (3.22)$$

振幅は0.2[m]、周波数を0.24[Hz]、の正弦波を入力信号とした。
また、時間の重みを与える α を変えて、検出結果の比較も行った。

Case1-1 参照する波の数のフィルター比較

振動を推定するために参照する波の数を 5、10、15 と変えて信号をフィルターにかけた。その結果を Figure 3-5~3-6 に示す。データは Table に従ってプロットされている。

Table 3-1 plot data of figure3-5~3-6

input	入力信号
5wave	参照する波の数 5 波
10wave	参照する波の数 10 波
15wave	参照する波の数 15 波

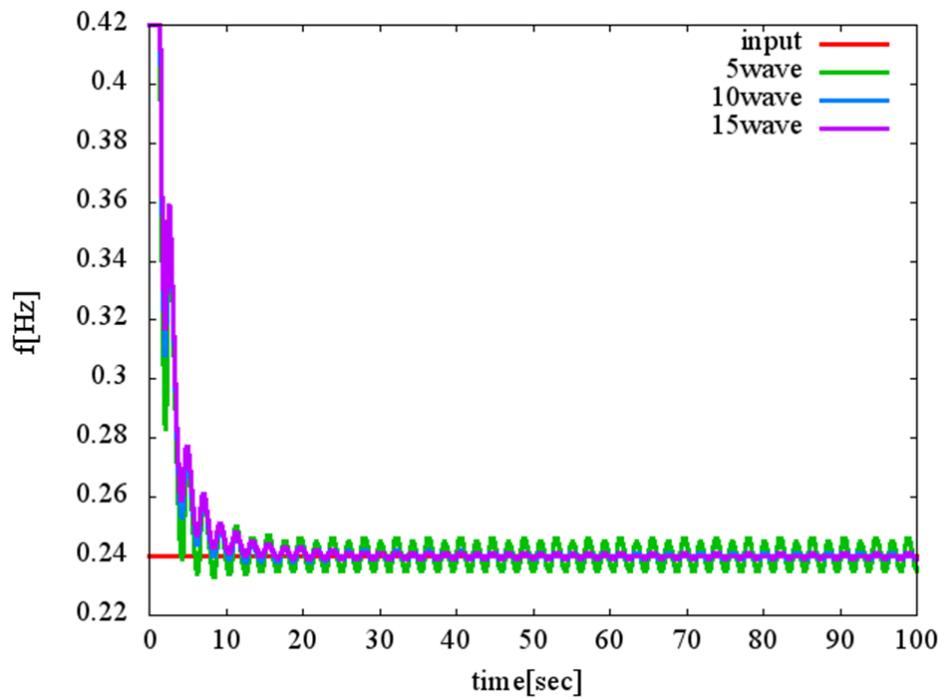


Figure 3-5 Frequency comparison

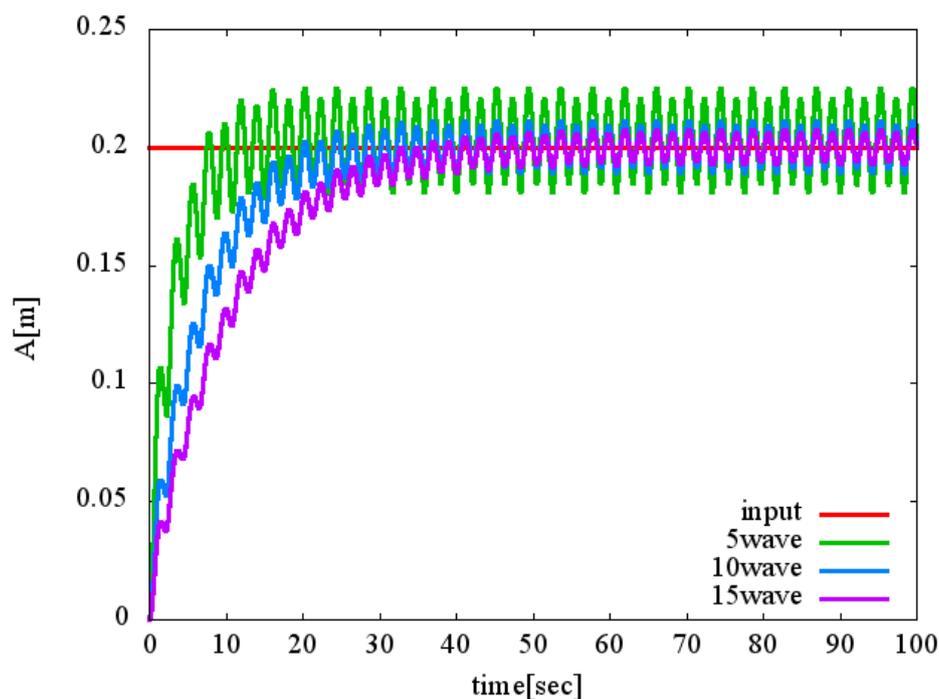


Figure 3-6 Amplitude comparison

Figure3-5,3-6 から分かるように、フィルタリングが始まってからある程度の時間が経過すると、どの条件でも周波数と振幅の推定が出来ていることがわかる。参照する波の数を少なくすると周波数、振幅はより早く入力値を推定するが、変動幅が大きい。一方で、参照する波の数を増やすと推定値の変動が小さくなるが、入力値に近い周波数を検出するまでに時間がかかっている。

Case1-2 時間の重み α のフィルター比較

式(3.17)や(3.18)から分かるように、時間の重みは指数関数的に効いてくる。時間の重み付けをする係数 α に関して、パラメータを変化させて推定結果を比較した。試験条件は次の通りである。推定された振幅、周波数を Figure 3-7~3-10 に示す。

Table 3-2 plot data of figure 3-7~3-10

input	入力信号
X0.02wave3	参照する波の数 3 波で 3 波目の振幅を 0.02%
X0.2wave3	参照する波の数 3 波で 3 波目の振幅を 0.2%
X2wave3	参照する波の数 3 波で 3 波目の振幅を 2%
X0.02wave5	参照する波の数 5 波で 5 波目の振幅を 0.02%
X0.2wave5	参照する波の数 5 波で 5 波目の振幅を 0.2%
X2wave5	参照する波の数 5 波で 5 波目の振幅を 2%

Figure3-7~3-10の結果から、X.0.02ではより速く入力値を推定しているが、推定値の変動が大きくなっている。一方で、X2では入力値を推定するまでに、より多くの時間を要しているが、推定値の変動は最も小さいことが分かる。これは過去の振幅情報の減衰率を大きくすると、推定速度は速くなるが変動が大きくなることを意味しており。これは、直近の情報のみで推定していることと同義であるためである。時間による重み付けを軽くした方が推定周波数・推定振幅ともに変動が少ないが、入力値を検出するまでの時間は最も長くなっている。

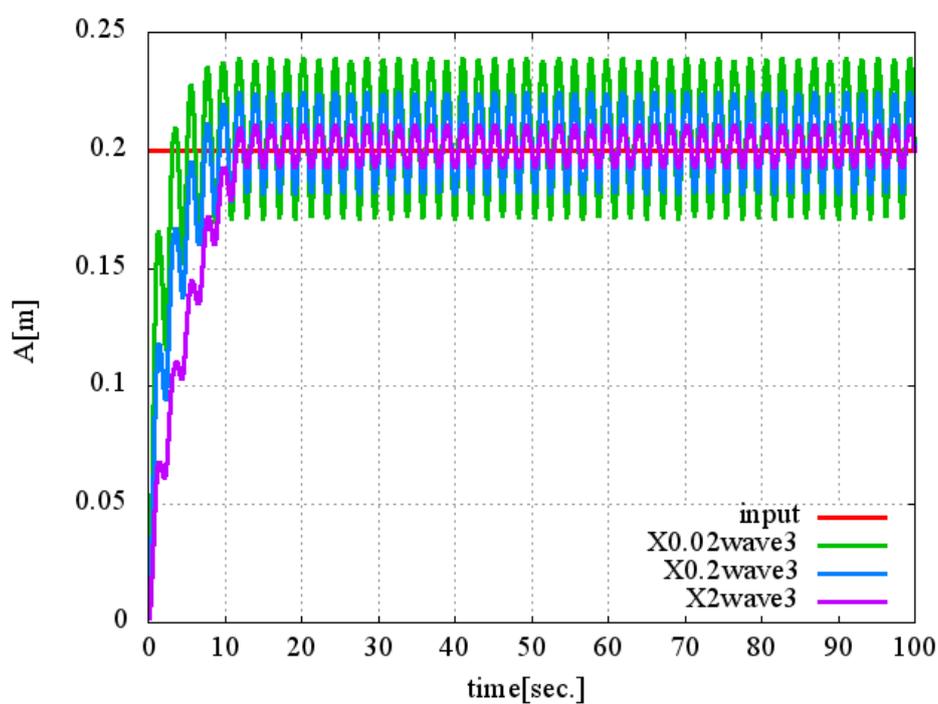


Figure 3-7 Amplitude comparison (wave3)

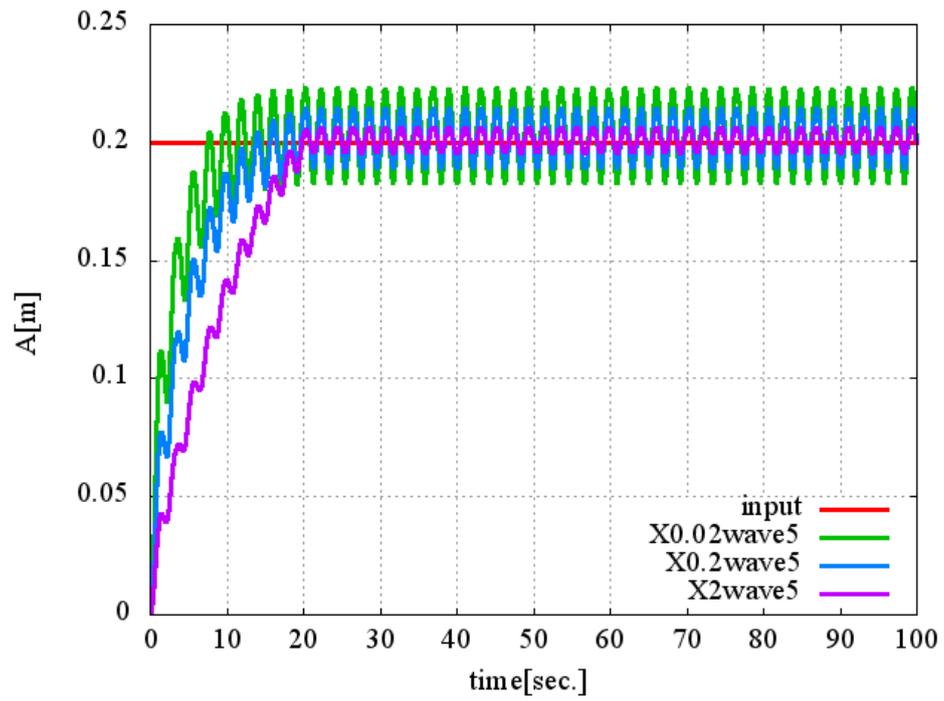


Figure 3-8 Amplitude comparison (wave5)

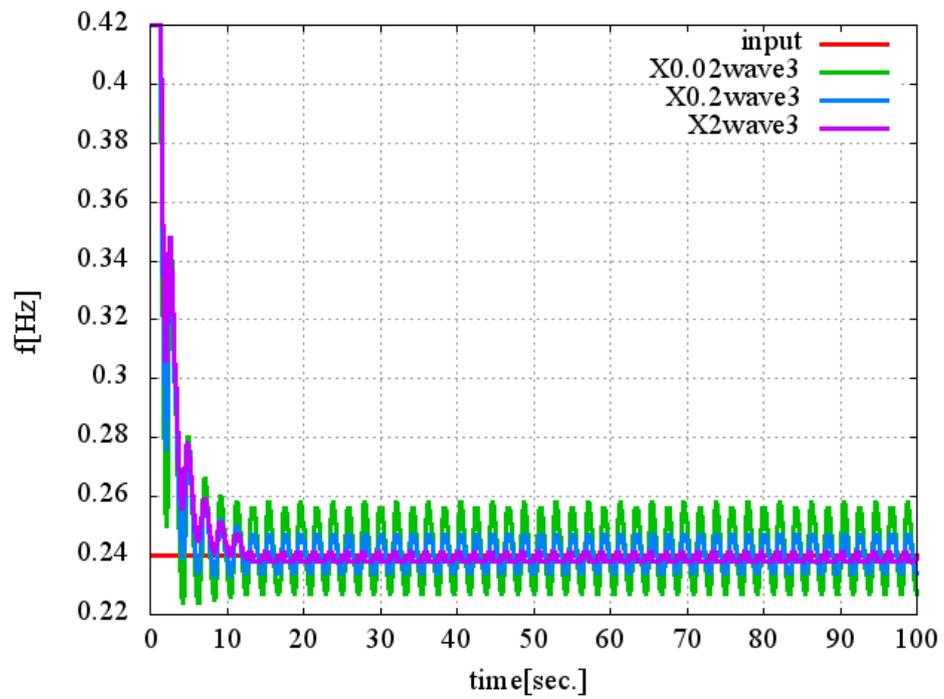


Figure 3-9 Frequency comparison (wave3)

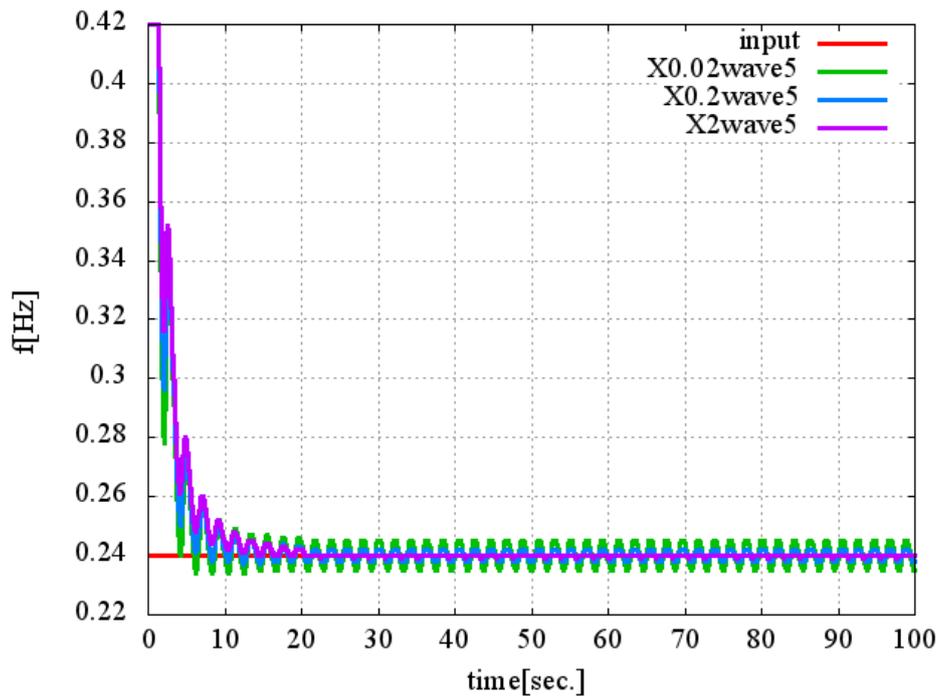


Figure 3-10 Frequency comparison (wave5)

Case2 時間とともに振幅の大きくなる正弦波の推定

次に、振幅が徐々に大きくなる正弦波を入力信号とし、フィルターの精度を検証した。VIM の過渡的な応答を再現しようとしていることから、より現実に近い入力信号となっている。入力信号を次式で表す。

$$y(t) = A_0(t)\sin(2\pi ft) \quad (3.23)$$

100 秒後に振幅が 0.2[m]になるような信号を設定した。周波数は 0.24[Hz]としている。入力信号を Figure3-11 に示す。

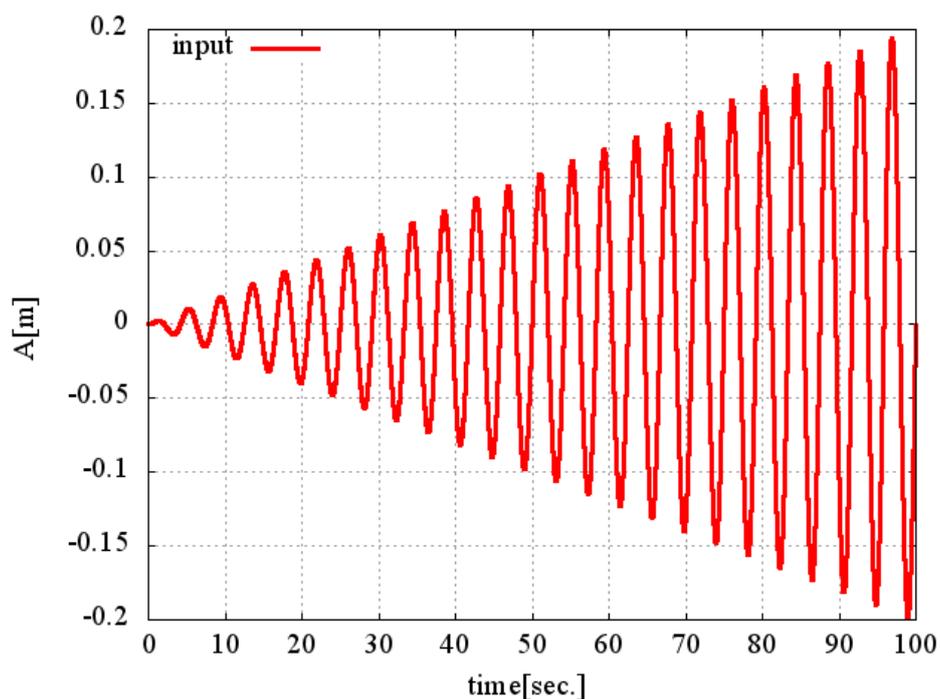


Figure 3-11 Input data

Case2-1 参照する波の数の変化

こちらでも参照する波の数 5,10,15 と変えて推定周波数および振幅の比較を行った。結果を Figure3-12~3-13 に示す。

Table 3-3 plot data of figure 3-12~3-13

input	入力信号
5wave	参照する波の数 5 波
10wave	参照する波の数 10 波
15wave	参照する波の数 15 波

周波数の推定は Case1-1 と同様に参照する波の数が多ければ値の推定に時間はかかるが推定値の変動は小さい、という結果が得られた。しかし、Figure3-12 から分かるように、参照する波の数が多すぎると、振幅を過小評価してしまっていることが確認された。参照する波の数が増えたことでより多くの過去の情報が現在の推定に影響を与えたためだと考えられる。VIM の過渡的な発達を予測するためには、参照する波の数は少ないほうが良いと考えられる。しかし、参照する波の数を少なくすると推定値の変動が大きくなってしまいうため、変動を抑える工夫をするなど、注意しなければならない。

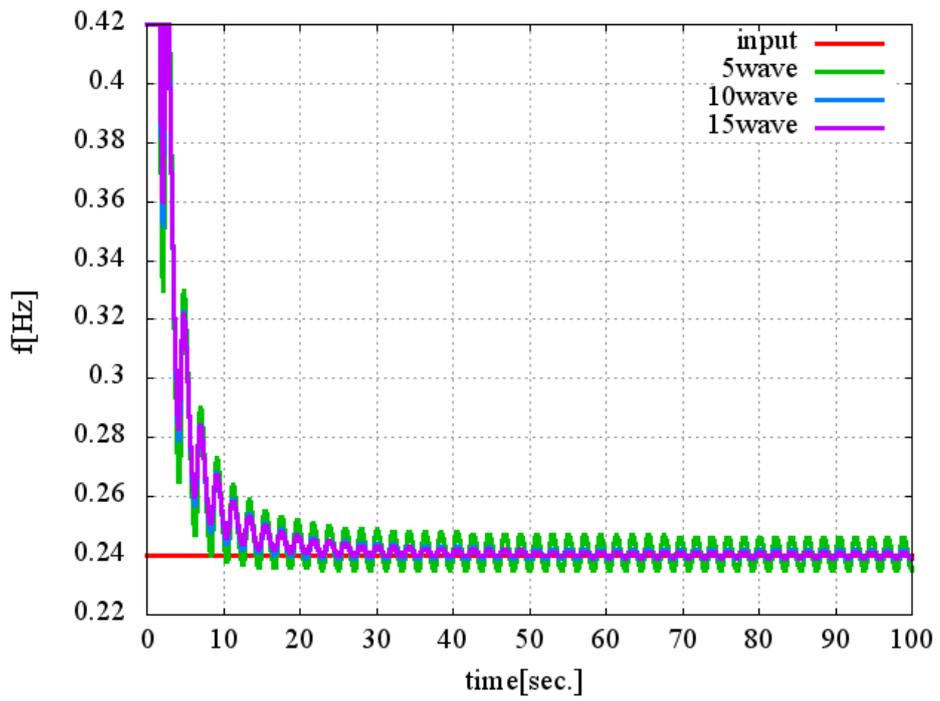


Figure 3-12 Frequency comparison (case2_wave)

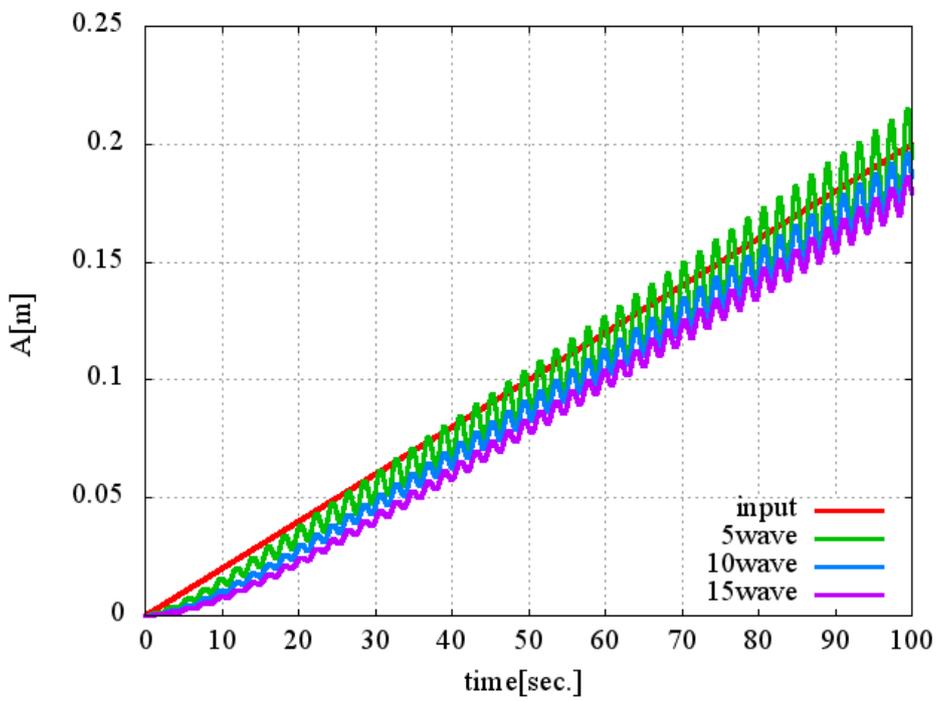


Figure 3-13 Amplitude comparison (case2_wave)

Case2-2 時間の重み α のフィルター比較

Case1-2 と同じ条件で比較を行った。結果を Figure3-14 から 3-17 に示す。データは Table3-4 に従ってプロットされた。

Table 3-4 plot data of figure 3-14~3-17

input	入力信号
X0.02wave3	参照する波の数 3 波で 3 波目の振幅を 0.02%
X0.2wave3	参照する波の数 3 波で 3 波目の振幅を 0.2%
X2wave3	参照する波の数 3 波で 3 波目の振幅を 2%
X0.02wave5	参照する波の数 5 波で 5 波目の振幅を 0.02%
X0.2wave5	参照する波の数 5 波で 5 波目の振幅を 0.2%
X2wave5	参照する波の数 5 波で 5 波目の振幅を 2%

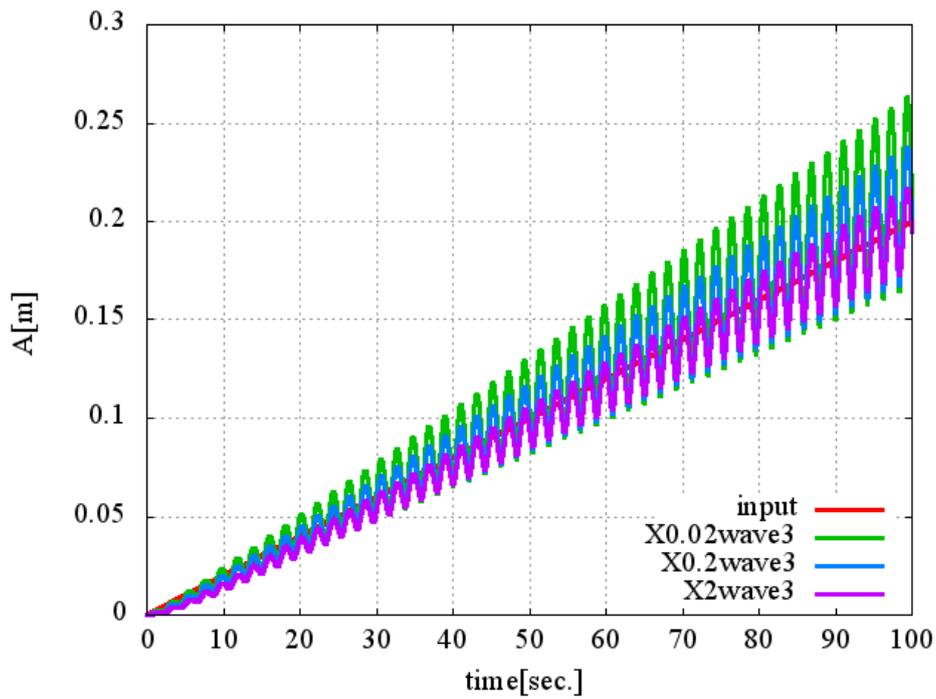


Figure 3-14 Frequency comparison (case2_wave3)

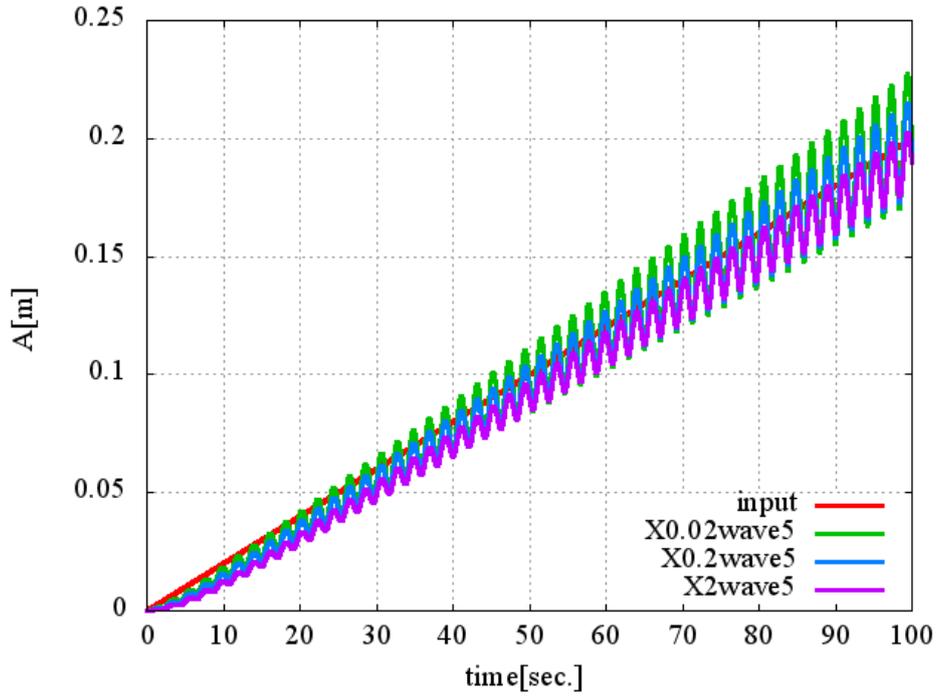


Figure 3-15 Frequency comparison (case2_wave5)

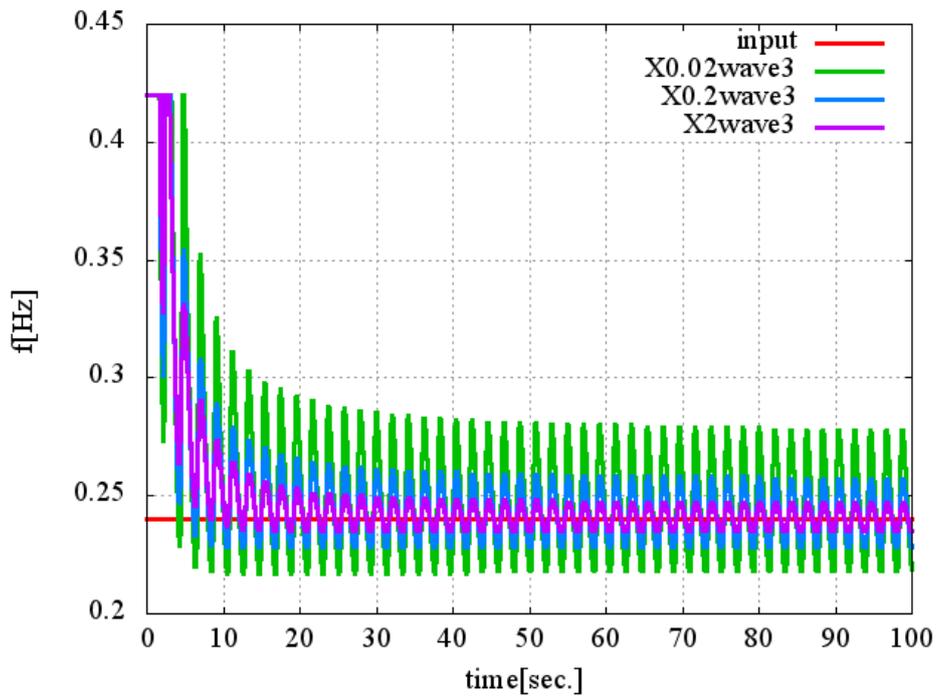


Figure 3-16 Frequency comparison (case2_wave3)

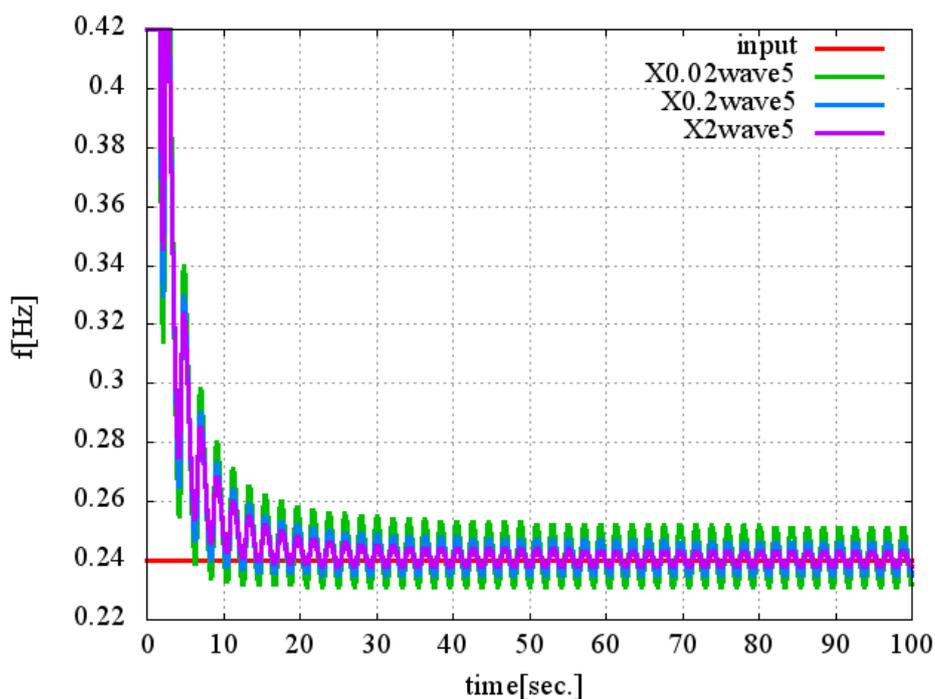


Figure 3-17 Frequency comparison (case2_wave5)

Case1 と同様に、Figure3-14 と Figure3-15 から参照する波の数が多いほど変動が抑えられていることが確認された。しかし、Figure3-14 に比べて Figure3-15 は input データを過小評価してしまっていた。入力値振幅に関して時間が経つとともに大きくなっていく中で、参照する波の数が多いために、過去の入力値振幅が小さかった情報が推定に影響を与えているのだと考えられる。これは時間の重み付けを強くした方が入力値振幅をしっかり出来ていることも説明ができる。

また、Figure3-16,3-17 は周波数の推定結果だが、Case1-2 と同じように周波数の推定は出来ていたが、変動成分が大きくなり、Case1-2 ほどの精度が出せていないことが確認された。

2つのケースを検証した結果をまとめる。

- ・ 振動推定フィルターをかけるとき、参照する波の数を増やすと推定値の精度は上がるが、入力値の推定までに時間がかかる。また、振動状態の変化にも、過去の情報に引きずられてしまうため、反応が鈍い。
- ・ 時間に対する重みが重いとき、入力値の推定までの時間が短縮される。ただし、変動誤差が増えてしまう。一方で、時間に対する重み付けが軽いときは、過去の情報をより多く

参照できるため、推定誤差が小さいが、振幅がだんだんと大きくなるような信号に対しては過小評価してしまう傾向にある。

3-4-3 推定値を滑らかにするフィルターの開発

手島[26]らは振動推定フィルターを使用する際、あらかじめ振動を与えてある程度振動情報が蓄積されてから振動推定フィルターを使用していた。そのため、初めから振動推定の精度が高く、参照する波の数も 25 波としていた。今回は浮体が静止している状態から過渡的に振動が発達していく現象を捉えるために、参照する波の数を小さくして、多少推定値がずれても振動変化に感度良く反応するほうが良いと考えられる。しかし、3-4-2 節から分かるように、振動変化に感度良く反応しようとする、推定誤差が大きくなる傾向にあった。VIM 振動運動方程式では、推定された周波数や振幅を変数として流体力を算出するため、変動誤差が大きいと、非常に不安定な流体力を与えてしまうため、推定された値の変動は出来るだけ小さいほうが好ましい。

そこで、推定値の変動成分に移動平均をかけた値を推定された周波数・振幅とするようにした。参照する波の数を少なくすると推定値が変動してしまうため、推定された値に移動平均をかけて推定値の変動を抑えた。200step まえからの移動平均をかけている。ただし、200step までは計算開始から現時刻までのデータ数で移動平均をかけている。

移動平均を導入したフィルターの結果を示す。

Case3-1 標準的な正弦波信号の推定

入力値は式(3.22)で表される Case1 と同じものを用いた。参照する波が少なければ少ないほど反応に敏感になることから、参照する波を 3,2,1 として検証を行った。Mean が移動平均を表す。データは Table3-5 に従いプロットされている。

Table 3-5 plot data of figure 3-18~3-23

Input/disp	入力信号
nami3x20	参照する波の数 3 波で 3 波目 20%の振幅
nami3x02	参照する波の数 3 波で 3 波目の振幅を 0.2%
nami2x20	参照する波の数 2 波で 2 波目 20%の振幅
nami2x02	参照する波の数 2 波で 2 波目の振幅を 0.2%
nami1x20	参照する波の数 1 波で 1 波目 20%の振幅
nami1x02	参照する波の数 1 波で 1 波目の振幅を 0.2%

[参照する波 3]

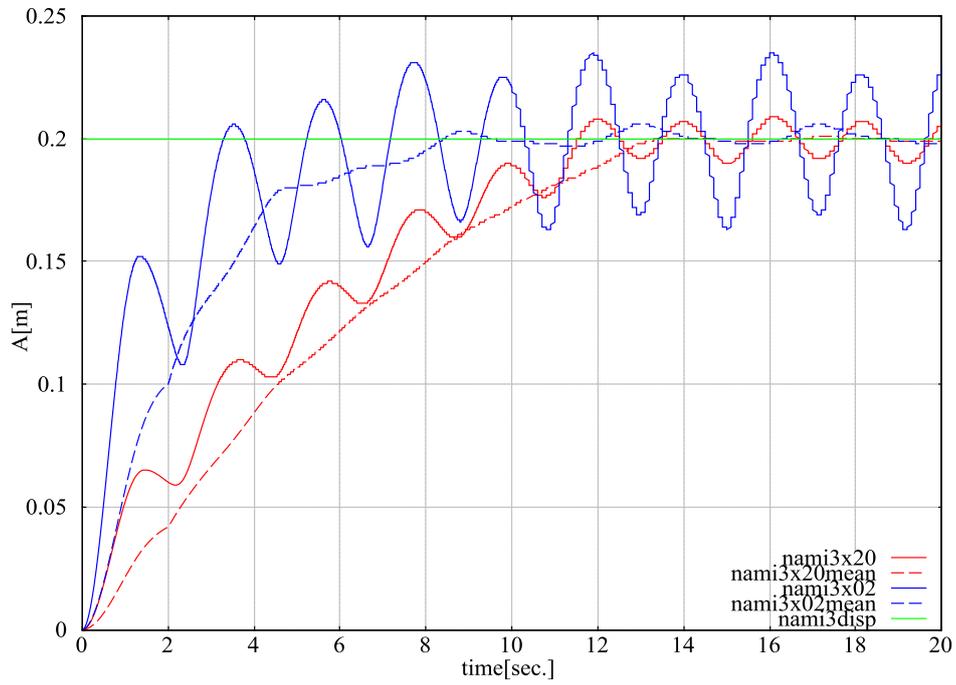


Figure 3-18 Amplitude estimation by moving average (wave3)

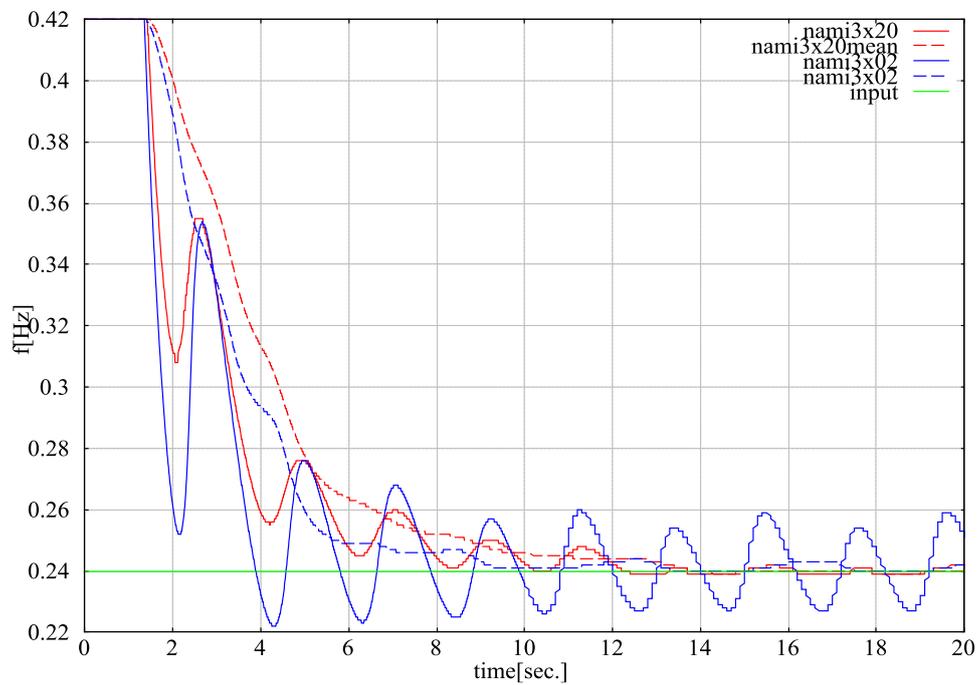


Figure 3-19 Frequency estimation by moving average (wave3)

Figure3-18,3-19 から、周波数・振幅ともに前節であったような変動誤差が抑えられていることが確認できる。また、このケースの場合でも時間の重み付けは大きいほうが、軽いものより推定周波数・振幅ともに変動は見られるが、より早く入力値を推定できていることが分かる。

[参照する波 2]

続いて、参照する波の数を 2 としたときの結果を示す。これまでと同様に参照する波の数が減ったため、推定値の変動誤差が大きくなるが、推定の感度が良くなっているという傾向が得られた。重み付けの強いケースでは、移動平均を取る前の推定振幅はおよそ ± 0.5 程度変動しているが、移動平均をかけたことで ± 0.1 以下に抑えられている。

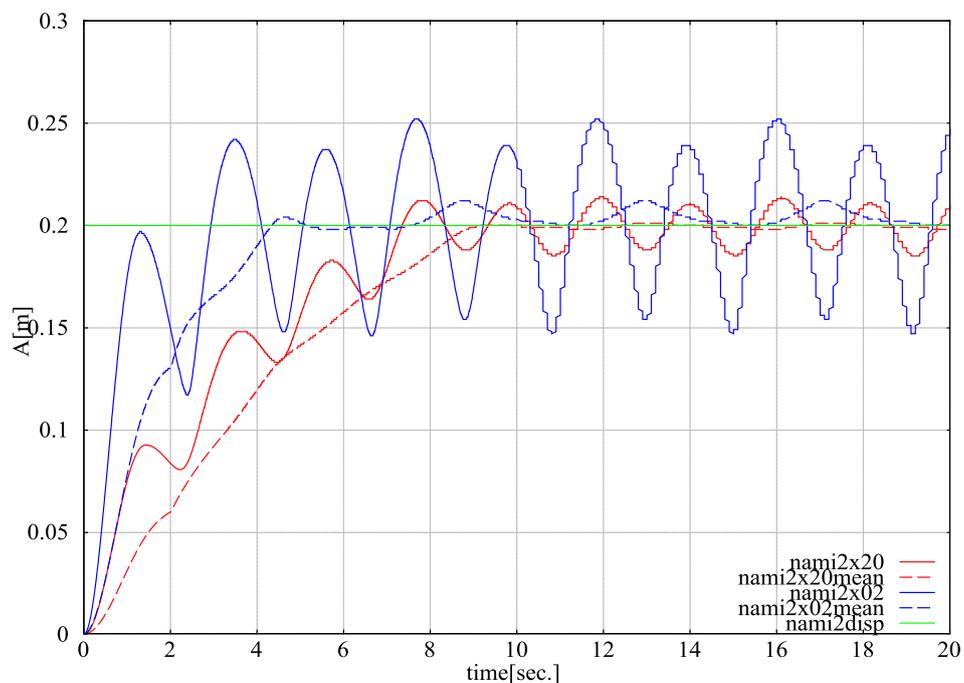


Figure 3-20 Amplitude estimation by moving average (wave2)

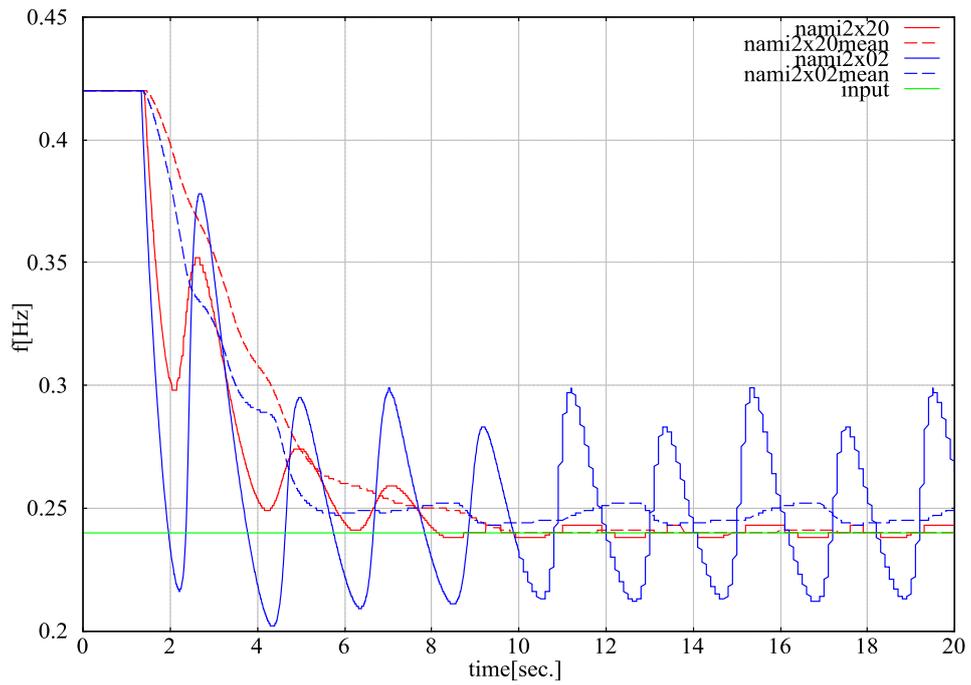


Figure 3-21 Frequency estimation by moving average (wave2)

[参照する波 1 波]

続いて、参照する波 1 つの結果を示す。

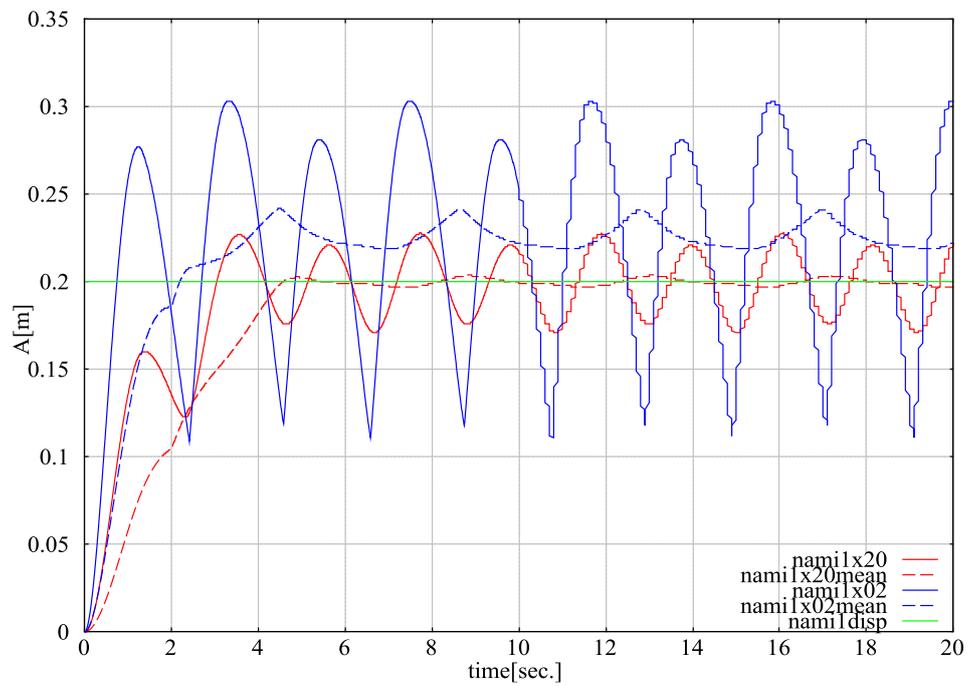


Figure 3-22 Amplitude estimation by moving average (wave2)

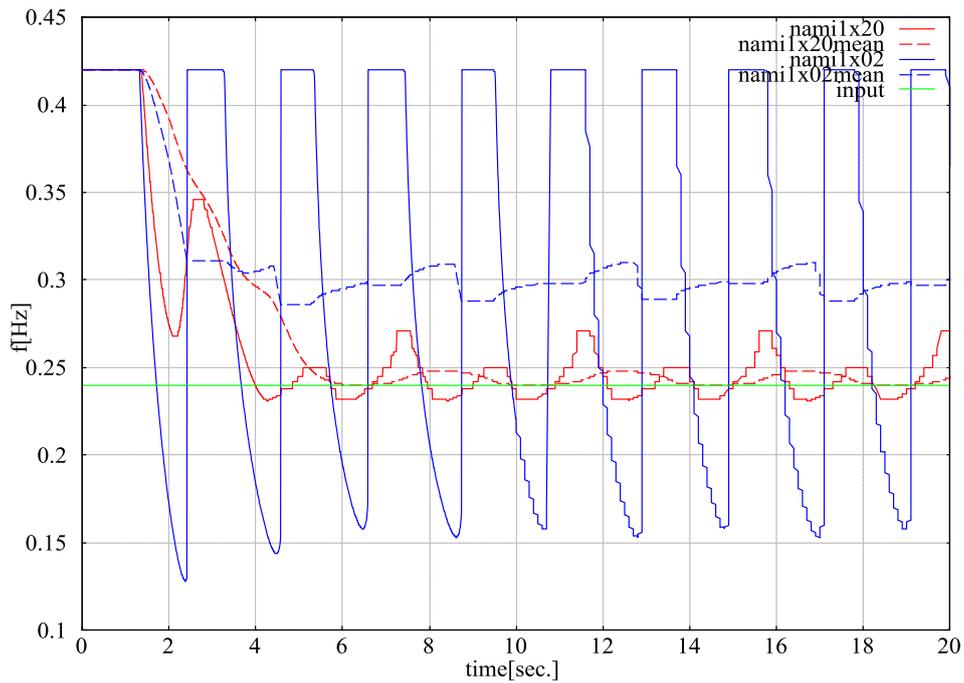


Figure 3-23 Frequency estimation by moving average (wave2)

このケースでは、時間の重みが大きいと周波数の推定、および振幅の推定が上手くいっていないことが確認された。これは、参照するデータが少なく、振動を感知することが出来ないためだと考えられる。

Case3-2 時間とともに振幅の大きくなる正弦波の推定

移動平均を導入したフィルターで、時間とともに振幅が大きくなる入力信号の推定を行った。結果を Figure3-24~3-29 に示す。データは Table3-6 に従いプロットされている。

Table 3-6 plot data of figure 3-24~3-29

Input/disp	入力信号
nami3x20	参照する波の数 3 波で 3 波目 20% の振幅
nami3x02	参照する波の数 3 波で 3 波目の振幅を 0.2%
nami2x20	参照する波の数 2 波で 2 波目 20% の振幅
nami2x02	参照する波の数 2 波で 2 波目の振幅を 0.2%
nami1x20	参照する波の数 1 波で 1 波目 20% の振幅
nami1x02	参照する波の数 1 波で 1 波目の振幅を 0.2%

[参照する波 3 波]

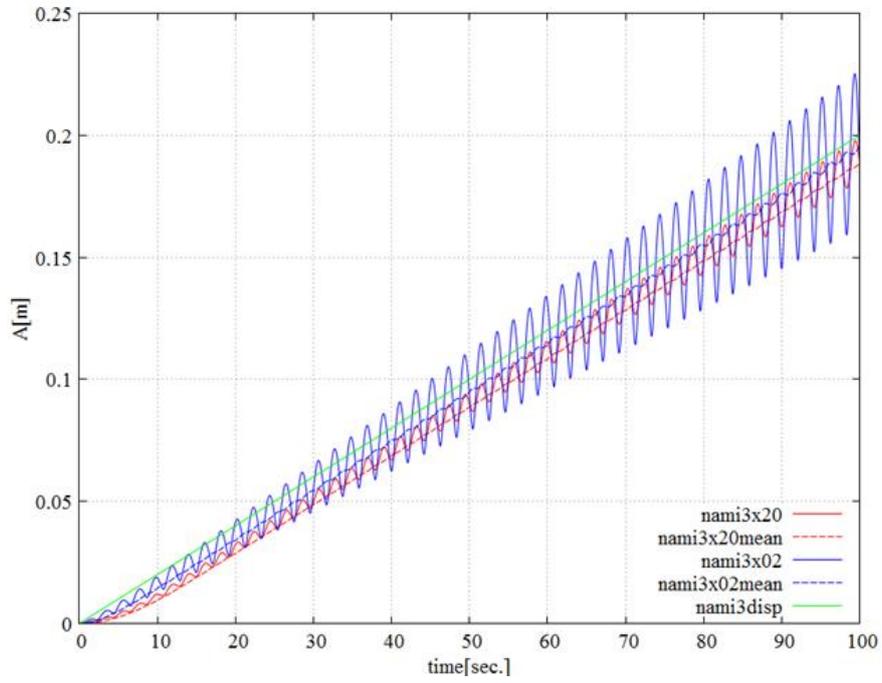


Figure 3-24 Amplitude estimation by moving average (wave3)

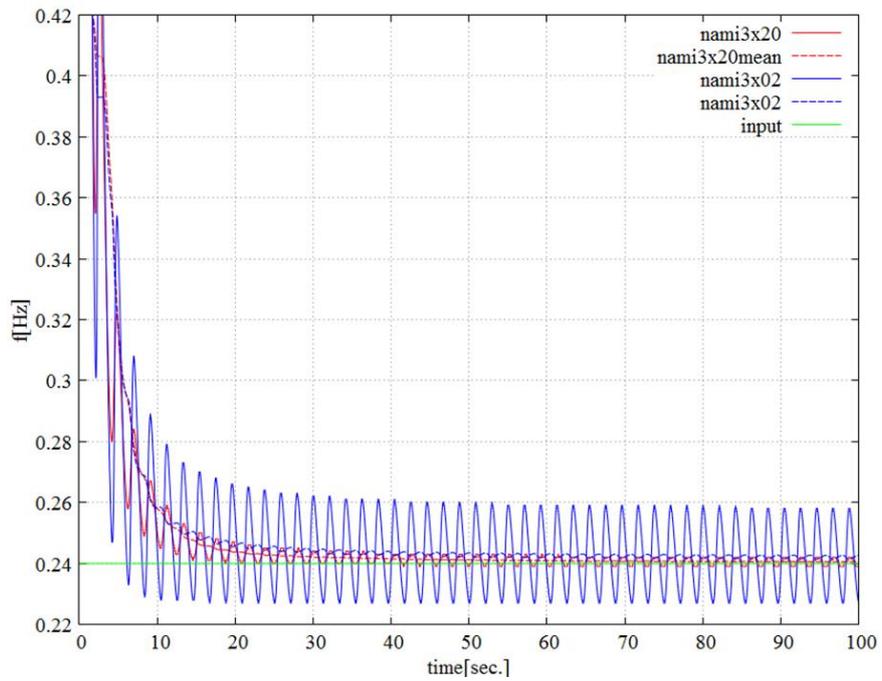


Figure 3-25 Frequency estimation by moving average (wave3)

[参照する波 2 波]

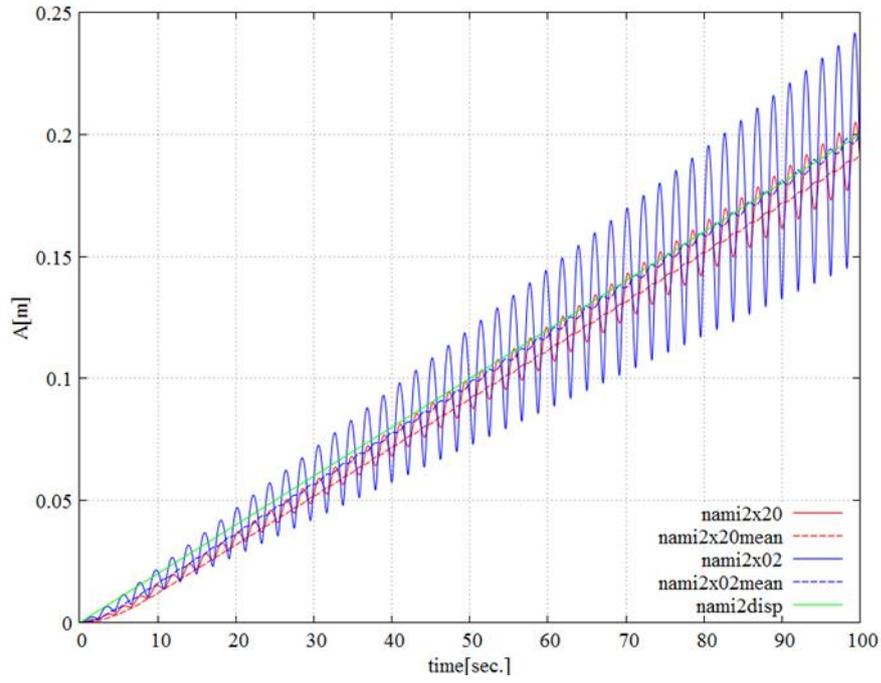


Figure 3-26 Amplitude estimation by moving average (wave2)

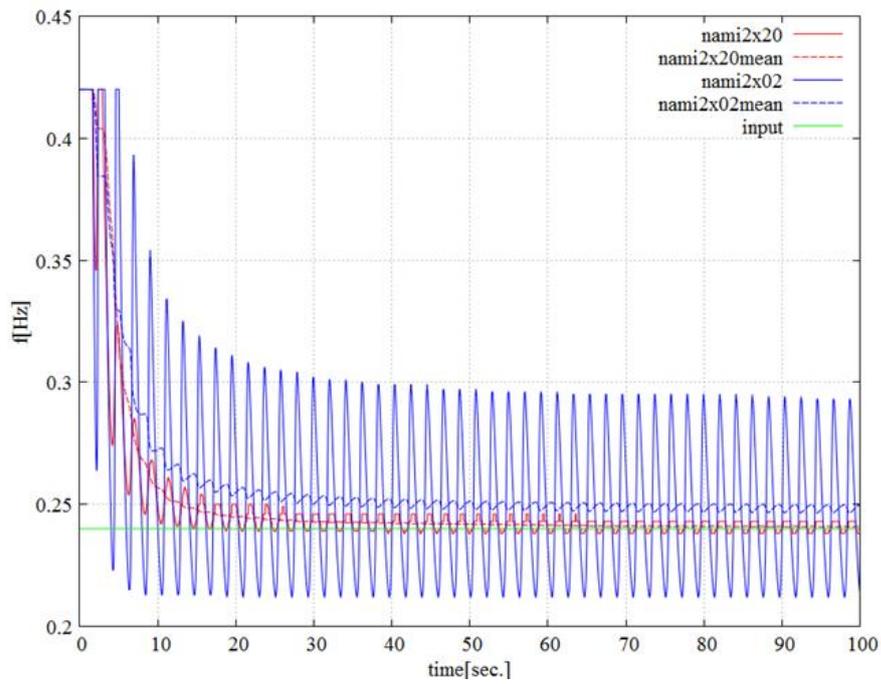


Figure 3-27 Frequency estimation by moving average (wave2)

[参照する波 1 波]

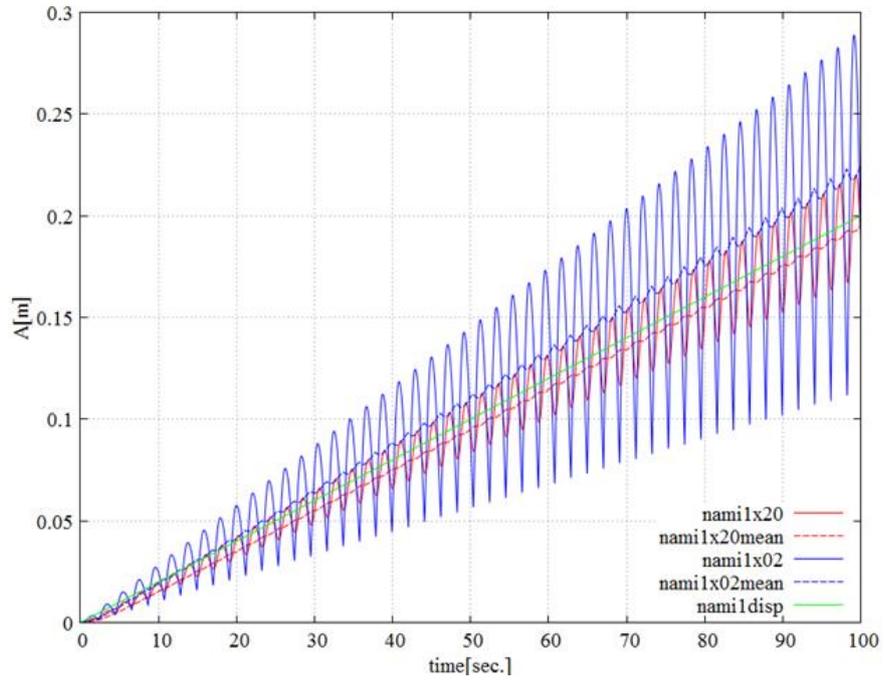


Figure 3-28 Amplitude estimation by moving average (wave1)

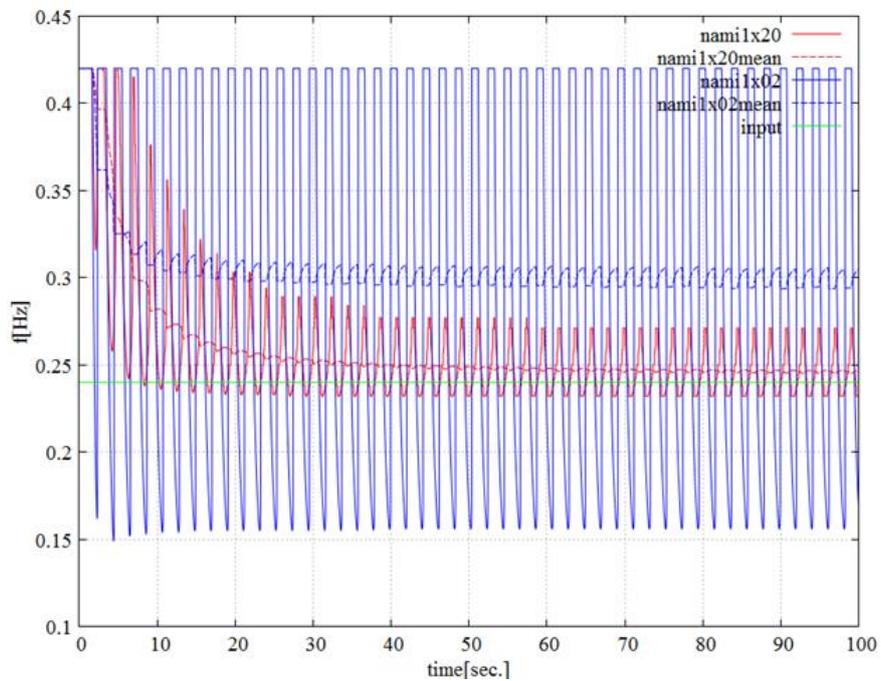


Figure 3-29 Frequency estimation by moving average (wave1)

Figure3-23~3-29 の結果から、移動平均をとったことで推定値の変動が抑えられていることが確認された。Figure3-24 は参照する波の数 3 波の結果だが、x20 より x02 の推定値のほうが、入力振幅に近い値を推定できている。これは、x20 は x02 に比べより多くの過去の情報を現在の推定に考慮していることを意味しており、時間経過に伴い振幅が大きくなるような信号に対しては、実際の入力値に対して過少に推定してしまうためである。この傾向は、Figure3-26 の参照する波の数が 2 波に対しても同じ傾向が確認できる。しかし、Figure3-28 で示される参照する波の数が 1 波のケースでは推定値が過大評価されていることが分かる。これは、Figure3-27 の周波数の推定結果をみても分かるように、参照する波の数が 1 波では上手く推定できていない。これは、1 波分の少ない参照データに時間の重み付けをしたことで、推定には不十分なデータ数になってしまったことが考えられる。振動状態を推定するためには、1 波以上の波の数を参照したほうが良い。

また、Figure3-24,3-26 や Figure3-25,27 の比較結果から分かるように Case3-2 でも参照する波の数が多いほど、振動状態の推定に時間はかかるが推定値の変動成分は抑えられる。しかし、過去の情報をより多く引きずってしまうため推定振幅は過小評価してしまう、という傾向がみられた。

ただ、この Case3-2 でも確認されたように、これまで推定値の変動成分は無視されていたが、移動平均を導入したことで、推定値の変動をかなり抑えることができるようになった。本研究の研究対象である過渡的な VIM の発達を捉えるときに、流体力は推定された周波数と振幅から算出されて外力として与えられるわけだが、推定値の変動を抑えることは流体力の不安定性を低減することに繋がる。

3-4-4 振動推定フィルターまとめ

3-4 では、手島[26]の開発した振動推定フィルター、そして振動推定値に移動平均を導入した振動推定フィルターを開発し、単純な正弦波と時間が経つにつれ振幅がだんだん大きくなる正弦波の入力信号を用意して、そのフィルターの検証をおこなった。分かった傾向をまとめる。

- 参照する波の数が多いほど、入力値の推定に時間はかかるが、推定値の変動は少ない。しかし、参照する波の数が 1 波だと振動状態を推定するにはデータが不十分であり、上手く推定できない。
- 時間の重みを大きくすると、入力値の推定までの時間を短縮できるが推定値の変動が大きくなる。これは、参照する波の数を小さくするということとほぼ同義であり、同じ理由で説明がつく。
- 推定値に移動平均をかけることで、変動成分をかなり抑制できるようになった。
- 時間とともに振幅が大きくなるような信号を振動推定フィルターにかけるとき、参照

する波の数が多い場合や、時間の重みが軽いと振幅を過少評価する。これは、現在より過去の振幅の小さかった情報を多く考慮してしまうためである。

手島[26]は、VIV 現象の再現を行うために振動推定フィルターを用いていたが、推定情報の変動をなくすため、初めにある程度強制的にモデルの振動を作り出して、過去の振動情報がある程度蓄積されたところから振動解析を行っていた。そのような背景もあり、手島[26]は参照する波の数を 25 としていたが、本研究では過渡的な VIM の発達を捉えるために、参照する波の数を 2 波、 $X=2$ を振動推定フィルターのパラメータに設定した。

3-5 流体力関数について

3-5-1 付加質量と減衰係数の補間

3 章では強制加振曳航実験で得られた付加質量力と減衰力を整理し、それぞれ以下の手順で振動振幅と振動周波数を変数とする流体力関数を作成した。しかし、これは離散データであるため、補間を行った。はじめに、無次元加振周波数が 0 のときの値について、付加質量係数は 1、減衰係数は 0 を設定した。

付加質量係数の補間について、まず初めに、離散化した付加質量力を無次元振幅と無次元周波数に関する計測データ点をスプライン補間することで、無次元振幅は振幅比 0~0.8 まで刻み幅 0.05 で線形内挿、無次元周波数は 0~0.35 まで線形内挿、0.3~0.4 まではスプライン補間を刻み幅 0.01 で行った。

減衰係数の補間について、無次元周波数は付加質量係数と同じように 0~0.35 まで線形内挿、0.3~0.4 まではスプライン補間を刻み幅 0.01 で行った。無次元振幅は、0.8~3 までをスプライン補間で補間した。

次章において、複数カラム型浮体の挙動予測で使用される流体力関数は前方カラムと後方カラムの流体力を算術平均したものをを用いる。Figure3-30~3-33 に各カラム間距離で使用される流体力係数を示す。

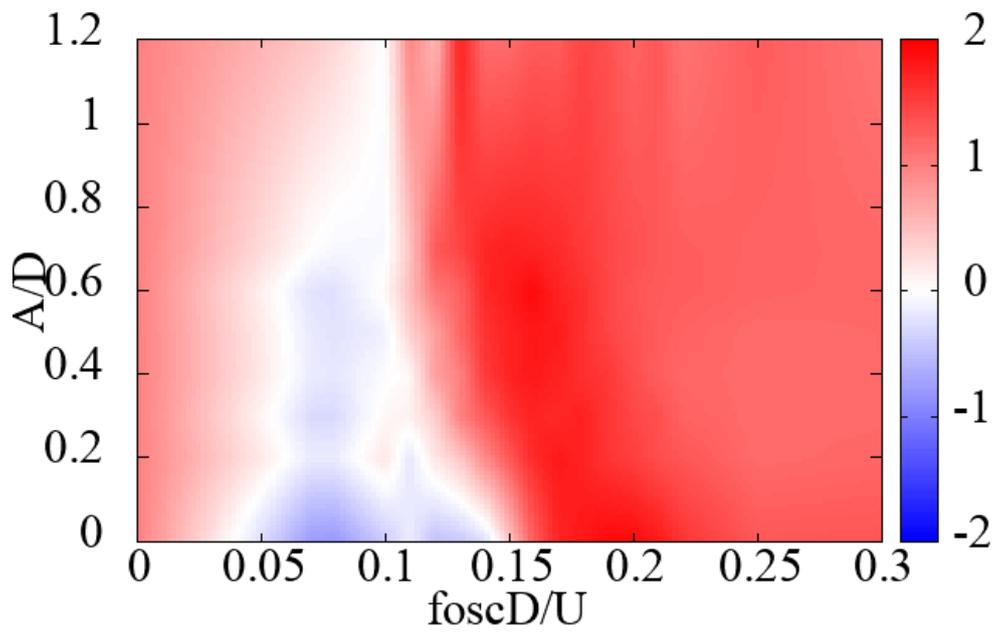


Figure 3-30 Added mass coefficient (S/D=3.0)

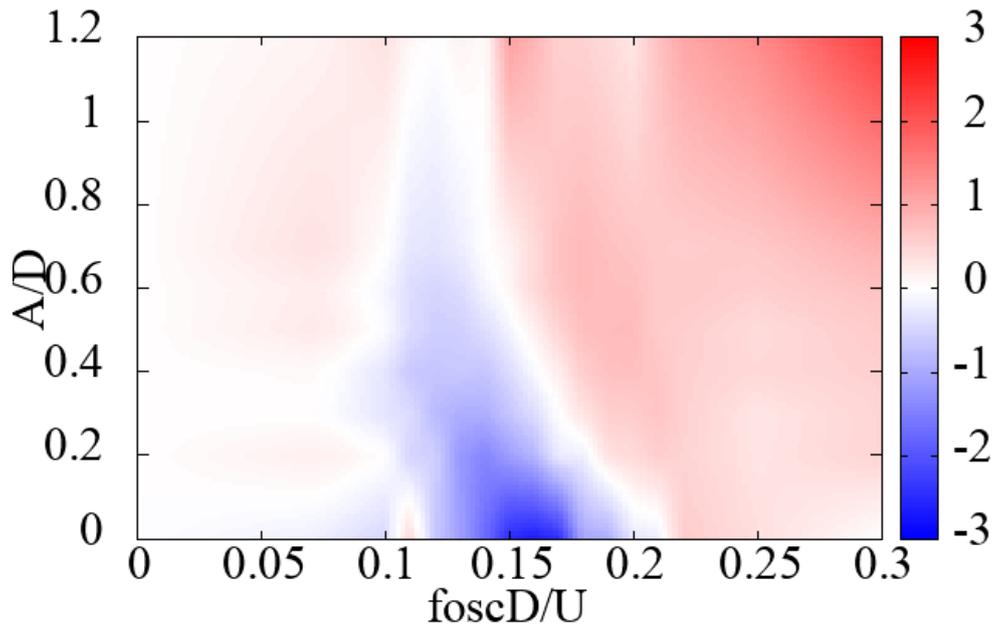


Figure 3-31 Damping coefficient (S/D=3.0)

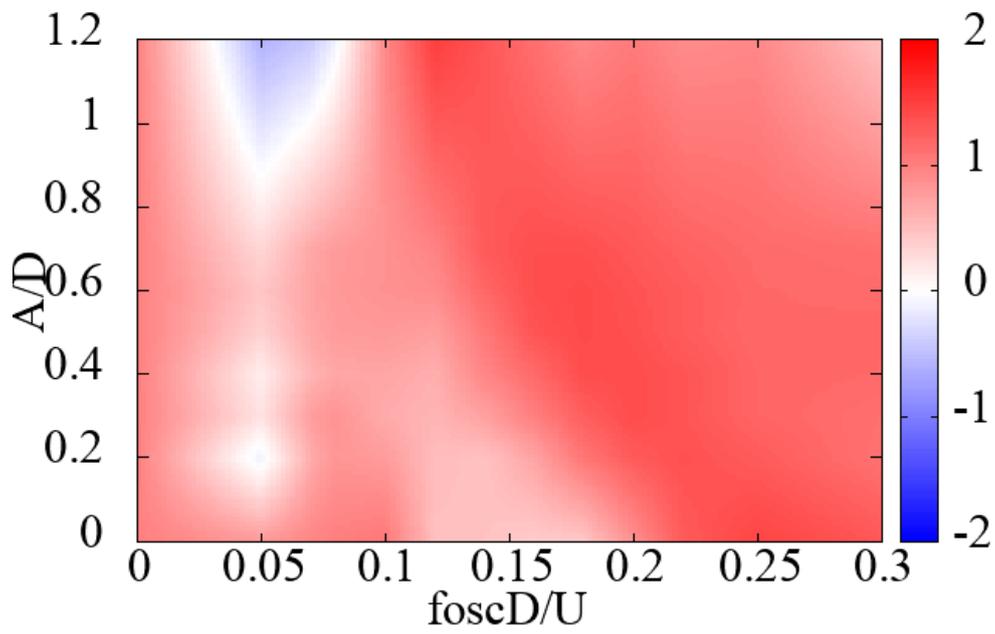


Figure 3-32 Added mass coefficient (S/D=2.0)

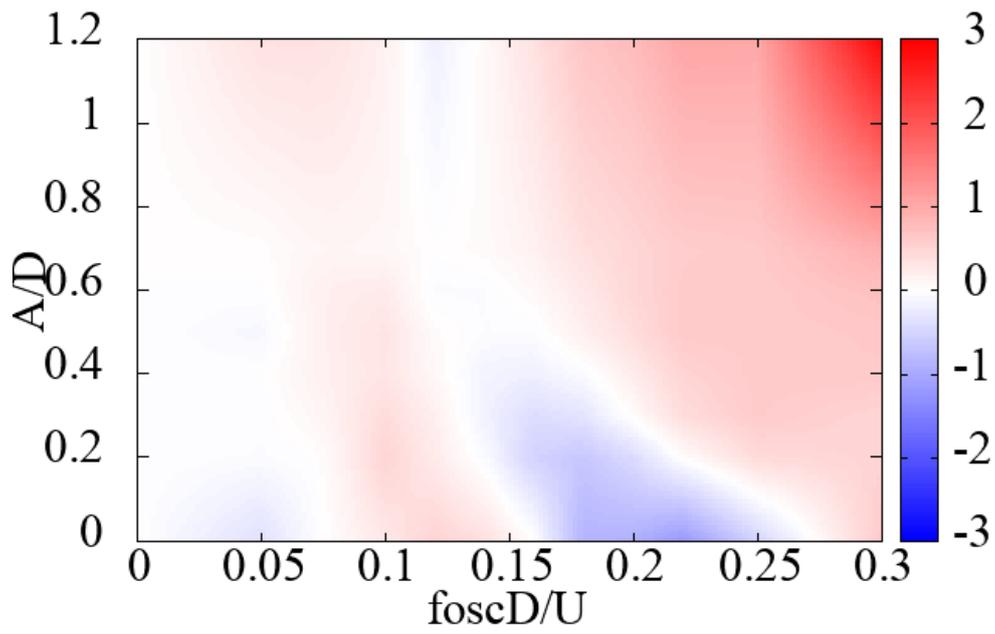


Figure 3-33 Damping coefficient (S/D=2.0)

補間したデータ内の振幅が推定されたときは推定値の周囲 4 点の計測データを用いて次のように線形内挿する(Figure3-34)。以下、線形内挿の計算手順について説明する。

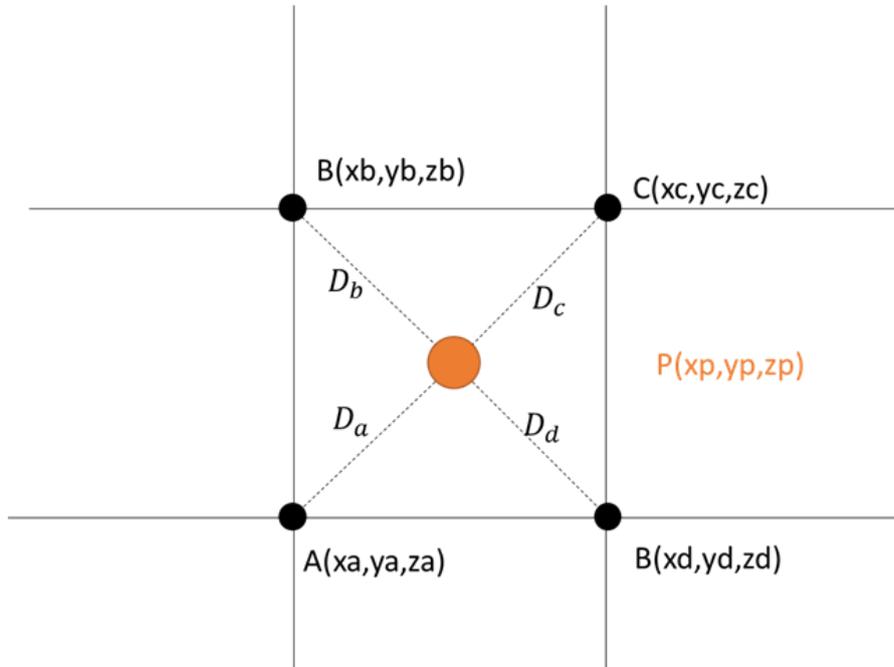


Figure 3-34 Image of linear interpolation

点 P (推定点) とその周囲 4 点の距離 D は次式で表される。

$$D_i = \sqrt{(x_i - x_p)^2 + (y_i - y_p)^2} \quad (i=a \sim d) \quad (3.22)$$

この距離を重み付けとして用いる。

$$W_i = \frac{1}{D_i} \quad (i = a \sim d) \quad (3.23)$$

とすると

$$Z_p = \frac{W_a Z_a + W_b Z_b + W_c Z_c + W_d Z_d}{W_a + W_b + W_c + W_d} \quad (3.24)$$

と計算される。

3-5-2 渦による揚力

VIM 挙動予測モデルでは、流れの中にあるモデルが振動していない状態から計算を始めるモデルである。そこで、外力として渦による揚力を与える。渦放出周波数が浮体の加振周

波数と近いとき、渦による揚力は減衰力に含まれてしまうのだが、フーリエ解析の結果、加振周波数が小さいとき、カラムは渦による力を受けていることが確認された。フーリエ解析結果例を Figure3-31,3-32 に示す。全ケースのフーリエ解析の結果を考慮し、本研究では加振周波数が $f_{osc}D/U=0.11$ 以下の範囲で渦の揚力を外力として与えた。外力として与えられる渦による揚力 F_v の値を Figure3-33,3-34 にまとめた。加振周波数 $f_{osc}D/U=0.11$ 以降に F_v の値が 0 になっているのは、渦の揚力と減衰係数が同調していると考えたためである。VIM 挙動予測計算では、Figure3-33,3-34 で示した値を 4 倍（カラムの個数）し、さらに実行値から最大値を求めるために、 $\sqrt{2}$ 倍された値をしようする。

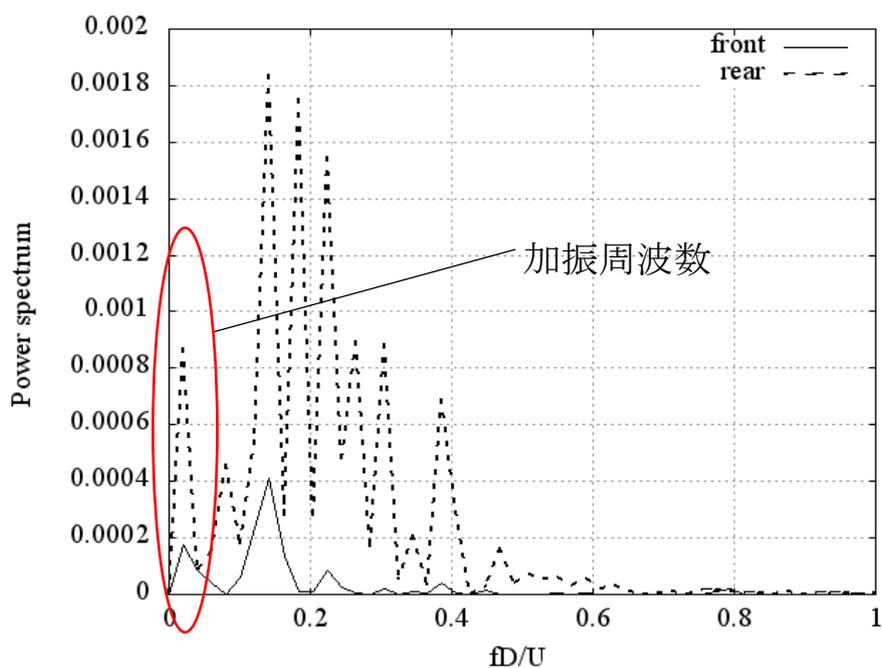


Figure 3-35 Frequency spectrum of cross-flow hydrodynamic forces of one column
($f_{osc}D/U=0.05, A/D=0.2, S/D=3.0$)

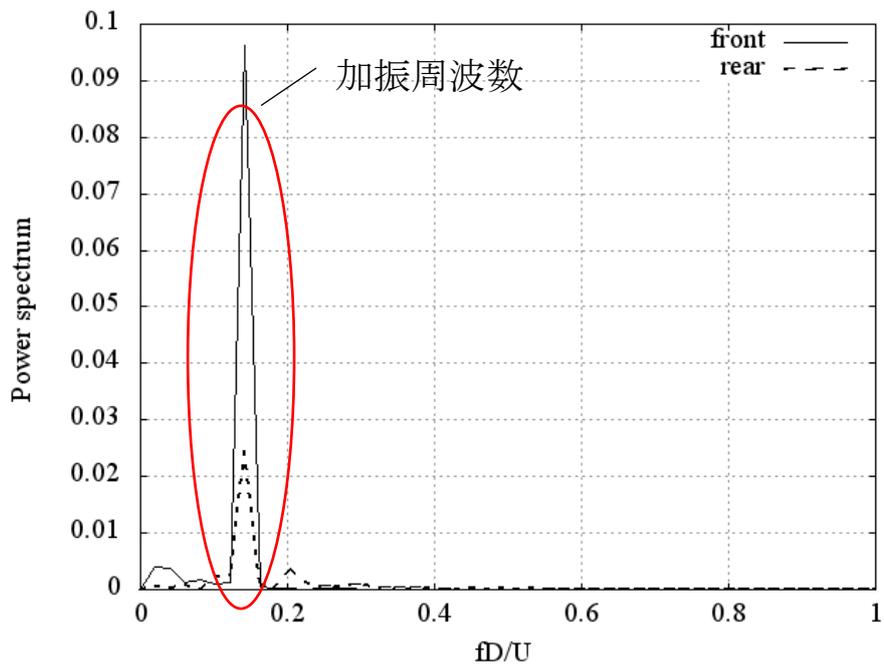


Figure 3-36 Frequency spectrum of cross-flow hydrodynamic forces of one column
 ($f_{osc}D/U=0.14, A/D=0.2, S/D=3.0$)

第4章. 自由動揺試験の VIM 挙動計算

4-1 VIM 実験

4-1-1 はじめに

本研究で作成された VIM 挙動予測モデルを用いて、VIM 自由動揺試験との結果を比較する。今回比較するのは、Gonçalves ら[28]が行った、複数カラムからなる浮体の自由動揺試験である。実験のデータは[28] および、Gonçalves 氏にパーソナルコミュニケーションとして提供してもらった。Gonçalves ら[28]の実験の概要を述べる。

4-1-2 VIM 実験の概要

Gonçalves[28]は Figure4-1 に示すように線形ばねで係留された複数カラムをさまざまな速度で曳航する実験を行った。また実験条件を Table4-1 に示す。

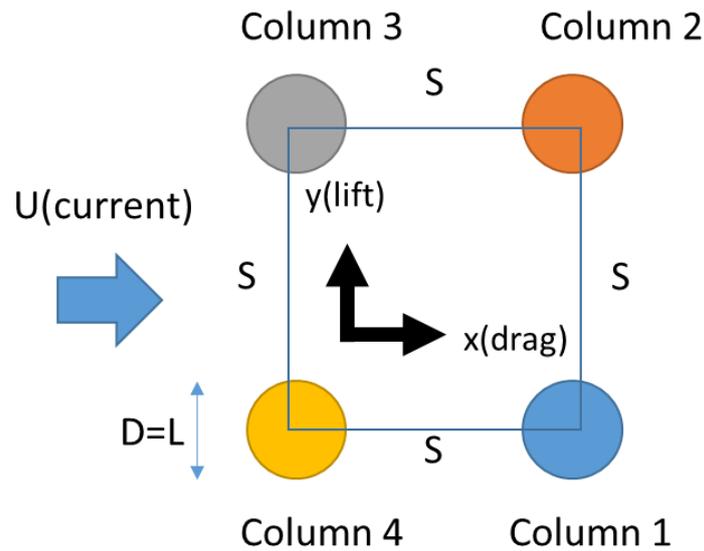


Figure 4-1 Schematic of the configurations of the array of four circular cylinders tested for 0-degree incident[28]

Table 4-1 Matrix of conditions carried out for VIM studies of circular cylinders[28]

parameter	symbol	value	Unit
External diameter	D	0.25	m
Draft	H	0.375	m
Column distance	S	1.0	m
Spring constant of the whole system	k	20	N/m
Aspect ratio	H/D	1.5	-
Column distance ratio	S/D	4.0	-
Reynolds number	Re	10,000-85000	-

Table4-1 を見て分かる通り、アスペクト比、レイノルズ数は本研究で行った強制加振曳航実験と同程度であることが分かる。カラム間距離比は本実験では、 $S/D=3.0$ で Gonçaves[28]らの実験では $S/D=4.0$ を採用している。しかし、VIM 実験を行った橋浦[12]によると、 $S/D=3$ と 4 のカラム間距離では前方カラムから放出される渦などによる影響はほとんど差がないと述べている。これは、カラム間距離がある程度離れたことのために、カラム間の干渉影響は弱まっていることを意味している。以上から Gonçaves の実験は VIM 挙動予測モデルで計算する上で問題がないと判断した。

Gonçaves らがまとめた、各曳航速度に対する Cross-flow 方向の VIM 振幅の最大値を Figure4-2 に示す。

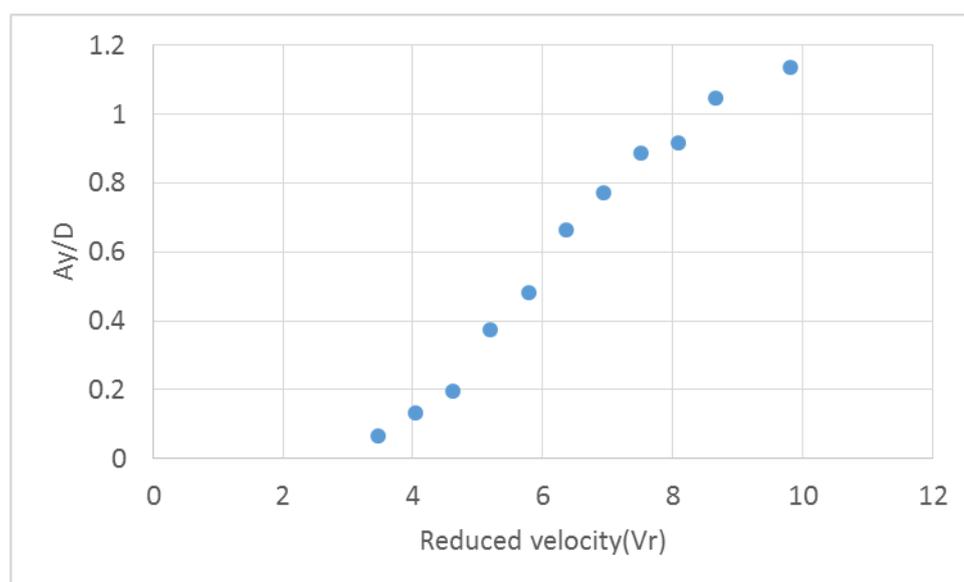


Figure 4-2 Nondimensional motion amplitude in the transverse direction (A_y/D) as a function of the reduced velocity

ここで、Reduced velocity(V_r)は次式で表される。

$$V_r = \frac{U}{f_n D} \quad (4.1)$$

ただし、 U は流速（曳航速度）、 f_n は浮体の固有振動数、 D はカラムの直径である。
ここで、式（1.2）のストローハル数の式を再掲する。

$$St = \frac{f_v D}{U} \quad (1.2)$$

式(1.2)と式(4.1)を掛けると、次式になる。

$$V_r \times St = \frac{f_v}{f_n} \quad (4.2)$$

この式(4.2)は渦放出周波数と固有周波数の比を表している。ここで、臨界レイノルズ数（ 3.0×10^4 ）以下の範囲では、ストローハル数はおよそ 0.2 だったことを考慮すると、 V_r が 4 となるようなときに渦放出周波数が固有周波数に一致して大きな共振をもたらす、ということを表している。確かに、Figure4-2 でも V_r が 4 を超えてから振動振幅が大きくなっていることが確認されている。

4-1-3 VIM 挙動予測プログラムの入力値

Gonçaves らの計測結果と比較するために、彼らの実験条件を参考にしながら、入力値を設定する。Gonçaves らの実験ではさまざまな曳航速度で計測を行っていたが、本研究で行われた強制加振曳航実験で計測した曳航速度は 0.3m/s であった。この条件にあたる V_r を計算する。はじめに、浮体の固有周波数は、次式で求められる。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m(1+\alpha)}} \quad (4.3)$$

ここで、 α は付加質量係数である。Gonçaves らの実験は質量比 1 の浮体を使用しているため、 $\alpha=1$ とする。また、 m は

$$m = \rho\pi\frac{D^2}{4}H \times 4 = 73.6[\text{kg}] \quad (4.4)$$

であり、計算すると固有周波数は 0.05867[Hz]となった。この値を用いると、本研究の V_r は 23.5 となる。これは Gonçaves らの計測外となってしまう比較できない。そこで、VIM 挙動予測プログラムでは実際に Gonçaves らの実験で使用されたばね定数の値を用いず、ばね定数の入力値を変数とすることで逆算的に Gonçaves らの V_r と合わせた。Table4-2 に初期条件・計算条件をまとめる。

Table 4-2 Calculation condition

No.	Initial position[m]	Initial velocity[m/s]	Initial C_{add}	Initial C_{damp}	Spring constant (k [N/m])	Reduced velocity(V_r)
Case3	0	0	1	0	930	3.0
Case4	0	0	1	0	683	3.5
Case5	0	0	1	0	523	4.0
Case6	0	0	1	0	413	4.5
Case7	0	0	1	0	335	5.0
Case8	0	0	1	0	277	5.5
Case9	0	0	1	0	232	6.0
Case10	0	0	1	0	198	6.5
Case11	0	0	1	0	171	7.0
Case12	0	0	1	0	149	7.5
Case13	0	0	1	0	131	8.0
Case14	0	0	1	0	116	8.5
Case15	0	0	1	0	103	9.0
Case16	0	0	1	0	93	9.5
Case17	0	0	1	0	84	10.0

4-2 カラム間距離の大きい浮体の計算結果比較

4-2-1 最大振幅比較 (Gonçalves、2017)

計算で求められた最大振幅比の結果を Figure4-3 に示す。

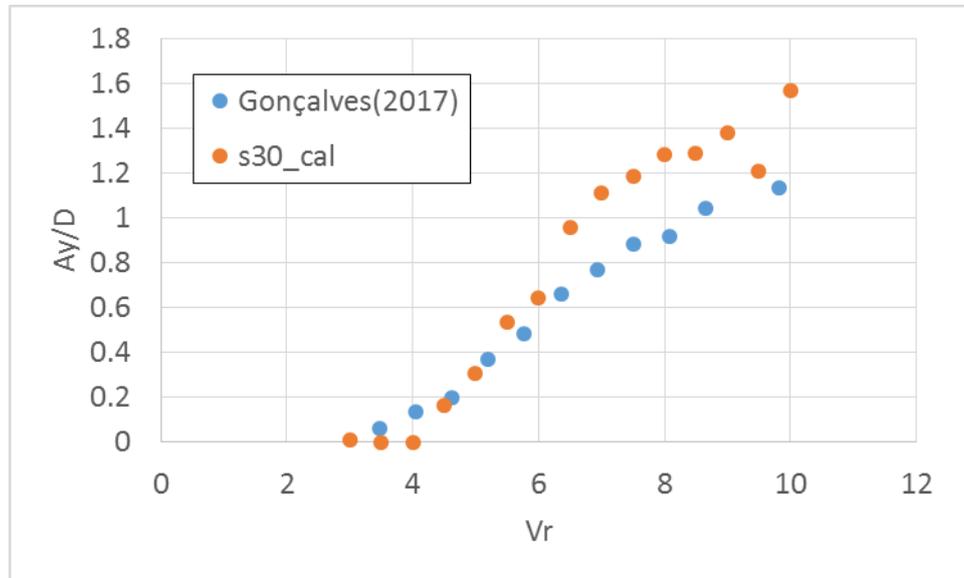


Figure 4-3 Comparison of nondimensional amplitudes

比較の結果、次の3パターンに分けられる。

- $3 < V_r < 4$ の範囲では、実験結果に比べ計算結果が過少に評価されている。
- $4 < V_r < 6.5$ の範囲では、実験結果と計算結果が近い値をとった。
- $6.5 < V_r$ の範囲では、実験結果に比べ計算結果が過大に評価されている。

以上の3ケースについて、考察していく。

4-2-2 $V_r < 4$ での VIM 挙動予測結果の考察(S/D=3.0)

$V_r < 4$ では、計算結果が過少に評価されていた。例として、 $V_r=4$ の変位、振動推定値、減衰力と復原力、流体力関数から得られた付加質量係数と無次元係数の時系列を Figure4-4=4-7 に示す。

Figure4-4 から分かるように $V_r=4$ では減衰振動となっている。Figure4-7 から分かるように、減衰係数が正と負の値を振動しているため、振幅は大きくなるのだと考えられる。この原因として、Figure4-5 をみて分かるように、周波数の推定値は 0.2 付近を示している。この範囲は Figure3-30,31 から分かるように、起振力が作用しない領域である。そのため、振動が発達しなかったのだと考えられる。

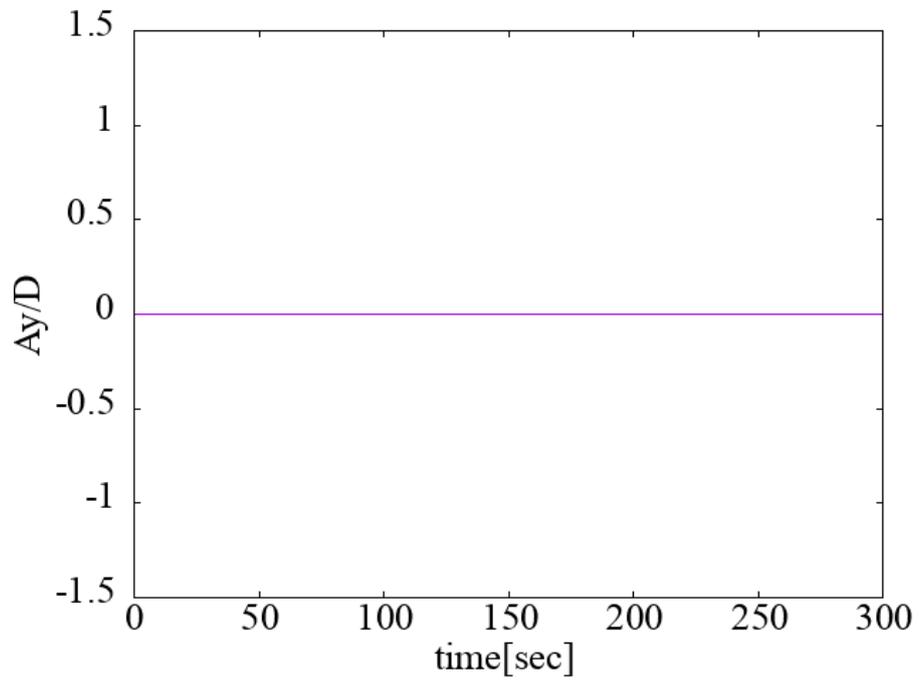


Figure 4-4 Time series of displacement ($V_r = 4.0$)

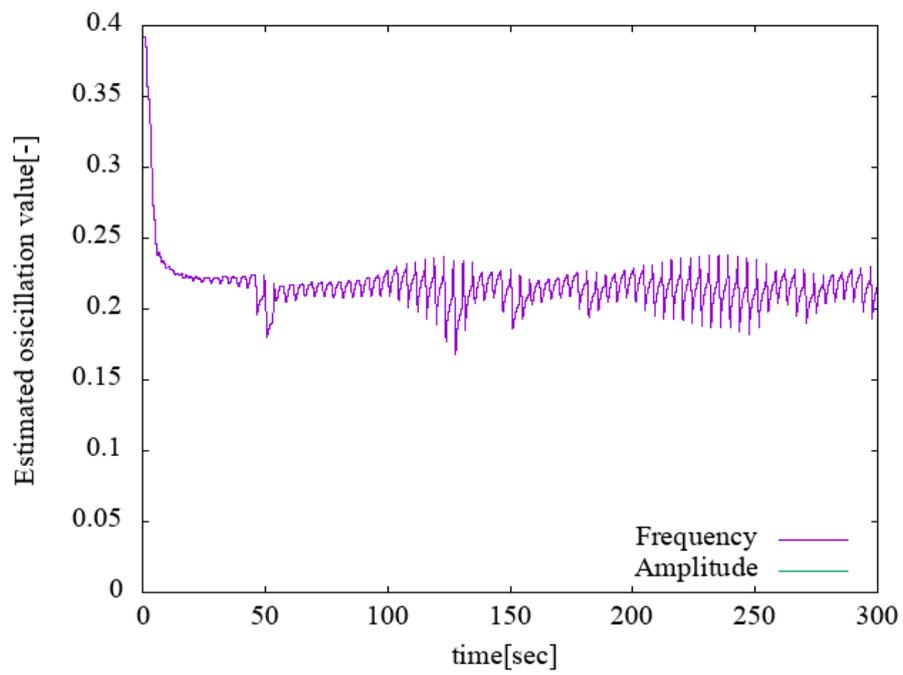


Figure 4-5 Time series of estimation oscillation ($V_r = 4.0$)

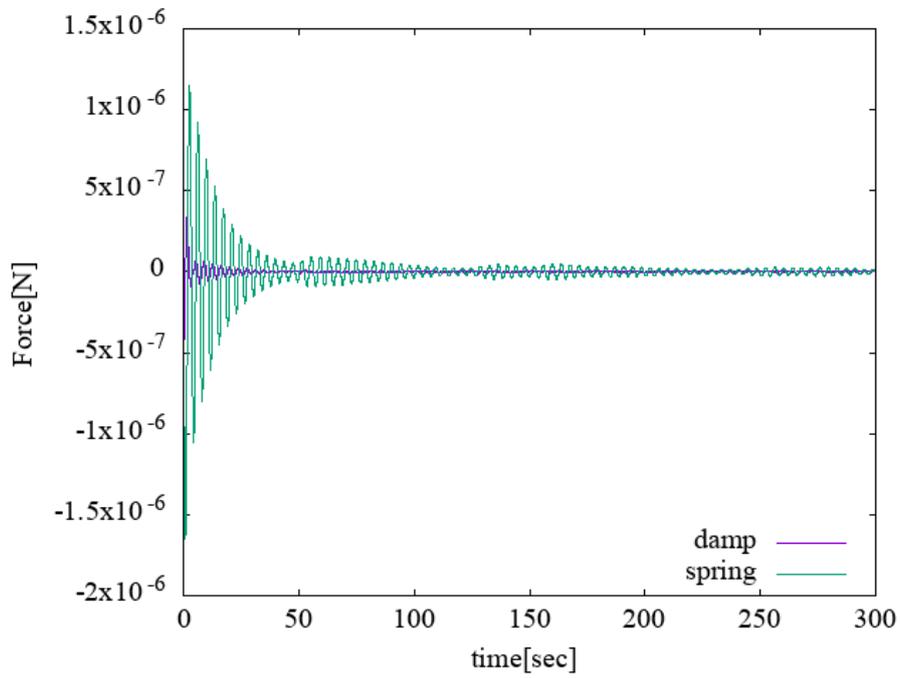


Figure 4-6 Time series of damping and spring force ($V_r = 4.0$)

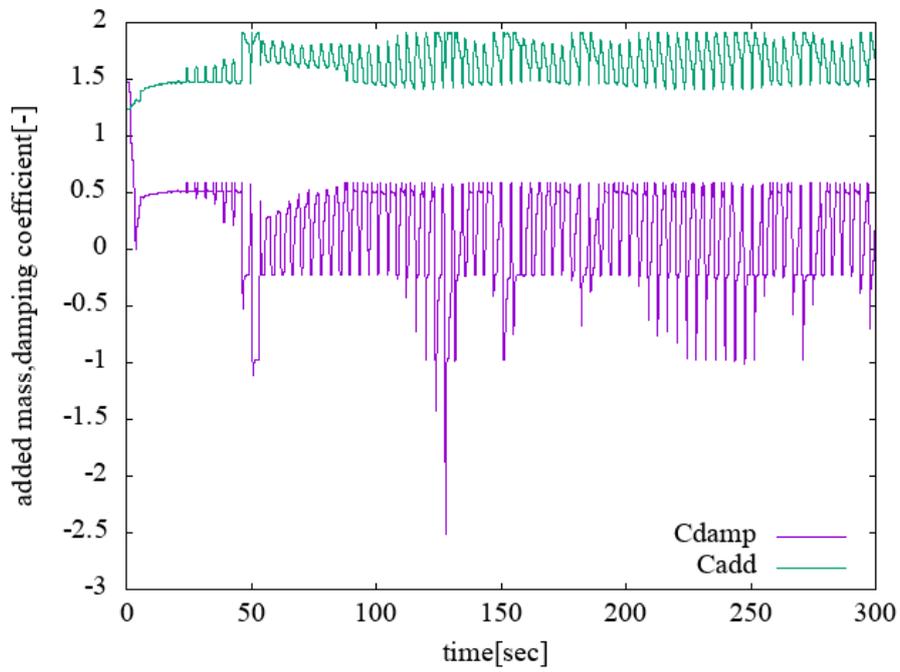


Figure 4-7 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 4.0$)

4-2-3 $4 < V_r < 6.5$ での VIM 挙動予測結果の考察($S/D=3.0$)

$4 < V_r < 6.5$ の範囲では、実験結果と計算結果が近い値をとった。例として、 $V_r=5.5$ の変位、振動推定値、減衰力と復原力、流体力関数から得られた付加質量係数と無次元係数の時系列を Figure4-8=5-11 に示す。

Figure4-8 から分かるように、浮体の振動は振幅がだんだんと大きくなり、ある程度の振幅で振動が安定していることが分かる。これは、Figure4-10,5-11 をみて分かるように、はじめのうちは起振力が作用して、起振力がなくなったところで振動が安定している。

また、Figure4-5 と Figure4-9 を比較して分かるように、 $V_r=5.5$ のときは振動推定値の変動が抑えられていることがわかる。Figure4-12 はこのケースにおける振動の発達を流体力関数のコンター図に示したものであるに示す。

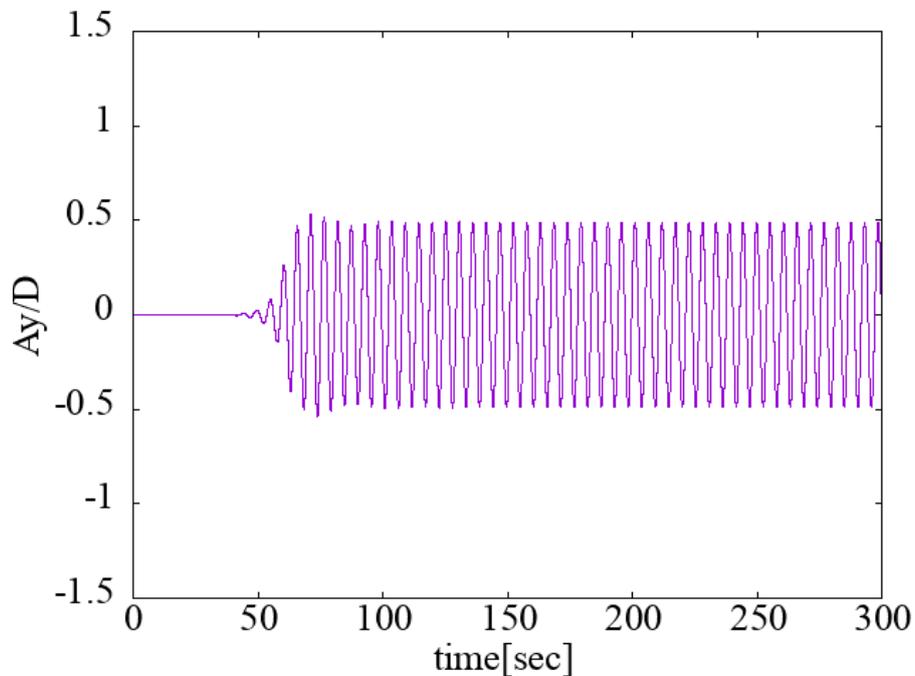


Figure 4-8 Time series of displacement ($V_r = 5.5$)

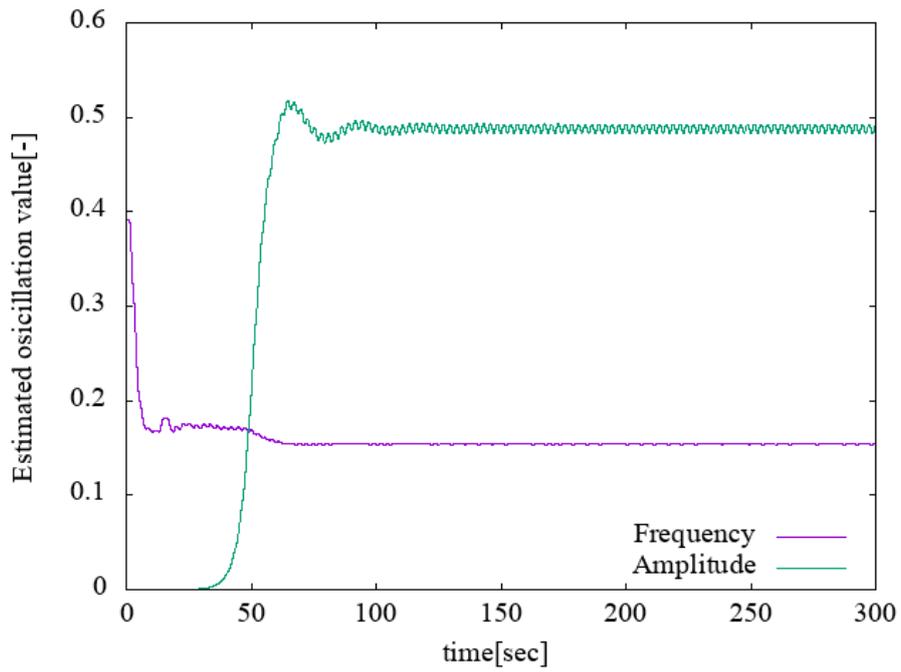


Figure 4-9 Time series of estimation oscillation ($V_r = 5.5$)

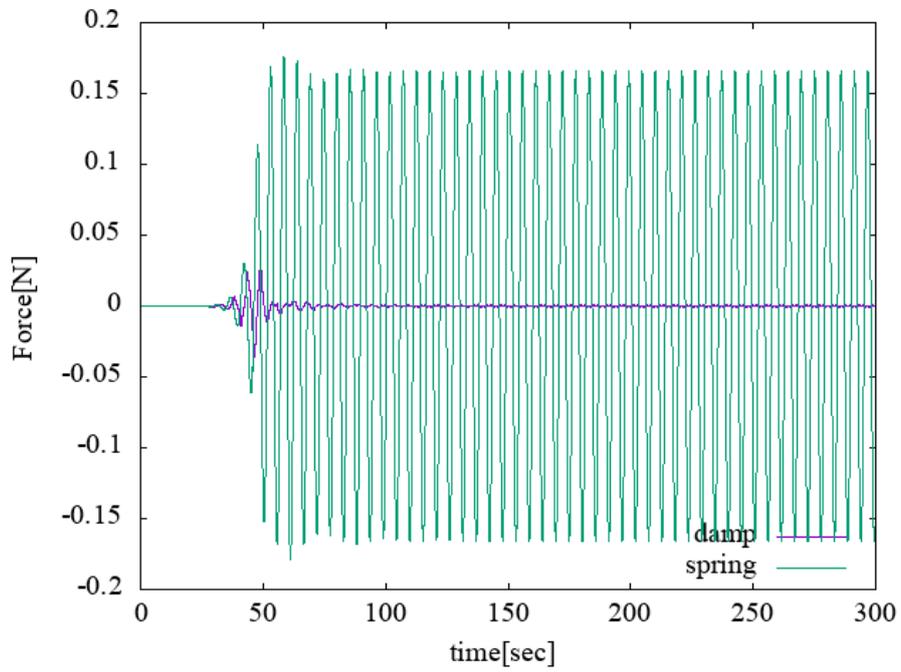


Figure 4-10 Time series of damping and spring force ($V_r = 5.5$)

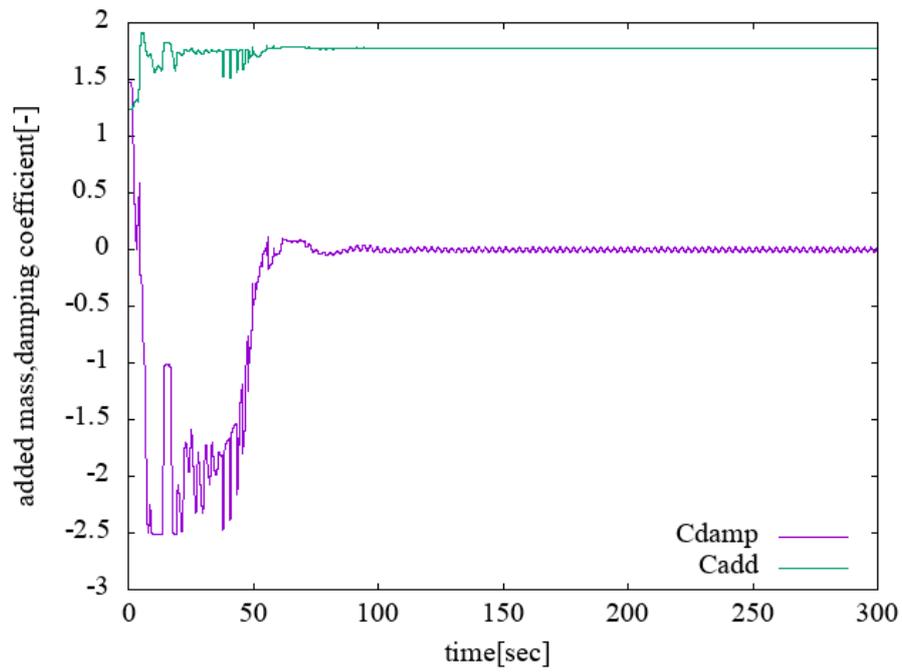


Figure 4-11 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 5.5$)

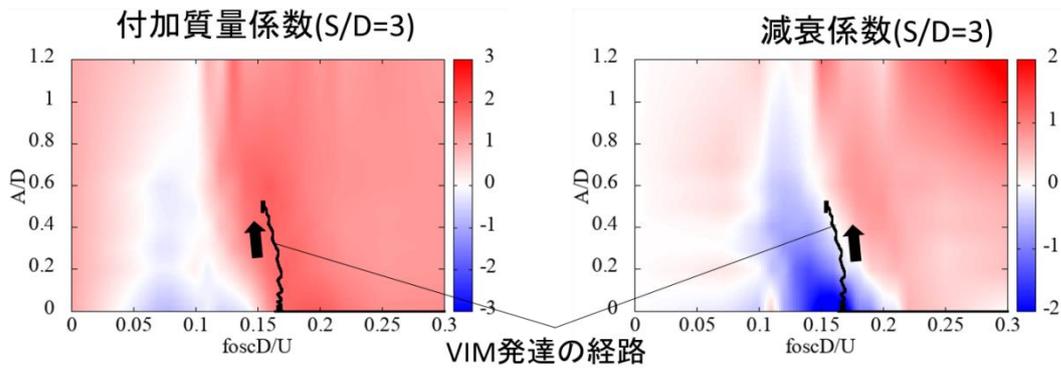


Figure 4-12 Development of oscillation

4-2-4 6.5<Vr での VIM 挙動予測結果の考察(S/D=3.0)

6.5<Vr の範囲では、実験結果に比べ計算結果が過大に評価された。例として、Vr=8.0 の変位、振動推定値、減衰力と復原力、流体力関数から得られた付加質量係数と無次元係数の時系列を Figure4-13~4-16 に示す。このケースでも 4-2-3 のように、振動がある程度のところまで安定している。Figure4-14,4-15 をみて分かるように、この振動の発達も起振力が作用していることが分かる。

実験値と計算値の結果のずれの原因について考察する。本研究で行われた強制加振曳航実験では、加振振幅比(A/D)が 0.8 までしか計測できておらず、それ以降の振幅を計算中に推定されたときは外挿された値を用いて流体力を与えている。4-2-2 では実験値とほぼ同程度の計算値を求められたことから、流体力の外挿値が実験値より大きく評価されているために計算値が過大に評価されたのだと考えられる。加振機の性能を上げるなどして、加振振幅より大きいところまで計測することを今後の課題とする。

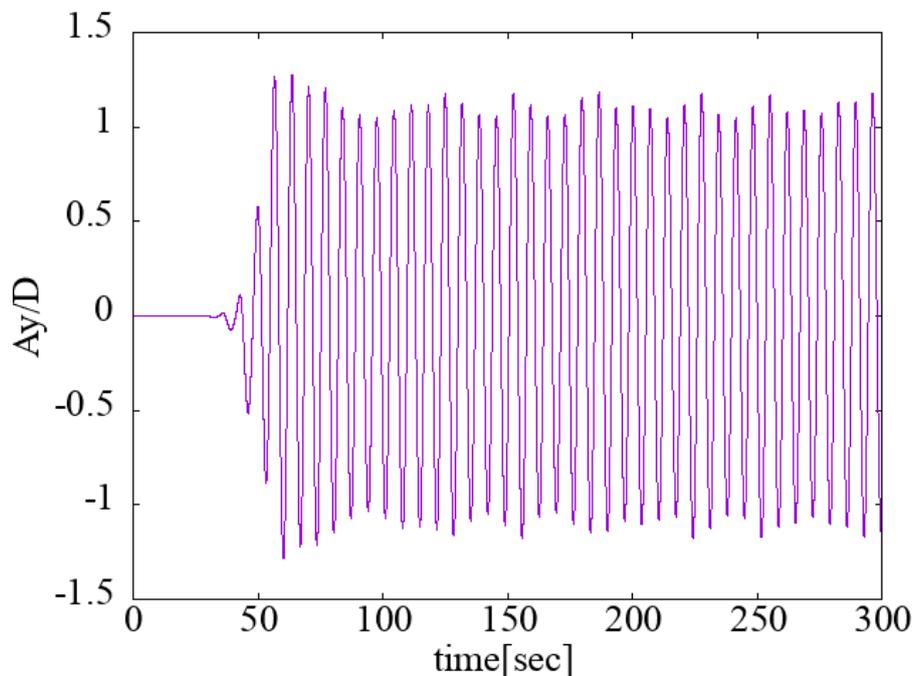


Figure 4-13 Time series of displacement (Vr = 8.0)

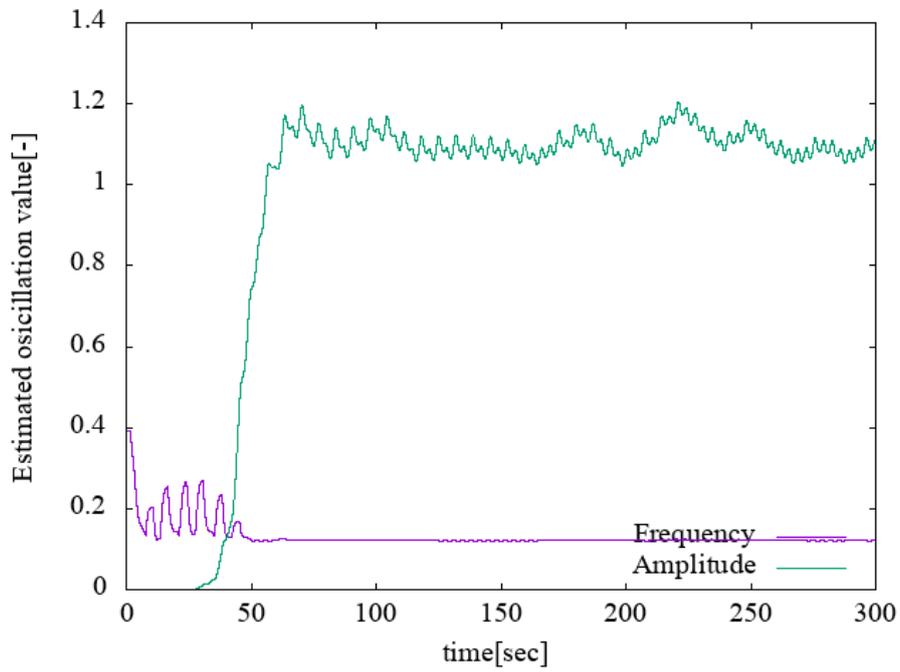


Figure 4-14 Time series of estimation oscillation ($V_r = 8.0$)

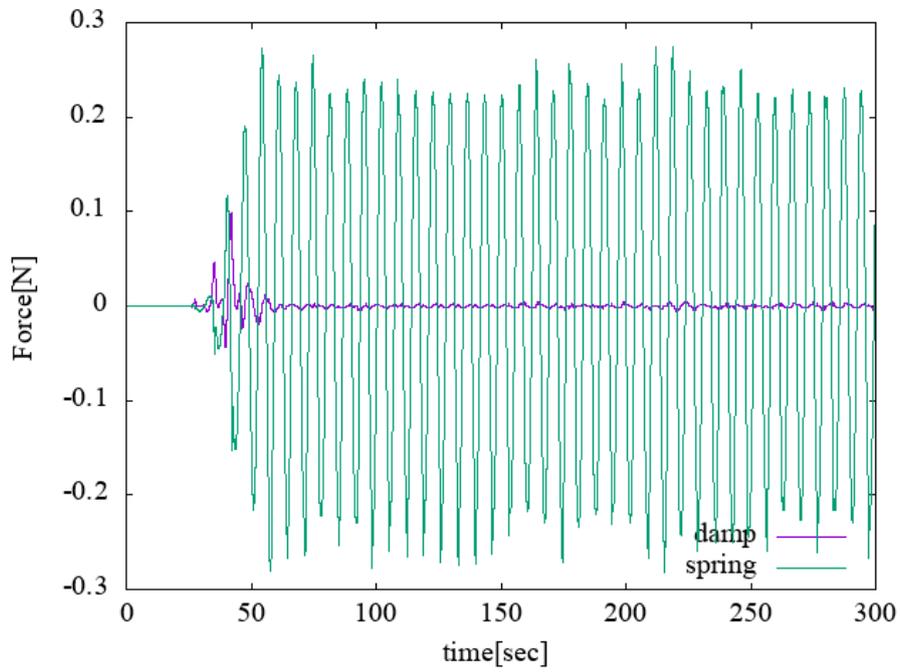


Figure 4-15 Time series of damping and spring force ($V_r = 8.0$)

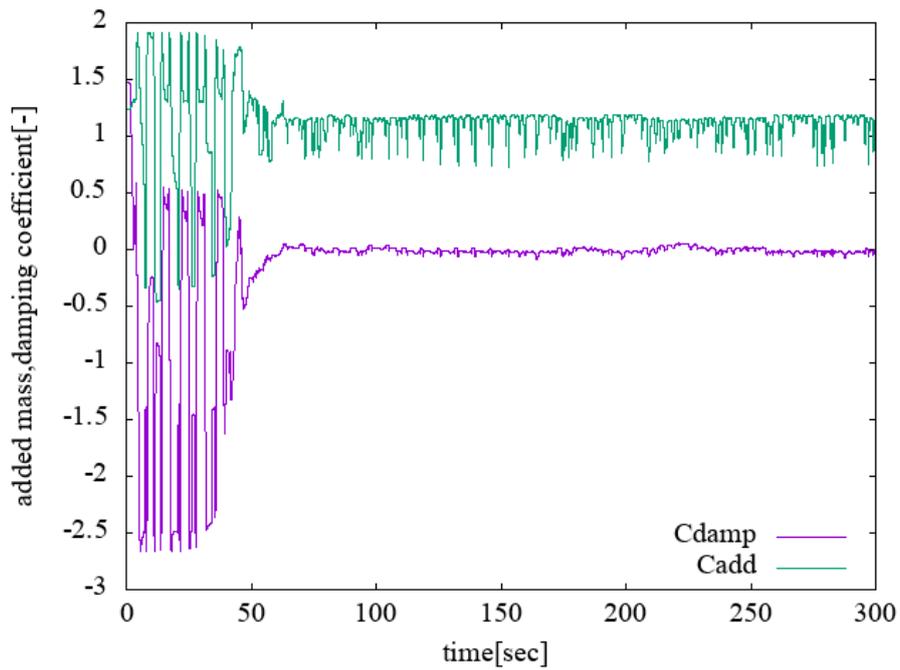


Figure 4-16 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 8.0$)

4-3 カラム間距離の異なる浮体の計算結果比較

4-3-1 最大振幅比較

強制加振曳航実験行われたカラム間距離が小さいケース ($S/D=2.0$) から作成された流体力関数を用いて、 V_r に対するカラム間距離が小さい複数カラム型浮体の最大振幅値を算出した。計算条件は Table4-2 と同じである。Figure4-17 に計算結果を示す。

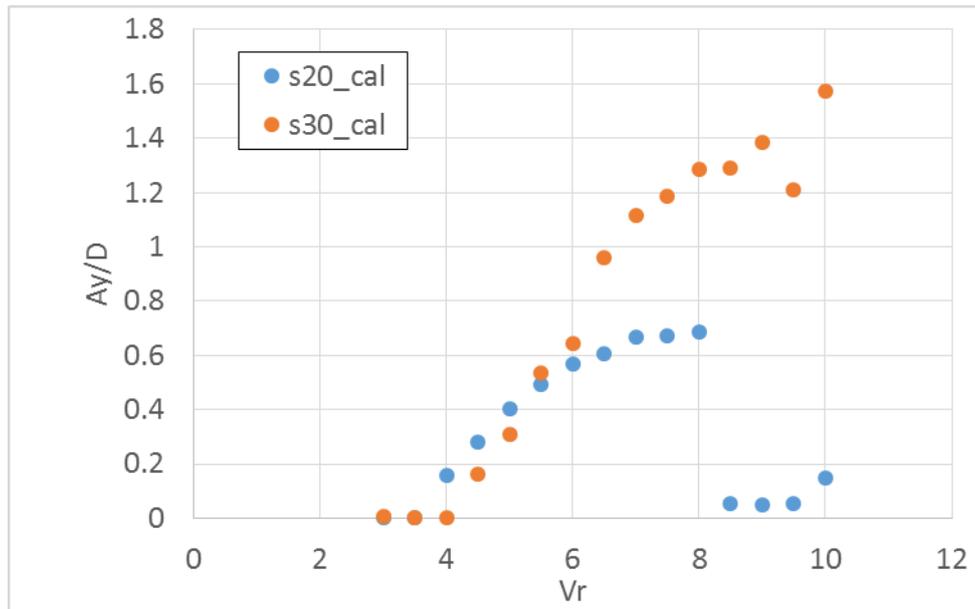


Figure 4-17 Comparison of nondimensional amplitudes

Figure4-17 の結果から、次の3点のことが分かる。

- $V_r < 7.0$ の範囲では、VIM 挙動予測モデルで計算された最大 VIM 振幅値は $S/D=3.0$ の結果とほぼ同程度の値をとっている。
- $7.0 < V_r < 8.0$ の範囲では、カラム間距離が大きい場合に比べ少し小さい振幅を示している。
- $8.0 < V_r$ の範囲では、VIM 挙動予測モデルで計算された最大 VIM 振幅値は $S/D=3.0$ の結果の 10% 以下の値を示している。

上記3点について、計算結果を確認する。

4-3-2 $V_r < 7.0$ での VIM 挙動予測結果($S/D=2.0$)

$V_r < 7.0$ では VIM 挙動予測モデルで計算された最大 VIM 振幅値は $S/D=3.0$ の結果とほぼ同程度の値をとっていた。この範囲の計算例として $V_r=5.5$ の変位、振動推定値、減衰力と復原力、流体力関数から得られた付加質量係数と無次元係数の時系列を Figure4-18~4-21 に示す。

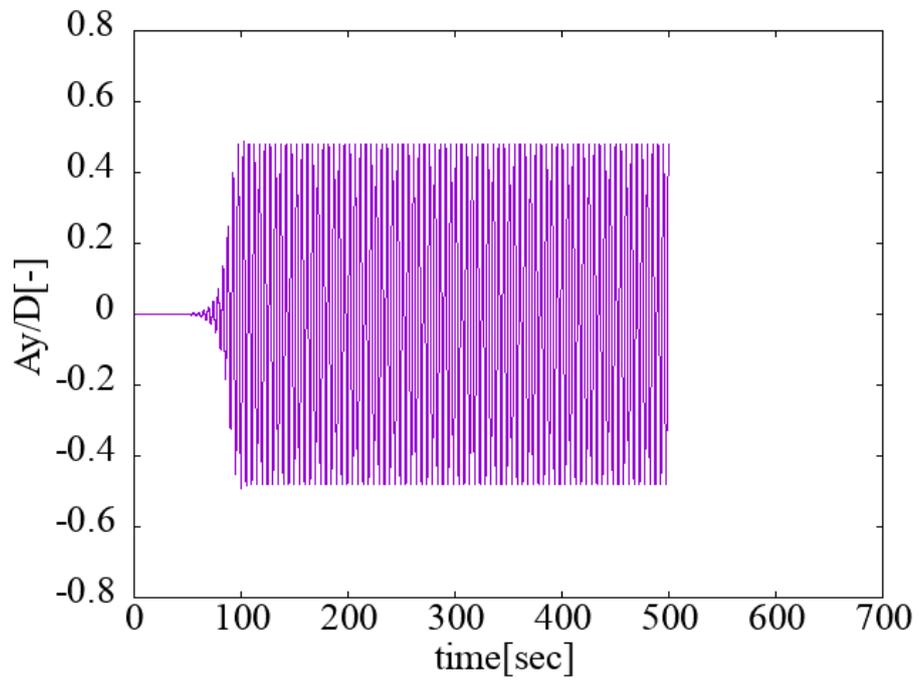


Figure 4-18 Time series of displacement ($V_r = 5.5$)

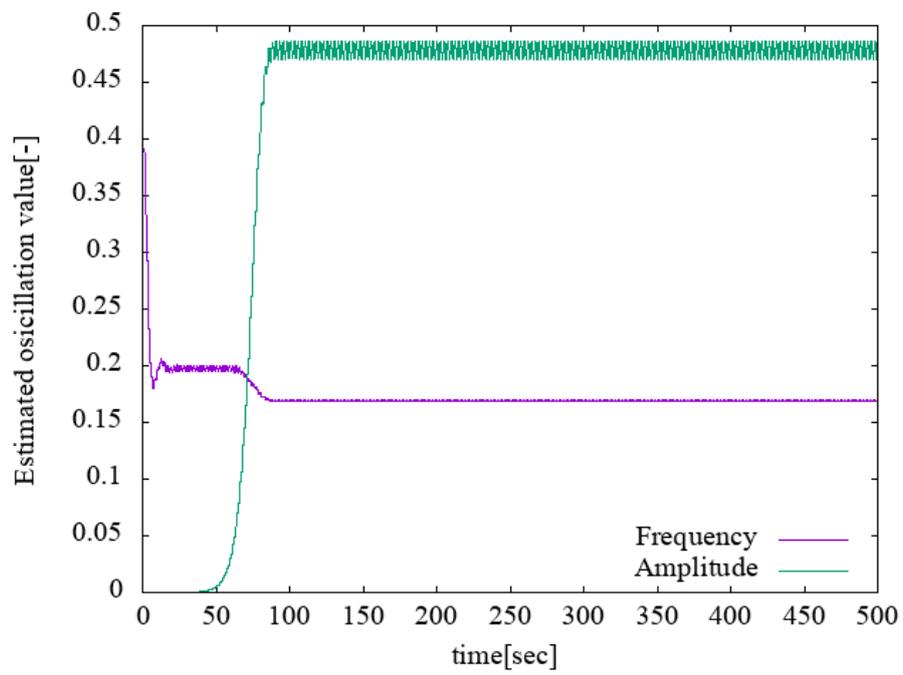


Figure 4-19 Time series of estimation oscillation ($V_r = 5.5$)

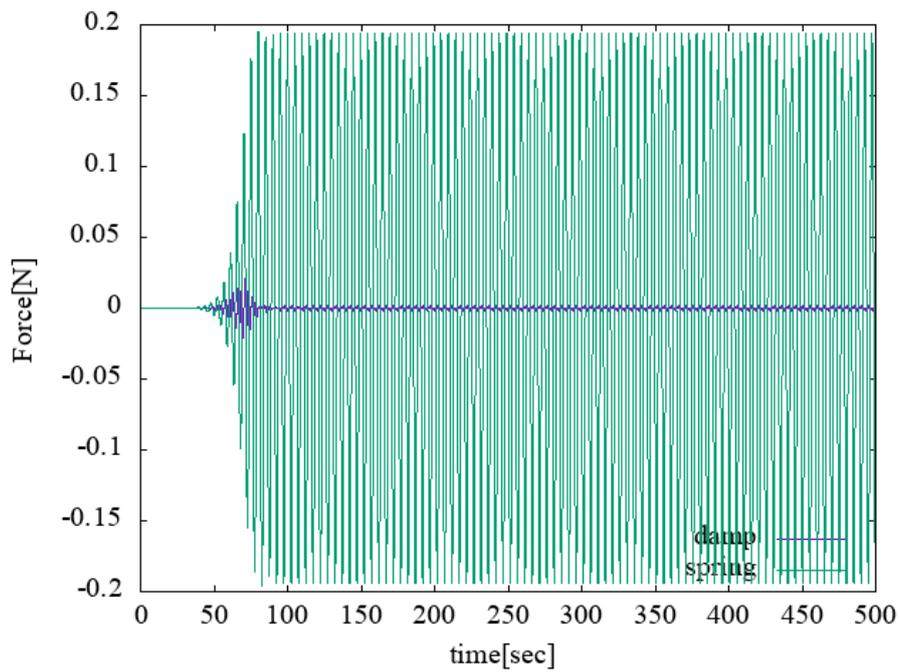


Figure 4-20 Time series of damping and spring force ($V_r = 5.5$)

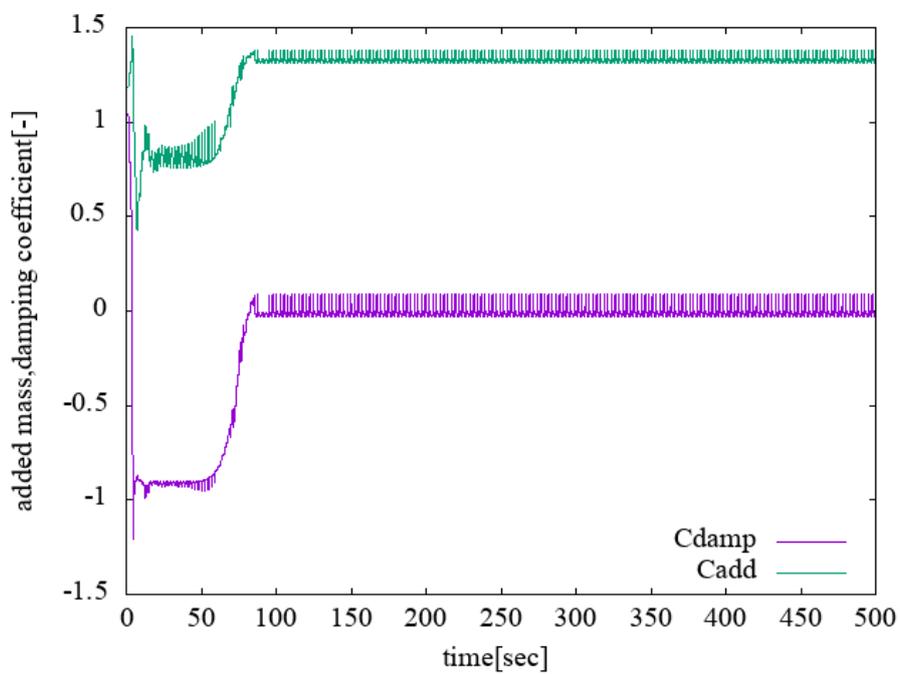


Figure 4-21 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 5.5$)

Figure4-18 から分かるように、振幅がある程度大きくなって振動が安定している。Figure4-20 から分かるように、起振力によって振幅がだんだん大きくなっているのが分かる。振動

は無次元周波数 $fD/U=0.17$ 付近で振動が安定している。

4-3-3 $7.0 < V_r < 8.0$ での VIM 挙動予測結果 ($S/D=2.0$)

$7.0 < V_r < 8.0$ では、カラム間距離の大きい実験の VIM 振幅より小さな値が算出された。この範囲の計算例として、 $V_r=7.5$ の変位、振動推定値、減衰力と復原力、流体力関数から得られた付加質量係数と無次元係数の時系列を Figure4-22~4-25 に示す。

Figure4-22 から、振動は振幅比およそ 0.6 程度で安定していることが分かる。Figure4-3 を見ると分かるように、 $S/D=3.0$ の計算結果では最大振幅は実験値より大きな値を示している。これは、カラム間距離が変わったことにより起振力がなくなる振幅が小さくなったと考えられる。藤原ら[14]の報告では、 $V_r=7$ 付近まではカラム間距離の小さい浮体モデルと大きい浮体モデルの VIM 振幅最大値は同じ値をとることもあるが、 V_r が 8 を超えるとカラム間距離の小さな浮体モデルはカラム間距離の大きい浮体モデルのおよそ 60% 程度の VIM 最大振幅値をとり、これはカラム間干渉の影響が強まるためだと述べている。本計算では 70% 程度の振幅となったが、同様の傾向を確認できた。Figure4-26 に $S/D=3$ と 2 の減衰係数のコンター図に振動の発達経路を示す。

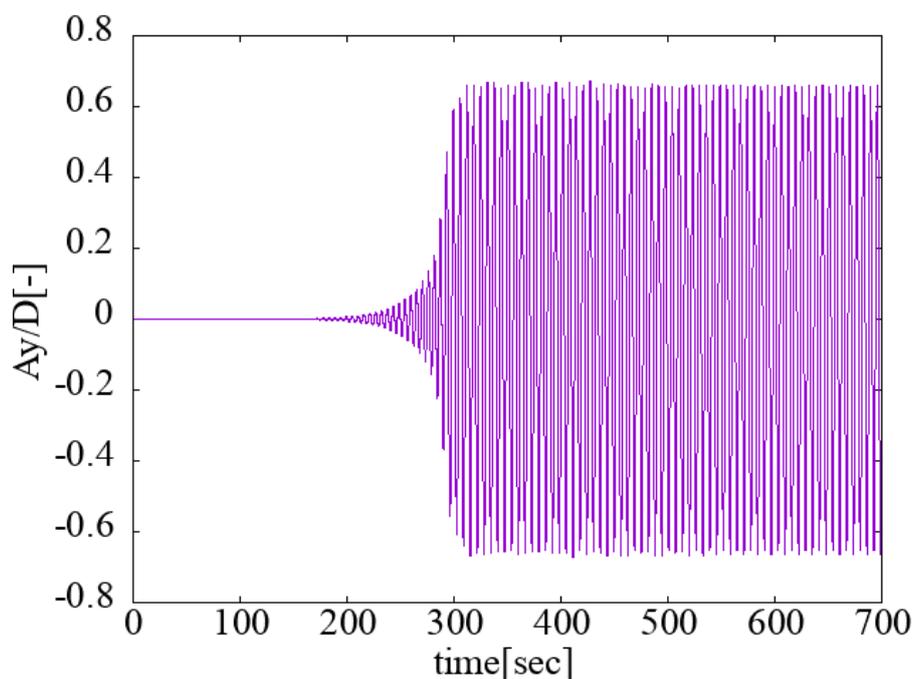


Figure 4-22 Time series of displacement ($V_r = 7.5$)

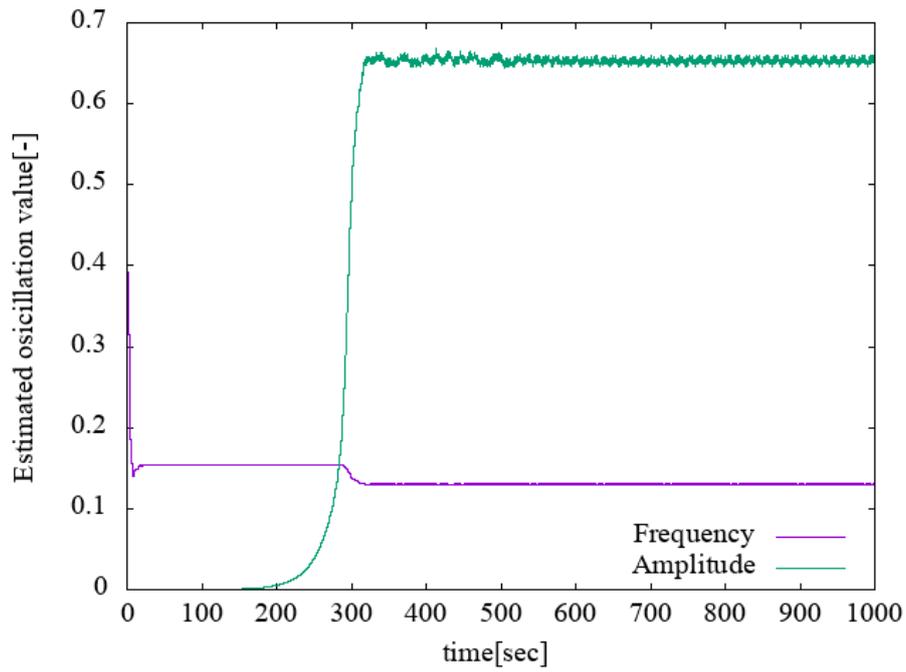


Figure 4-23 Time series of estimation oscillation ($V_r = 7.5$)

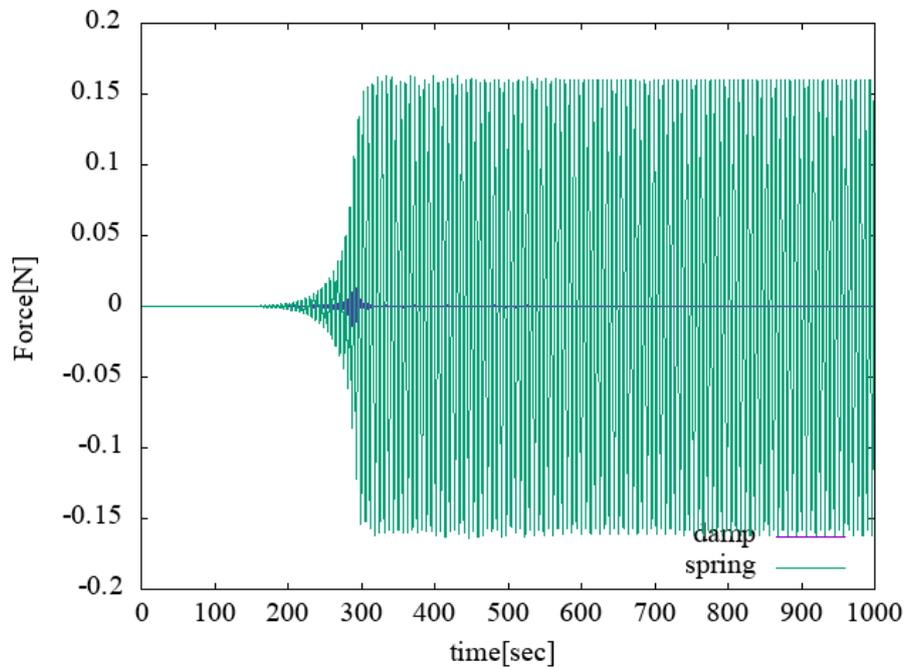


Figure 4-24 Time series of damping and spring force ($V_r = 7.5$)

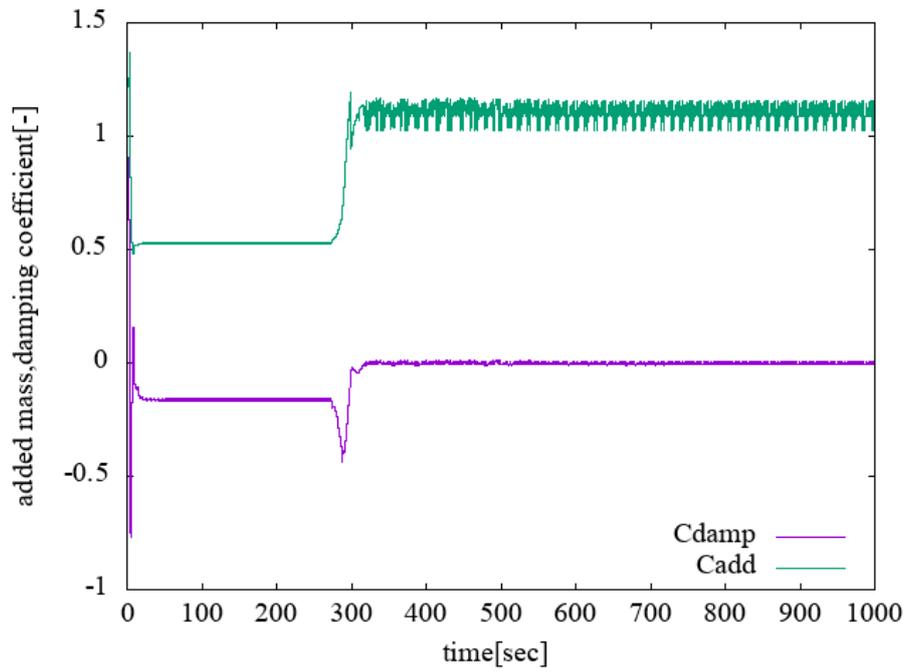


Figure 4-25 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 7.5$)

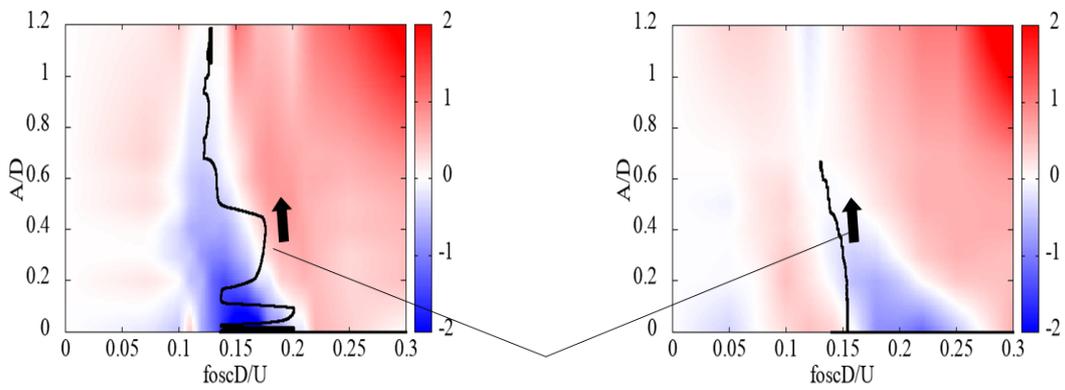


Figure 4-26 oscillation development (left: $S/D=3$, right: $S/D=2$)

4-3-4 7.0<Vr での VIM 挙動予測結果の考察(S/D=2.0)

7.0<Vr では VIM 挙動予測モデルで計算された最大 VIM 振幅値は S/D=3.0 の結果と比べ、かなり低い値を示した。この範囲の計算例として Vr=8.5 の変位、振動推定値、減衰力と復原力、流体力関数から得られた付加質量係数と無次元係数の時系列を Figure4-27~4-30 に示す。Figure4-27 から、振幅がほとんど発達していないことが分かる。このことから 7.0<Vr で浮体の固有周波数が渦放出周波数との共振を抜けた可能性が考えられる。しかし、Figure4-28 をみて分かるように、起振力がインパルス信号のように作用していることが分かる。これは、加振振幅が 0 に近いときに流体力関数から返される値であり、これらの範囲は実験で計測されていない。より詳細にこの結果を考察するには、実験でより小さい加振振幅のデータを収集する必要がある。

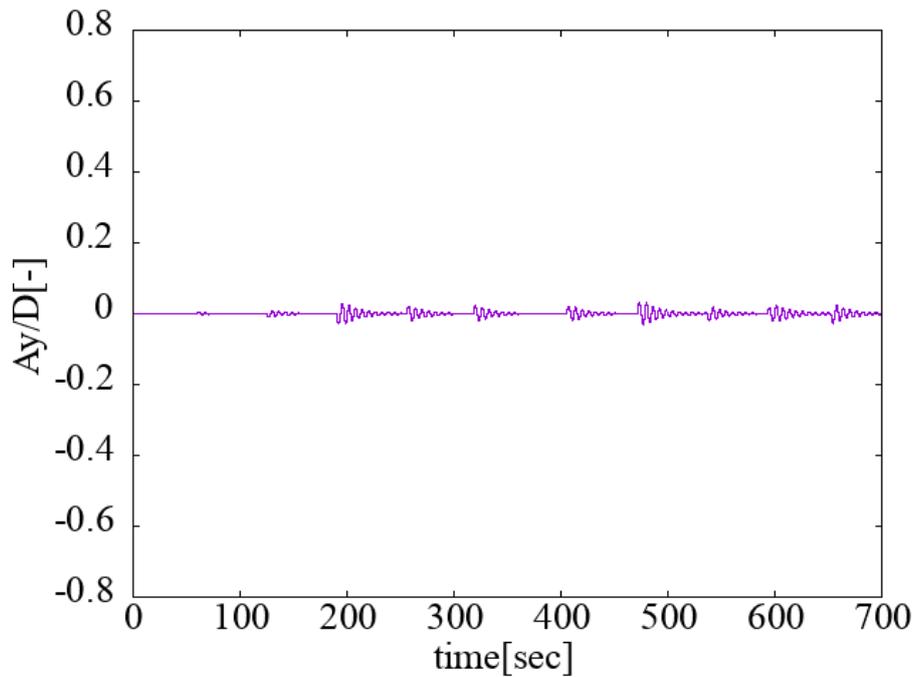


Figure 4-27 Time series of displacement (Vr = 8.5)

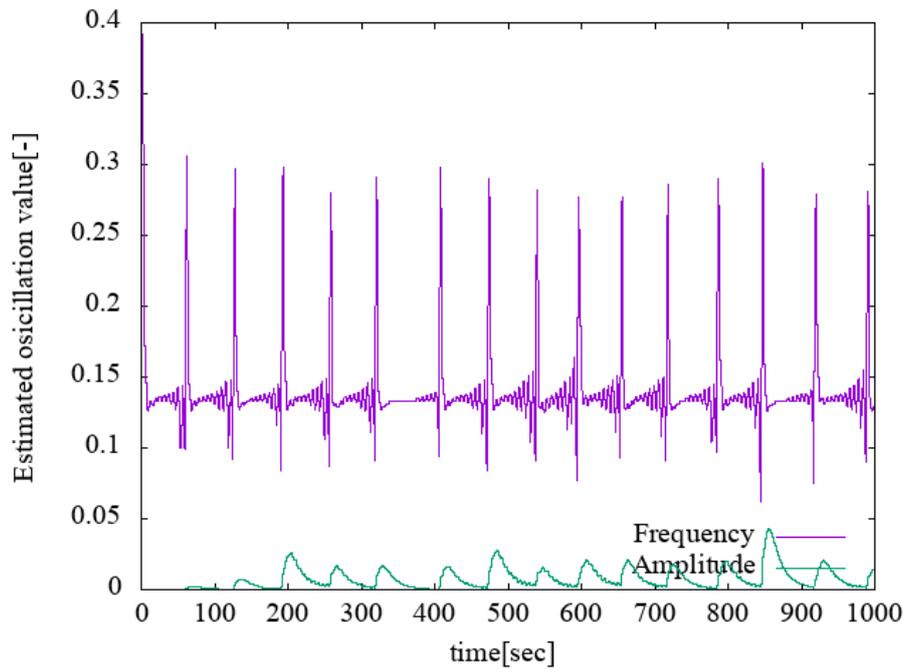


Figure 4-28 Time series of estimation oscillation ($V_r = 8.5$)

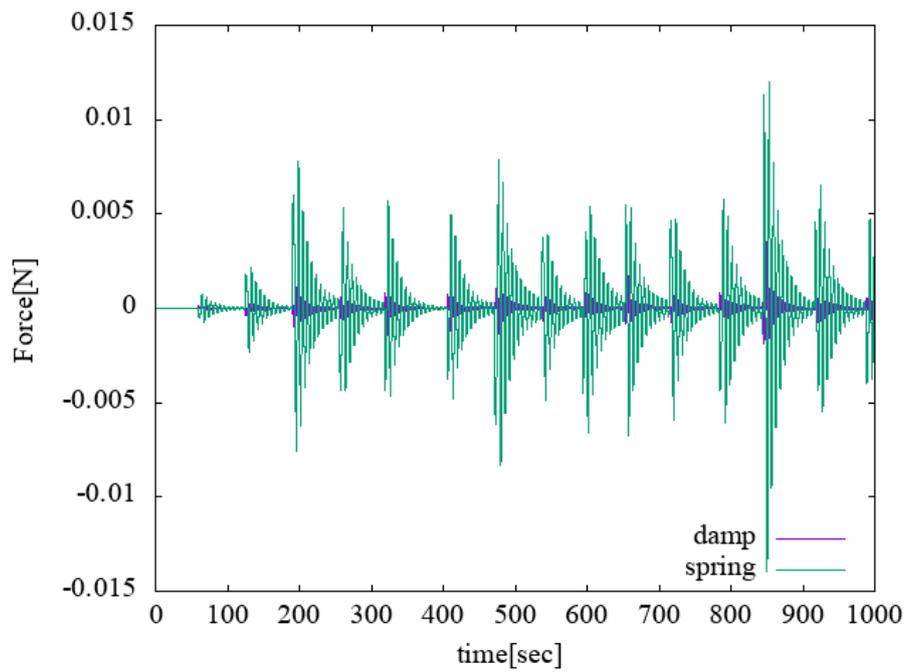


Figure 4-29 Time series of damping and spring force ($V_r = 8.5$)

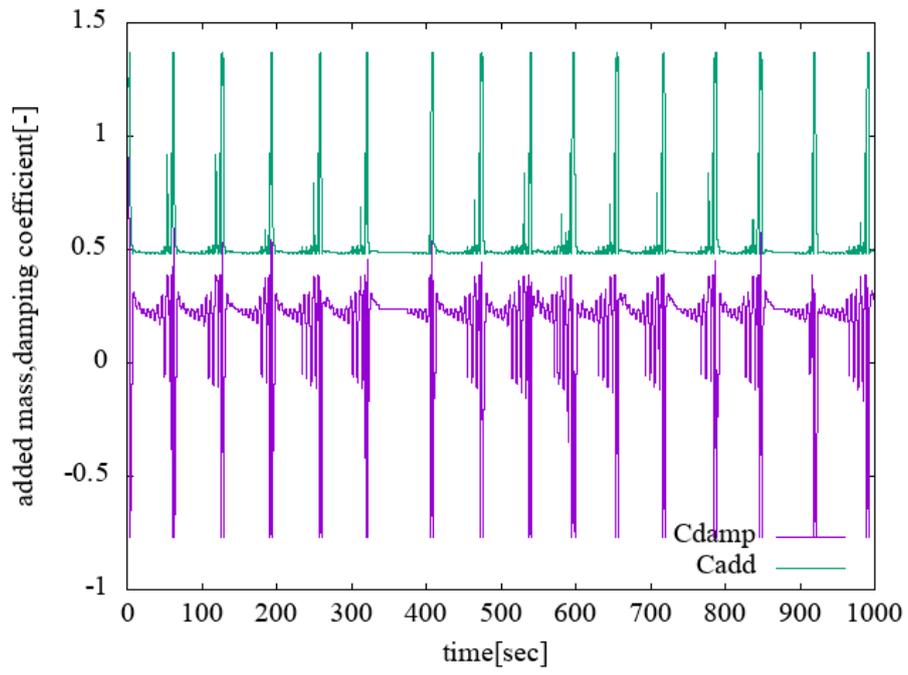


Figure 4-30 Time series of added mass and damping coefficient ($V_r = 8.5$)

4-4 まとめ

4 章では加振曳航実験で得られた流体力を用いて、VIM 挙動予測プログラムで算出した計算結果と先行研究の結果を比較した。結果について、まとめる。

- 変位や速度が 0 の状態から起振力により、振動が発達していく様子を捉えることができた。渦放出周波数と浮体の振動周波数が近いときに減衰力は負になっていることから、VIM 現象の再現が出来たと考えられる。
- S/D=3.0 における加振曳航実験で得られた流体力を用いて算出した VIM 振幅の最大値は Gonçalves[28]の結果と一致するときとしないときがあった。一致しないときの要因として、振動推定フィルターの推定値に変動が起こっているということと、外挿された流体力の正確さが挙げられる。
- 異なるカラム間距離のセミサブ型浮体の VIM 振幅予測では、 V_r がある程度の値を超すと、カラム間距離が小さい条件での計算は VIM 振幅が発達しないことが確認された。これは、カラム型浮体が VIM の起きる周波数範囲から抜けた可能性が考えられる。

VIM 挙動予測プログラムは、振動推定フィルターの精度や、計測していない点外の精度の悪さなど課題点はさまざま残したが、計測した範囲に関する最大振動予測が出来ているケースもあった。複数カラム型浮体における強制加振実験による揚力モデル法では、アスペクト比、レイノルズ数、カラム形状、カラム間距離、加振振幅など試すべきパラメータがたくさんあり、本研究ではその一部しか出来なかったが、パラメータを変えてより多くのデータを蓄積し、流体力関数の情報を充実させることでより精度の高い VIM 挙動予測モデルの開発につながると考えられる。

第5章. まとめと今後の課題

複数カラム型浮体を用いて強制加振曳航実験を行い、各カラムに作用する抗力と揚力を計測した。また、揚力を三角関数の直交性を利用し、加速度に比例する力と速度に比例する力に分けた。カラム間距離を変えることで各カラムに作用する力にも変化が現れることが分かった。具体的に以下の傾向が確認された。

- 無加振で曳航したとき、平均抗力係数は後方カラムより前方カラムの方が大きな値を示す。これは、後方カラムが主流より遅い流れを受けているからであると考えられる。
- 抗力と揚力の変動成分は後方カラムの方が大きな値を示した。これはカラム間距離が十分に大きくないために、前方カラムの境界層が後方カラムに再付着してしまうためだと考えられる。
- 加振しながら曳航したとき、抗力係数は加振振幅が大きくなるほど増加することが確認された。これは、カラムが振動することで後流の範囲を拡大させるからだと考えられる。
- 減衰力が負（起振力）となる値が確認された。渦放出周波数に近いことから、VIM現象を発達させる力だと考えられる。
- カラム間距離が小さいとき、減衰力が負になる周波数が前方と後方で異なることが確認された。これはYaw運動に繋がると考えられる。
- カラム間距離が小さいとき、加振周波数が小さい範囲における後方カラムの付加質量係数が正になることを確認した。カラム間干渉の影響が強まったためだと考えられる。

強制加振曳航実験を用いて得られた流体力関数を用いてVIMの過渡的な応答を予測するVIM挙動予測プログラムを作成し、先行研究と計算結果を比較した。本研究を通じて分かったことを以下にまとめる。

- 渦放出の影響で減衰力が負の値となり、起振力となって浮体の振動を発達させていく過渡的な応答を再現することができた。
- モデルを用いたVIM最大振幅と先行研究のVIM最大振幅では、一致するケースとしないケースが確認された。一致しなかった要因として、振動推定フィルターの精度と実験で計測していないデータを補間しており、その値の正確さなどが挙げられる。
- カラム間距離の小さな複数カラム型浮体のVIM予測では、ある程度の V_r を超えるとVIM振幅が小さくなるという傾向が確認できた。しかし、値には乖離があり、これは振動推定フィルターの精度向上をするなどしてより振幅推定の精度を挙げられると考える。

VIM挙動予測モデルは、アスペクト比やレイノルズ数など多くの実験条件で流体力関数

を求めていくことで、より一般的な VIM 挙動予測モデルになりえる。今回は時間の都合上、カラム間距離と加振振幅、加振周波数の 3 点のみを変数としてデータを収集した。より一般的な VIM 現象の知見を得るために、より多くのパラメータで実験することが必要であり、今後の課題と位置づける。

第6章. 参考文献

- [1] 経済産業省 資源エネルギー庁 “平成 28 年度エネルギーに関する年次報告（エネルギー白書 2017）第 2 章国際エネルギー動向”、<
http://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2017pdf/whitepaper2017pdf_2_2.pdf> 2017 年 12 月 3 日アクセス
- [2] 経済産業省 資源エネルギー庁 “平成 28 年度エネルギーに関する年次報告（エネルギー白書 2017）第 1 章国内エネルギー動向”、<
http://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2017pdf/whitepaper2017pdf_2_1.pdf>2017 年 12 月 3 日アクセス
- [3]スズカ電工株式会社 “「着床式」と「浮体式」2つの洋上風力発電”、
<<http://www.suzuka-denko.co.jp/windpower.html>> 2017 年 12 月 24 日アクセス
- [4] B. Motameni, “Two circular cylinders in turbulent cross flow”, 2011. Theses and Dissertations. Paper 201.
- [5] Schewe, B. G. (1983). 1983—On the force fluctuations acting on a circular cylinder in crossflow from subcritical up to transcritical Re.pdf, 133.
- [6] Takao Kawamura, Munehiko Hiwada, Toshiharu Hibino, Ikuo Mabuchi , Masaya Kumada, “Flow around a finite circular cylinder on a flat plate (Cylinder height greater than turbulent boundary layer thickness),” Bulletin of JSME, 1984.
- [7] H. Wang, Y.Zhou , J.Mi, “Effects of aspect ratio on the drag of a wall-mounted finite length cylinder in subcritical and critical regimes”, 2012.
- [8]D. Sumner, “Two circular cylinders in cross-flow: A review”, Journal of Fluids and Structures, 2010
- [9]D. Sumner, “Flow above the free end of a surface-mounted finite-height”, Journal of Fluids and Structures, 2013
- [10]福岡玄貴、“VIM 運動における自由表面及び端部の影響に関する実験的研究”、東京大学修士論文、2015
- [11]Rodolfo T. Goncalves, Andre L.C. Fajarra, Guilherme F. Rosetti, Andre M. Kogishi, Arjen Koop, “Experimental study of the column shape and the roughness effects on the vortex-induced motions of tdeep-draft semi-submersible platforms” , Ocean Engineering, 2018
- [12]橋浦穰、“複数カラム型浮体における渦励起運動に対する浮体形状の影響に関する研究”、東京大学修士論文、2016
- [13]藤原敏文、齋藤昌勝、前田克弥、佐藤宏、石田圭、大西世紀、加藤俊司、“VIM の現象解明と予測に関する研究”、海上技術安全研究所報告第 14 巻第 3 号（平成 26 年度）総合報告
- [14] 藤原敏文、二村正、下里耕平、et. al. “コラム間隔の異なるセミサブ浮体の VIM 試験

- と振幅評価”、日本船舶海洋工学会講演会論文集 (21)、647-650、2015-11
- [15]独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構、“NEDO 再生可能エネルギー技術白書 再生可能エネルギー普及拡大にむけて克服すべき課題と処方箋”、第2版
- [16]堺公明, 岩田耕司, 山口彰, 他: “高レイノルズ数領域における円柱の渦励振特性”日本機械学会論文集 (B 編) 65 巻 635 号 No.98-1892(1999-7)
- [17] J.R. Chaplin et al. “Blind predictions of laboratory measurements of vortex-induced vibrations of a tension riser” *J Fluid and Structures* 21 (2005) 25-40
- [18] 木村快輔、“実海域での振動を想定した水中線状構造物の VIV 挙動解析法の開発”、東京大学修士論文、2013
- [19] Williamson, C. H. K., & Govardhan, R. (2004). Vortex-Induced Vibrations. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 36(1), 413–455. <https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.36.050802.122128>
- [20] Gonçalves, R. T., Rosetti, G. F., Fajarra, A. L. C., & Nishimoto, K. (2012). Experimental Comparative Study on Vortex-Induced Motion (VIM) of a Monocolumn Platform. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 134(1), 11301. <https://doi.org/10.1115/1.4003494>
- [21] Zdravkovich, M. M. (1987). The Effects of Interference Between Circular Cylinders in Cross-Flow. *Journal of Fluids and Structures*, 1(2), 239–261. [https://doi.org/10.1016/S0889-9746\(87\)90355-0](https://doi.org/10.1016/S0889-9746(87)90355-0)
- [22] Zhou, Y., Yiu, M. W., (2006. Flow structure, momentum and heat transport in a two-tandem-cylinder wake. *Journal of Fluid Mechanics* 548, 17-48
- [23] Alam, M.M., Moriya, M., Takai, K., Sakamoto, H., 2003. Fluctuating fluid forces acting on two circular cylinders in a tandem arrangement at a subcritical Reynolds number. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 91 (2003) 139–154
- [24] Sarpkaya, T. (2004). A critical review of the intrinsic nature of vortex-induced vibrations. *Journal of Fluids and Structures*, 19(4), 389–447.
- [25]水元久夫、原平八郎、“FORTRAN による数値計算法入門”、近代科学社、1999
- [26] 手島[26]智博、“流体構造数値解析による曳航パイプの VIV に関する研究”、東京大学修士論文、2005
- [27]Julius S. Bendat, Allan G. Piersol: “RANDOM DATA: Analysis and Measurement Procedures, 4th edition”, 2010
- [28] Gonçalves, R., & Maria, C., Nicole, H., et al. (2017) Experimental flow-induced motions of array of floating cylinders with circular, square and diamond sections. 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering

第7章. 謝辞

本論文は多くの方々のご協力があり執筆することができました。ここに、感謝の意を述べさせていただきます。

指導教員である鈴木英之教授には、主体的に目的意識を持って研究に取り組む姿勢を学ばせていただきました。また、研究会では普段の指導に加え、地球ゴマを実演するなど難解な物事を分かりやすく指導していただきました。とても分かりやすい指導で楽しかったです。ありがとうございます。

もう一人の指導教員である平林紳一郎准教授には、最もお世話になりました。非常に物分りの悪い私に対し、理解出来るまでご指導して頂いたことは感謝してもしきれません。実験や解析など大変なことは多々ありましたが、平林准教授のご支援があったおかげで乗り越えられたと思っております。本当に平林准教授のもとで研究ができて良かったです。

Gonçaves 氏には、実験を全面的に協力してくれました。また、普段から先行研究の疑問点を議論してくれたり、息抜きに遊びに誘ってくれたり、日ごろから大変気にかけてくれました。私にとって非常に大きな存在でした。ありがとうございます。

また、船型試験水槽で実験を行うにあたり、技術職員の土屋さん、加藤さん、宮永さんには大変お世話になりました。カッターも使うことが出来なかった私が、皆様の支えがあり実験に用いたスペーサーをはじめ、実験装置が完成したときには目頭が熱くなりました。おかげで良い実験を行うことができました。本当にありがとうございます。

本研究室の特任研究員である矢後さん、NEDO プロジェクトメンバーの船井さん、大槻さんには実験期間中だけでなく実験準備から大変お世話になりました。私の作業場所を用意して頂いただけでなく、防寒着やヒーターを用意していただいたり、実験の手伝いをたくさんしていただいて、本当に頭があがりません。ありがとうございます。

副指導教員の林先生には、研究の考察や研究姿勢に関して非常に多くの助言をいただきました。特に、副査面談のときは毎回2時間以上も時間をかけていただきました。先生のご指摘は毎度厳しいものでしたが、研究を深く理解する上で大変助かりました。

また、海洋技術環境学専攻の同期には普段の生活で大変お世話になりました。この2年という大学院生活が楽しかったのは間違いなく、みなさんと過ごした時間のおかげです。本当にこの専攻で最後の学生生活を送ることができて良かったです。ありがとう。

本研究室の後輩である、坂田君、徐君、高瀬君、牧村君には実験を手伝ってもらったり、晩御飯を用意してもらったりと大変お世話になりました。これからの1年は就職活動や研究など忙しいものになると思いますが、身体に気をつけて乗り切ってください。

最後に、大学生活6年間を離れた地から支えていただいた家族に心より感謝を申し上げます。