

大水深ライザー掘削の安全性評価に関する研究

國分健太郎*、高橋一比古*、難波 康広**、二村 正*
金田 成雄*、黒田 貴子***、星野 邦弘*、前田 克弥*
原 正一*、宇都正太郎*、宮崎 剛**、尾崎 雅彦****

Study on Safety Evaluation of Deep-Sea Riser Drilling

by

Kentaroh KOKUBUN, Ichihiko TAKAHASHI, Yasuhiro NAMBA
Tadashi NIMURA, Shigeo KANADA, Takako KURODA
Kunihiro HOSHINO, Katsuya MAEDA, Shoichi HARA
Shotaro UTO, Tsuyoshi MIYAZAKI and Masahiko OZAKI

Abstract

National Maritime Research Institute of Japan and Japan Agency for Marine-Earth Science and Technology concluded MOU for promoting the R&D of ocean science and engineering in 2006. Two organizations conducted the cooperative research on safety evaluation of deep-water drilling by D/V CHIKYU from 2007 to 2008. This report describes the results of the following two topics, i.e. fatigue analysis of drill pipe and structural response of a hung-off riser.

In the drilling operation, various loads influencing the fatigue life are exerted on drill-pipe string. In the present study, we evaluated the fatigue damage of drill pipe under the influence of vortex-induced vibration (VIV) and rotation under stretch bending. We also conducted the tensile and fatigue tests using specimen of the actual drill-pipe material of D/V CHIKYU to obtain the database for fatigue damage evaluation.

A structural response of a hung-off riser is one of critical issues to develop riser systems for ultra-deepwater. One of the key issues is the interaction between a hung-off rigid riser and its internal fluid. Top forced oscillation tests of long vertical pipe were carried out in the deep-sea basin and the theoretical model and simulation program were developed for expressing a structural response of hung-off riser.

* 海上技術安全研究所 ** 海洋研究開発機構 *** 海上保安庁 **** 東京大学
原稿受付 平成22年4月13日
審査済 平成22年5月31日

目 次

1. まえがき	64
2. ドリルパイプの疲労被害度予測手法の構築	64
2. 1 引張り・曲げ状態における回転による疲労被害度予測	65
2. 1. 1 概要	65
2. 1. 2 実施内容	65
2. 2 VIV による疲労被害度予測	68
2. 2. 1 概要	68
2. 2. 2 検討項目	68
2. 2. 3 疲労被害度評価	69
2. 2. 4 断面寸法の影響	71
2. 2. 5 梁の振動理論との比較検討	72
2. 3 2章のまとめ	73
3. ハングオフ時の挙動解析手法の構築	73
3. 1 数値シミュレーション手法の計画	74
3. 2 数値シミュレーターの構築及びシミュレーション結果	74
3. 2. 1 運動方程式	74
3. 2. 2 平衡状態	75
3. 2. 3 固有周期	75
3. 2. 4 シミュレーターのチェック	76
3. 2. 5 実験結果との比較	76
3. 2. 6 実機レベル数値計算例	77
3. 2. 7 3. 2 節のまとめ	81
3. 3 水槽実験	81
3. 3. 1 概要	81
3. 3. 2 供試模型	81
3. 3. 3 強制動揺試験概要	82
3. 3. 4 運動方程式	83
3. 3. 5 実験結果と考察	83
3. 3. 6 3. 3 節のまとめ	90
3. 4 数値シミュレーション結果の検証	90
3. 4. 1 計算結果の検証	90
3. 4. 2 「ちきゅう」実海域計測データによる検証	91
3. 4. 3 3. 4 節のまとめ	91
3. 5 3章のまとめ	91
4. 結言	92
謝辞	92

1. まえがき

平成 18 年 3 月 28 日に閣議決定された第 3 期科学技術基本計画では、地球深部探査船「ちきゅう」による世界最高の深海底ライザー掘削技術の開発を含む「次世代海洋探査技術」が国家基幹技術として位置づけられ、より広い海域でより深く掘る

ために、「大深度掘削技術の開発」、「大水深ライザー掘削技術の開発」等が課題として挙げられた。また、南海トラフでの掘削を含む「ちきゅう」の運用においては、潮流の速い海域における掘削の必要性も想定されており、強潮流によってドリルパイプの振動や曲げが増大した状態での掘削に伴うドリルパイプの疲労の問題に対する安全性評価手法の開発は必須である。

一方、海洋研究開発分野での技術開発を包括的に連携して推進していくため、平成 18 年 6 月 30 日、独立行政法人海上技術安全研究所（以下、海上技術安全研究所）と独立行政法人海洋研究開発機構（以下、海洋研究開発機構）との間の海洋研究開発分野における包括的連携推進のための基本協定が締結され、組織的交流や研究資源の有効活用、成果の相互利用等を図ることが合意された。

こうした背景のもと、海上技術安全研究所と海洋研究開発機構との共同研究「大水深ライザー掘削の安全性評価に関する研究」が平成 19 年度から 2 カ年計画で実施された。研究項目は以下の 2 項目である。

①ドリルパイプの疲労被害度予測手法の構築

今後のライザー掘削計画への適用や、ドリルパイプの疲労寿命管理への活用を念頭に、強潮流下での掘削や、現状の「ちきゅう」の能力を超えた大水深・大深度での掘削を対象として、「ちきゅう」設計時よりも精度を上げたドリルパイプの疲労被害度予測手法を開発する。

②ハングオフ時の挙動解析手法の構築

大水深ライザーの設計上の重要な荷重要因である、ハングオフ状態における、掘削船の上下揺れにもとづく変動張力を精度良く推定するため、4000m 超ライザーへの適用を念頭に、ハングオフ時の縦振動挙動の解析手法の構築を行う。

なお本共同研究は、海上技術安全研究所においては先導研究「大水深掘削の安全性評価手法に関する研究」の一環として実施された。

2. ドリルパイプの疲労被害度予測手法の構築

稼働中のドリルパイプには、船体運動や潮流等により様々な種類の繰り返し荷重が重畳して作用するため、ドリルパイプの疲労被害度を精度良く推定するためには、まず個々の荷重による疲労被害度を的確に予測する手法を確立する必要がある。

本研究では、それらのうち引張り・曲げ状態における回転による疲労と、強潮流下における VIV による疲労に焦点を絞り、「ちきゅう」設計時より

も精度の高い疲労被害度予測手法の構築を試みた。

2. 1 引張り・曲げ状態における回転による疲労被害度予測

2. 1. 1 概要

本節では、疲労被害度予測の中で、掘削中にドリルパイプに作用する外力として引張りならびに曲げに着目した疲労被害度予測手法を提示する。回転するドリルパイプは、曲げの大きな箇所では疲労が生じやすく、ドリルパイプの疲労寿命管理には使用箇所や稼動時の外力条件に応じた疲労被害度の精度の良い推定手法が必要である。そこで、検討すべき条件の抽出を行い、引張りならびに曲げ回転を考慮した疲労評価を行うために必要な引張試験・疲労試験および数値解析によるデータの蓄積を行った。蓄積したデータに基づき、引張りならびに曲げが作用した状態で回転するドリルパイプに関する疲労被害度について評価手法をまとめた。

2. 1. 2 実施内容

(1) 疲労被害度算定の流れ

掘削時、ドリルパイプは引張り荷重ならびに曲げ荷重が作用した状態で回転をすることになる。疲労被害度を精度よく予測するためには、以下の各荷重についての検討が必要となる。

- ①ドリルパイプ自重に起因する定常引張り荷重
- ②船体運動（Heave）に起因する変動引張り荷重
- ③船体運動（Roll ならびに Pitch）に起因する曲げ荷重
- ④船体運動（Surge ならびに Sway）に起因するドリルパイプの変形により生じる引張りならびに曲げ荷重
- ⑤潮流に起因するドリルパイプの変形により生じる引張りならびに曲げ荷重

実際には、これら①から⑤の荷重については、複合した形でドリルパイプ各部に作用することになる。したがって疲労被害度を予測する場合、これらの荷重を精度良く見積もることはもちろんのこと、疲労被害度算定の際に決定的な要因となる荷重状態を如何に適切に設定するかが重要となる。そこで本項においては、疲労被害度を算定するため、Fig. 2.1 に示すようなフローを策定した。

引張りならびに曲げが作用した状態での回転による疲労被害度の推定を考えた場合、Fig. 2.1 に示すフローの中の一点鎖線で囲まれた部分に関してどれだけ合理的な取扱を行うかが課題となる。

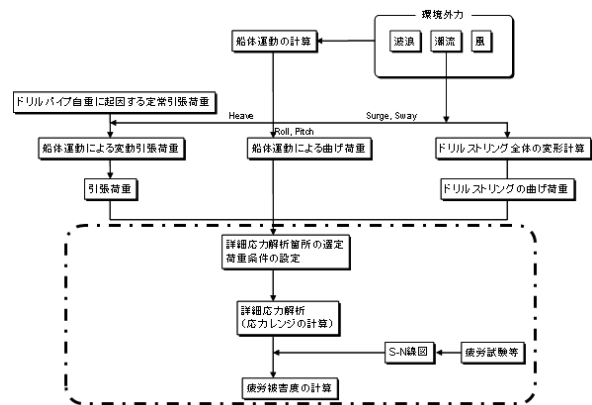


Fig. 2.1 Flowchart of fatigue damage evaluation

なお、一点鎖線より上の部分については、検討する状況設定ならびに推定に取り込む範囲で大きく変化することになるが、本項では荷重状態の設定という観点から、最終的に引張り荷重ならびに曲げ角度で代表させることとした。

(2) 強度試験の実施

(a) 引張試験

疲労被害度算定においては修正 Goodman 線図による補正法が一般的だが、補正の際に引張り強度ではなく、真破断応力を用いると過安全にならずに実際のデータに良く合致する傾向があることが知られている¹⁾。

そこで合理的な補正を行うためにドリルパイプ実管から得られたサンプルを用いた引張試験を実施し、真破断応力の値として Fig. 2.2、Fig. 2.3 に示す結果を得た。

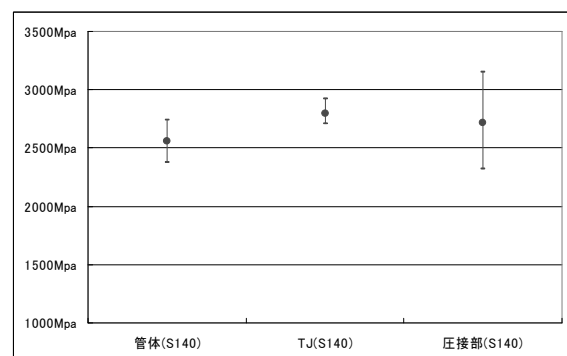


Fig. 2.2 Measurement results of true fracture stresses for the S140 drilling pipe (TJ: Tool Joint)

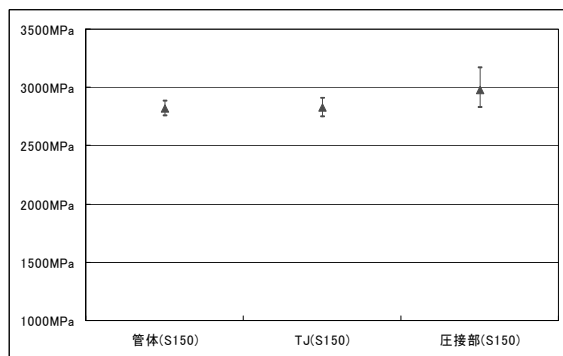


Fig. 2.3 Measurement results of true fracture stresses for the S150 drilling pipe (TJ: Tool Joint)

(b) 疲労試験

ドリルパイプは、パイプ自重などに起因する引張り側の平均応力が作用した状態で使用されるため、疲労評価に当っては平均応力の影響を合理的に取り入れることが重要である。そこで、実管から試験片を採取し平均応力を作用させた状態での疲労試験を実施し、平均応力が作用した状態での変動応力と疲労寿命（限界繰返し回数）の関係を表す $S-N$ 関係を取得することとした。試験片は現在「ちきゅう」で実用に供されている物と同じ S140 グレードならびに S150 グレードのドリルパイプから採取した。試験片形状は Fig. 2.4 に示す通りである。

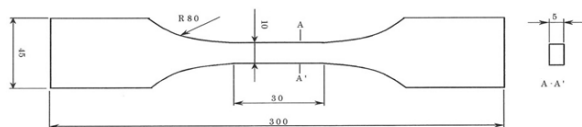


Fig. 2.4 Specimen design for tensile test

作用させる平均応力は、各々のグレードの SMYS (Specified Minimum Yield Strength) を基準に 50%, 65%, 80% とした。SMYS は S140 グレードの場合 965 MPa、S150 グレードの場合 1033 MPa である。なお、実際のドリルパイプの使用を想定した場合、ドリルパイプ編成計画時は動的荷重等を含めて 90% SMYS 程度を上限に許容耐力が設定されることが考えられる。

疲労試験の結果得られた $S-N$ 関係を Fig. 2.5、Fig. 2.6 に示す。

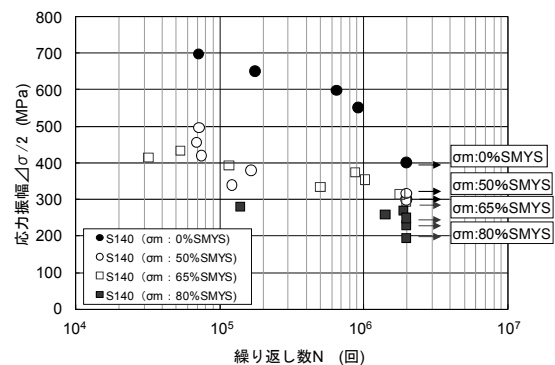


Fig. 2.5 $S-N$ relations under various mean stresses for the S140 drilling pipe

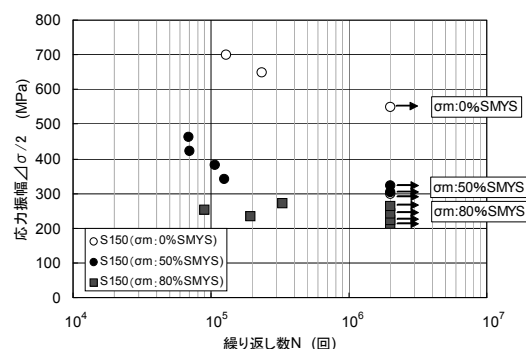


Fig. 2.6 $S-N$ relations under various mean stresses for the S150 drilling pipe

平均応力の影響を補正する手法として修正 Goodman 線図による補正が広く用いられているが、今回得られた結果を、修正 Goodman 線図の考え方に基づいて平均応力を考慮した応力振幅に換算した形で整理すると、Fig. 2.7、2.8 のようになる。なお、補正は引張り強度に基づく補正としている。

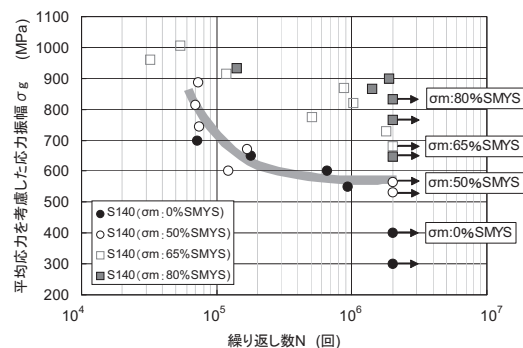


Fig. 2.7 $S-N$ relations considering mean stresses for the S140 drilling pipe

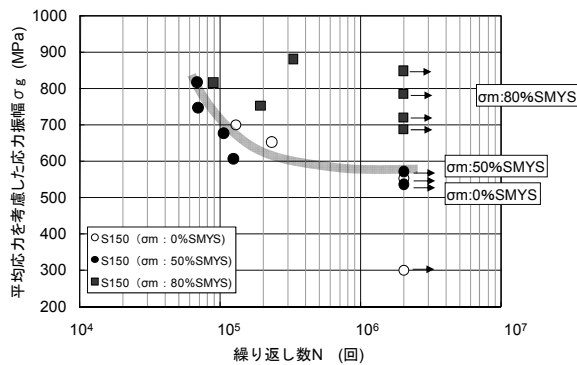


Fig. 2.8 S - N relations considering mean stresses for the S150 drilling pipe

S140 ドリルパイプならびに S150 ドリルパイプとも、平均応力 50% SMYS では修正 Goodman 線図に基づく換算値が 0% SMYS の結果にほぼ載ることから、修正 Goodman 線図による補正の範囲にあることがわかる。それに対して平均応力 65% SMYS からは換算後の値が 0% SMYS の結果からは大きく外れる結果となった。これは今回の引張り強度に基づく修正 Goodman 線図による補正が過安全側の補正になっていることを意味している。平均応力 65% SMYS 以上の試験結果から、引張り強度に基づく修正 Goodman 補正が過安全側となっていることが確認されたので、前述したように、大きな平均応力が作用している状況では、引張り強度に代えて真破断応力を補正に用いる手法¹⁾の妥当性が示唆される。

(3) 応力振幅の算定

実際のドリルパイプの使用状態は掘削作業の進展に伴い千差万別であり、使用状態に応じた引張りおよび曲げを伴う回転による応力振幅を算定する必要がある。応力振幅の算定は、ねじ部を含む継手の形状までを取り込み、有限変形を考慮した弾塑性 FE 解析によって行うこととする。

以下、解析事例に基づいて述べる。Fig. 2.9 に示すように継手を含めた管体部をモデル化し解析を実施した。

なお、解析に際しては継手のねじ部の詳細形状も取り込んだ形で実施した。

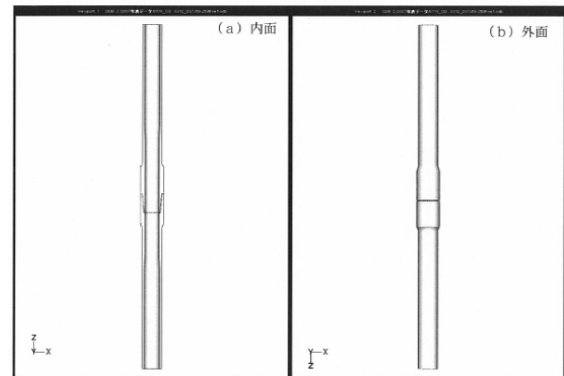


Fig. 2.9 FE model of drilling pipe

引張りおよび曲げが作用した状態で回転をした場合の応力振幅を計算するためには、Fig. 2.10 に示す負荷サイクルで計算を実施することとなる。実際の締め付けの状態を再現するため、締め付けから開始し、軸荷重を作用させ、順曲げ、同除荷、逆曲げ、同除荷、再順曲げにいたるサイクルで応力状態を計算し、応力振幅を算定することとなる。

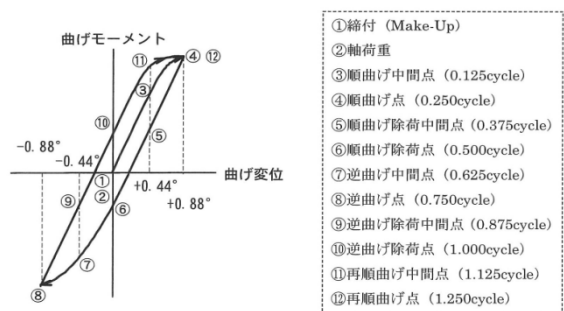


Fig. 2.10 Loading cycle for FE analysis

応力はモデル上各要素について計算されるため、高い応力が発生する点を抽出し応力振幅を得ることになる。

上述した手法を用いて、ライザー掘削を想定した場合について仮想事例検討を行った。想定は S150 グレードのドリルパイプ（想定外径 5-7/8 inch）が、ライザー管上部フレックスジョイントが 2 度曲がった状態でライザー管内で回転した場合である。Fig. 2.11 に解析想定モデルを示す。応力解析結果から、Fig. 2.12 に示す各点を抽出し、各点の応力振幅を計算した。なお引張り荷重は 3 ケースを想定した。今回の事例において大きな応力振幅が生じたねじ部の応力変化について Fig. 2.13 に示す。

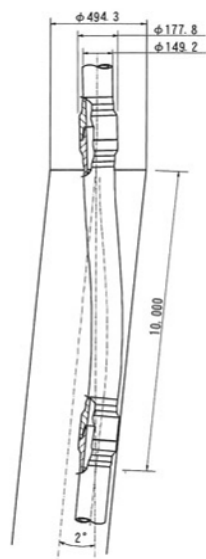


Fig. 2.11 Analysis model

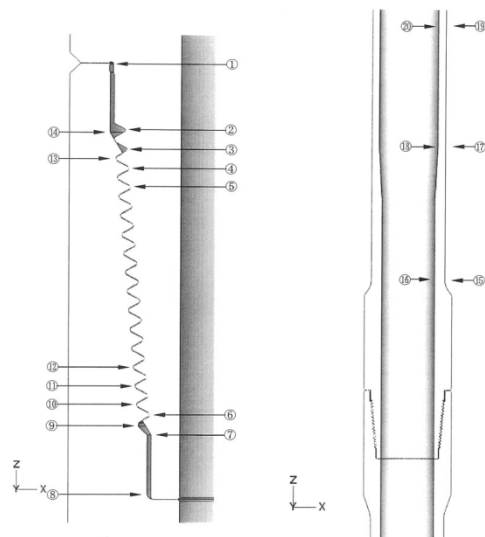


Fig. 2.12 Analysis model

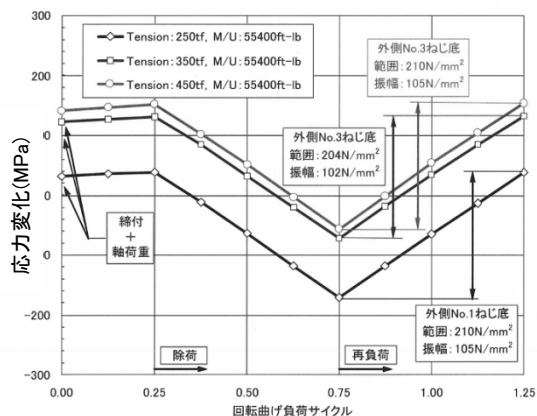


Fig. 2.13 Calculated stress cycle

(4) 疲労被害度の評価

応力振幅が計算された後は、前述の(1)項や(2)項で述べたように作用する平均応力等を勘案した上で適当な $S-N$ 曲線を選定し、それを用いて疲労被害度を評価することとなる。前項の事例の場合、継手部に応力振幅が大きな部分が認められたため、API RP7G の設計疲労評価曲線に基づいて評価を実施したところ、今回の事例では得られた応力振幅は与えられた設計評価曲線に比べて十分低い値となっていた。今回は事例検討に留まっているが、今後計算事例を増やし結果を蓄積することによって、引張り荷重ならびに曲げ角度をパラメータとした疲労被害度評価表の構築につながるものと考えている。

2. 2 VIV による疲労被害度予測

2. 2. 1 概要

2008 年に地球深部探査船「ちきゅう」を用いて実施された南海掘削は、黒潮流域での掘削であったため、ドリルパイプに顕著な VIV (Vortex Induced Vibration) が見られた。VIV による外力は短い周期で長時間に亘りドリルパイプに作用するため、ドリルパイプの疲労への影響の把握が重要な課題になると思われる。比較的短いドリルパイプやライザーの VIV は変形が下まで伝達する可能性があり、そのときは張力の小さな下端部の方が疲労強度的に厳しいのに対し、「ちきゅう」で用いられるような大水深ドリルパイプでは、実観測結果等から見ても下端部では減衰のため応答が小さくなり、疲労強度上最もクリティカルな場所は上端部となる。そこで、本節では大水深ドリルパイプ上端部の VIV による疲労被害度を簡易的に評価する方法を提示する。

まず VIV 共振振幅の算定法、 $S-N$ 曲線を選定、平均応力補正法、疲労被害度の算定法等について検討した後、様々な水深・掘削深度・潮流速度について FEM によるモード解析を実施した。さらに、梁の振動理論による解析結果との比較を行い、 $\Delta\sigma_n - f$ 関係を決定する主要要因について検討した。

2. 2. 2 検討項目

まず、ドリルパイプの疲労被害度を評価するに際して重要と思われる諸項目につき検討を加えた結果について以下に述べる。

(1) ドリルパイプの VIV 振動振幅

本項では、ロックイン状態におけるドリルパイプの VIV 振動振幅を推定する方法について述べる。DNV-OS-F201 DYNAMIC RISERS には、次式で表される Sarpkaya の式が引用されている²⁾。

$$(A/D)_{\max}=1.29\gamma \cdot (0.06+\Delta_r^2)^{-1/2} \quad (2.1)$$

但し、 A は振動振幅、 D はパイプ外径、 Δ_r は換算減衰率(Reduced damping)である。

通常の構造物における構造減衰は概ね1~2%とされるが³⁾、大水深ライザーではこれよりも小さくなると推察されるため、本研究では構造減衰を0.5%と仮定した。この値と「ちきゅう」で用いられるS150材ドリルパイプの諸元を式(2.1)に代入したところ、ロックイン状態における最大振動振幅比 $(A/D)_{\max}$ の値は1.26と推定された。

(2) S-N 曲線の選定

疲労被害度算定用の $S-N$ 曲線としては、DNV-RP-C203 FATIGUE DESIGN OF OFF-SHORE STEEL STRUCTURES (AUGUST 2005) より、引張強度 500MPa 以上の高張力鋼を対象とした $S-N$ 曲線を使用する。

$$\log N = \log a - m \log \Delta \sigma$$

$$(\log a = 17.446, \quad m = 4.7) \quad (2.2)$$

原典では疲労限を設け、 $N=2 \times 10^6$ 以上($\Delta \sigma=235\text{MPa}$ 以下)で直線を水平に折り曲げているが、本研究では安全側評価としてそのままの傾きで延長して使用することとした。

(3) 平均応力補正法

2.1.2 項でも述べたが、ドリルパイプの上端部近傍には、パイプ全長分の自重が大きな張力として作用するため、疲労評価に当たっては引張平均応力の影響を考慮しなければならない。平均応力補正の方法としては、修正 Goodman 線図による補正法が一般的だが、修正 Goodman 補正(式(2.3))で引張強度 σ_u を用いると過安全になる場合が多く、Fig. 2.8 でも同様の傾向が見られた。

$$\Delta \sigma_{\text{mod}} = \Delta \sigma / (1 - \sigma_m / \sigma_u) \quad (2.3)$$

引張強度 σ_u ではなく、真破断応力 σ_T を用いると実際のデータに良く合致するという報告がある¹⁾。

$$\Delta \sigma_{\text{mod}} = \Delta \sigma / (1 - \sigma_m / \sigma_T) \quad (2.4)$$

そこで、本研究では式(2.4)を用いて平均応力補正を行う。S150 管材の σ_T に関しては、Fig. 2.3 に示す実データを取得済みなので、これを用いた。

2.2.3 疲労被害度評価

事前に行った FEM による試解析の結果から、大水深ドリルパイプでは、構造減衰と流体減衰を合わ

せた減衰定数が2%程度あれば、海底端やその直上の深い領域における振動は無視できる程度にまで抑制されることが判明しており、疲労照査の対象は上端部およびその近傍に限定され则认为られる。上端部近傍の VIV 挙動に関しては、実際の掘削時に撮影された画像を解析した結果から、ストローハル数で決まる周波数が卓越することが示された。そこで本研究では、主として上端部およびその近傍を対象に疲労照査を行った。

(1) 疲労被害度評価手法

2.2.2 項で検討した諸項目を前提として、簡易的な手法による S150 材ドリルパイプの疲労被害度評価を試みた。具体的には、実機ドリルパイプの諸元を用いて水深および掘削深度をパラメータとしたモード解析を行い、ドリルストリング上端固定部の応力レンジに平均応力補正を施した後、一定時間当たりの疲労被害度を評価した。モード解析および疲労評価に用いた条件は以下の通りである。

- ・解析コード：MSC MARC (2008 r1)
- ・有限要素：3次元弾性梁要素、要素長 1 m (固定端近傍は 0.1 m)
- ・境界条件：上端固定、抗口は上下方向変位以外固定
- ・水深：1000 m, 2000 m, 3000 m, 4000 m の 4 通り
- ・掘削深度：各水深につき 0 m, 2000 m, 4000 m の 3 通り
- ・振動数：各水深・掘削深度につき 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 Hz の 5 通り(ストローハル数を 0.2 とおくと、潮流速度 0.68~3.39 knots に相当)
- ・最大振動振幅比： $(A/D)_{\max}=1.26$
- ・ $S-N$ 曲線：式(2.2)
- ・応力集中係数：現時点では不明のため、1.0 とした。
- ・平均応力補正：式(2.4)で表される修正 Goodman 補正。真破断応力は、S150 管材の引張試験データ(Fig. 2.3)をもとに、 $\sigma_T=2817\text{MPa}$ とした。

(2) 疲労被害度の簡易評価式

Fig. 2.14 は、前項に挙げたすべての条件について、上端部の公称応力レンジ $\Delta \sigma_n$ と振動数 f の関係をプロットしたものである。原点を通る直線で直線回帰を行い、式(2.5)を得た。

$$\Delta \sigma_n = 178 \cdot f \quad (2.5)$$

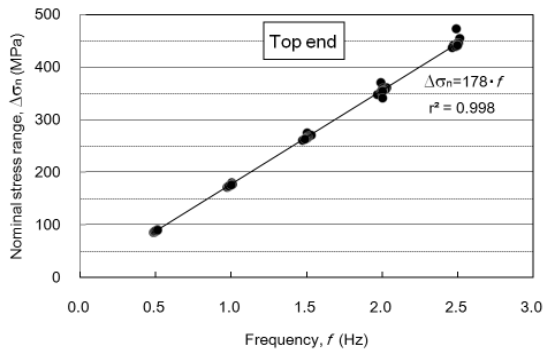


Fig. 2.14 Nominal stress range at the top end, $\Delta\sigma_n$ versus frequency, f

相関係数 r は 1 に近く、両者の間には強い直線関係があることがわかる。この関係を利用して、以下のような手順で疲労被害度の簡易評価式を導くことができる。

- ①潮流速度 U とパイプ外径 D から、VIV の共振振動数 f を求める。

$$f = S_t \cdot U/D \quad (2.6)$$

但し、 S_t はストローハル数で、0.2 を仮定した。

- ② f を式(2.5)に入れて、上端部における公称応力レンジ $\Delta\sigma_n$ を求める。
③ 次式により、上端部における平均応力 σ_m を求める。

$$\begin{aligned} \sigma_m &= (WD + DD) \times (7.85 - 1.03) \times 9.8 / 1000 \\ &= 0.06684 \times (WD + DD) \end{aligned} \quad (2.7)$$

但し、 WD は水深、 DD は掘削深度である。

なお、平均応力としては、潮流によるドリフトで生ずる曲げ応力の影響も考えられるが、多くの場合、ドリフトによる曲げの方向と VIV の振動方向はほぼ直交すると思われるので、ここでは無視する。

- ④ 平均応力 σ_m と応力集中係数 K_t を用いて、上端部における応力レンジ $\Delta\sigma$ を求める。

$$\Delta\sigma = K_t \cdot \sigma_T \Delta\sigma_n / (\sigma_T - \sigma_m + \Delta\sigma_n/2) \quad (2.8)$$

但し、 σ_T は真破断応力である。式(2.8)に S150 管材の試験データ $\sigma_T = 2817$ MPa を入れ、 $\Delta\sigma_n$ を式(2.5)で表して置き換えると、

$$\Delta\sigma = K_t \cdot 501426 \cdot f / (2817 - 0.06684(WD + DD) + 89f) \quad (2.9)$$

となる。

- ⑤ $\Delta\sigma$ の値を式(2.2)の $S-N$ 関係に代入して、対応す

る疲労寿命 N を求める。

$$N = 10^{\log a - m \log \Delta\sigma} = 10^{17.446 - 4.7 \log \Delta\sigma} \quad (2.10)$$

- ⑥ 次式により、時間当たりの疲労被害度 D_{hour} を算出する（線形被害則の適用）。

$$D_{\text{hour}} = f \times 3600 / N = 3600 \cdot f / 10^{17.446 - 4.7 \log \Delta\sigma} \quad (2.11)$$

Fig. 2.15 は、式(2.9)によって求めた上端部における応力レンジの推定値（図では $\Delta\sigma^*$ と表記）と、モード解析から得られた応力レンジ $\Delta\sigma$ を振動数ごとに比較したものであり、両者は良く一致している。

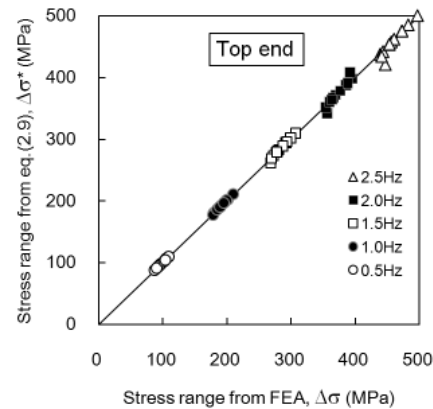


Fig. 2.15 Comparison between eq.(2.9) and FEA

次に Fig. 2.16 は、式(2.11)によって求められた時間当たりの疲労被害度 D_{hour} とドリルストリング全長 (= $WD + DD$) の関係を振動数ごとに示したものである。各振動数とも、全長が増すにつれて疲労被害度は漸増していくことがわかる。これは、自重の増大により上端部の平均応力が増大し、式(2.4)による補正の割合が増すことによると考えられる。また、一定の全長でみた場合、振動数が増加（すなわち流速が増加）すると疲労被害度は顕著に増加している。一例として全長 4000 m、振動数 2.5 Hz（流速 3.39 knots）の場合、 $D_{\text{hour}} = 0.1$ となり、かなり大きな疲労被害度が予測されているが、ドリルパイプは掘削しながら繰り出していくので、同じ箇所にもそのまま疲労被害が蓄積されるわけではない。さらに、FE モデルの上端部境界条件を完全固定としていることや、Blevins の式²⁾等と比べるとやや大きめの最大振動振幅比を与える Sarpkaya の式（式(2.1)）を用いていること等の理由により、Fig. 2.16 の結果は安全側の評価になっていると考えられる。

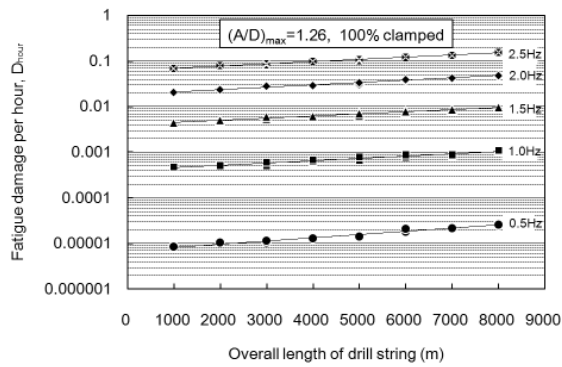


Fig. 2.16 Estimated fatigue damage per hour, D_{hour} versus overall length of drill string ($(A/D)_{\text{max}}=1.26$ from Sarpkaya and 100% clamped)

いま、上端部は完全固定として、最大振動振幅比を Blevins の式²⁾から求めると、 $(A/D)_{\text{max}}=1.04$ となり、Fig. 2.17 のように D_{hour} の値は Sarpkaya の式を用いた Fig. 2.16 の場合の 4 割程度まで低下する。

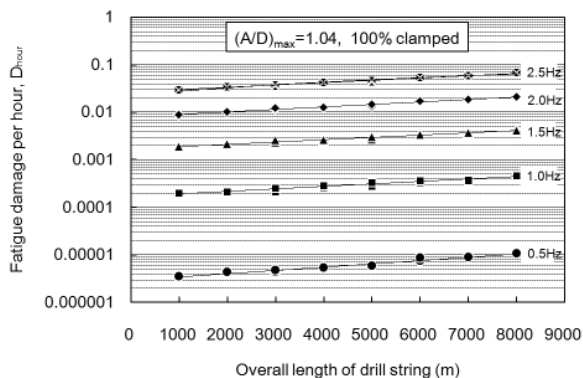


Fig. 2.17 Estimated fatigue damage per hour, D_{hour} versus overall length of drill string ($(A/D)_{\text{max}}=1.04$ from Blevins and 100% clamped)

更に、最大振動振幅比を Blevins の式²⁾から求め、上端部の固定条件を緩めて応力変動が 70%に緩和されると仮定すると、Fig. 2.18 に示す通り、 D_{hour} の値は上端部を完全固定とした Fig. 2.17 の場合の 2 割程度まで大きく減少する。

このように、時間当たり疲労被害度の推定値は、上端部の境界条件やロックイン時の最大振動振幅比の推定値に大きく影響されるため、より高精度な推定を行うためには実データの収集による検証および較正が不可欠であるが、そのようなデータの無い現段階では最も安全側の推定である Fig. 2.16 を疲労被害度の簡易推定図として提示している。

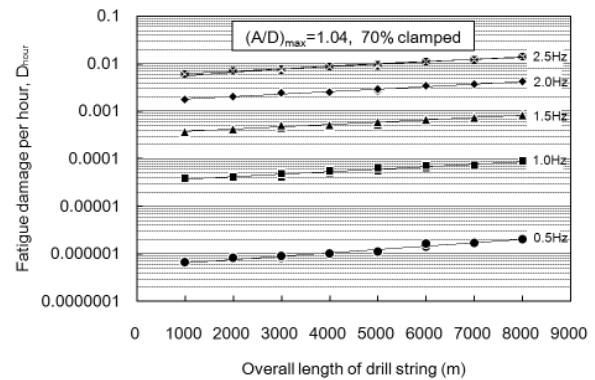


Fig. 2.18 Estimated fatigue damage per hour, D_{hour} versus overall length of drill string ($(A/D)_{\text{max}}=1.04$ from Blevins and 70% clamped)

2. 2. 4 断面寸法の影響

前項では、式(2.5)で表される $\Delta\sigma_n$ と f の直線関係を用いて簡易的な疲労被害度評価法を示したが、パイプの断面寸法が変化した場合にも同様の直線関係が得られるのかどうかを把握しておく必要がある。そこで本項では、パイプの外径および内径を種々に変化させて同様のモード解析を実施し、パイプ断面寸法の影響について調べた結果について述べる。

解析に用いたモデルの断面寸法および Sarpkaya の式から求めた最大振幅比の値を、前項で用いた S150 ドリルパイプと併せて Table 2.1 に示す。

Table 2.1 The cross-sectional dimensions and the maximum amplitude ratios of the pipe models

Model	OD (mm)	ID (mm)	t (mm)	$(A/D)_{\text{max}}$	Remarks
P1	139.7	114	12.85	1.263	S150 drill pipe
P2	279.4	228	25.7	1.263	Proportionally $\times 2$ of P1
P4	558.8	456	51.4	1.263	Proportionally $\times 4$ of P1
T1	279.4	253.7	12.85	1.381	OD $\times 2$, $t \times 1$ of P1
R1	533.4	495.3	19.05	1.406	Modeling a 21" riser

OD=Outer Diameter, ID=Inner Diameter, t =thickness

モデル P2 および P4 は、P1 (=S150 ドリルパイプ) の断面寸法を比例的にそれぞれ 2 倍および 4 倍にしたものであり、モデル T1 は、P1 と同一の板厚のまま外径を 2 倍にしたものである。一方、モデル R1 は、比較対照のため外径 21 インチのライザー管の断面寸法を模擬したものである。P2 と T1 については、2.2.3 項で P1 (=S150 ドリルパイプ) に対して設定した水深・掘削深度等の諸条件をそのまま当てはめ、大径の P4 および R1 については固有振動数の条件として 0.2 Hz を追加した。なお、R1 はライ

ザー管を模擬しているので、掘削深度の条件はゼロのみとした。

Table 2.1 の 5 モデルについて、モード解析で求めた上端部の公称応力レンジ $\Delta\sigma_n$ と振動数 f の関係をプロットすると、Fig. 2.19 のようになる。傾きは異なるが、各モデルとも $\Delta\sigma_n$ と f の間にはほぼ直線関係が成り立つことがわかる。各々について原点を通る直線で直線回帰を行うことにより、図中に示したような回帰式が得られた。S150 ドリルパイプ以外のモデルについても、これらの式を式(2.5)の代わりに用いることにより、2.2.3 項で行ったのと全く同様の簡易的な疲労被害度評価を行うことができる。

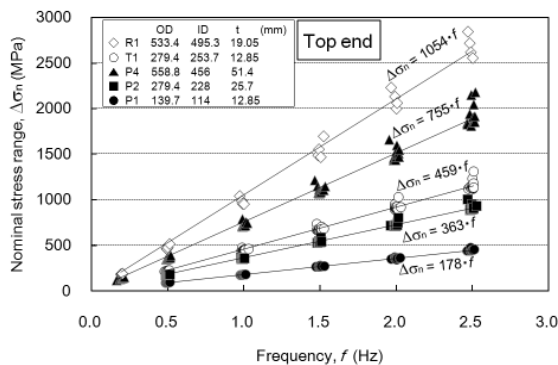


Fig. 2.19 Nominal stress range at the top end, $\Delta\sigma_n$ versus frequency, f

2. 2. 5 梁の振動理論との比較検討

前項までに、 $\Delta\sigma_n$ と f の間には直線関係が成り立つことを示したが、より理論的な妥当性を検証するため、ここでは梁の振動理論を用いた解析結果との比較検討を試みる。

(1) 両端単純支持梁の振動方程式を用いた場合

ここで対象としているドリルパイプの振動モードはいずれも高次モードであり、両端の境界条件(固定/単純支持)がモード数におよぼす影響は小さいと考えられる。そこで、振動数から比較的簡単にモード数が求められる両端単純支持梁の場合についてモード数を求め、FEAの結果と比較した。両端を単純支持され、引張の軸力 T が作用している長さ l の梁につき、 n 次モードの固有振動数を f_n とすると、 f_n と n の間には次の関係が成り立つ。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{(n\pi)^4 + \frac{TI^2}{EI} (n\pi)^2} \sqrt{\frac{EI}{ml^4}} \quad (n=1, 2, 3, \dots) \quad (2.12)$$

但し、 EI は梁の曲げ剛性、 m は梁の線密度である。

ドリルパイプの場合、上端には全自重がかかり、抗口部分には海底下部分の自重のみがかかるので、

海中部分のパイプを梁と見なすと、その上端と下端とでは軸力の値が異なるが、ここでは簡単のため、 $\langle$ 梁に作用する軸力 $\rangle = \langle$ 海中部分の自重 $\div 2 \rangle + \langle$ 海底下部分の自重 $\rangle$ とおき、一様軸力として扱った。なお、自重の算定時には海水による浮力分を除いた。

S150 ドリルパイプを対象に、2.2.3 項に挙げたすべての条件について式(2.12)によりモード数を求め、FEAと比較した結果を Fig. 2.20 に示す。モード数が 100 を超えると FEA の方が若干大きめの値を示すが、概ね良好な一致が得られていることがわかる。

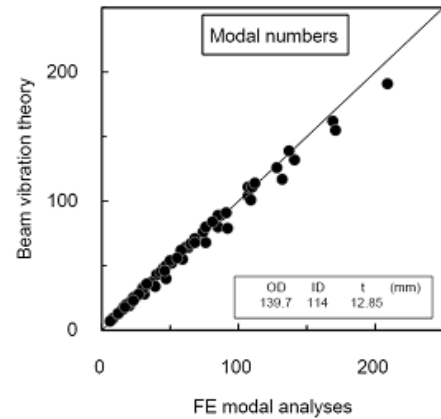


Fig. 2.20 Comparisons of the modal numbers between eq. (2.12) and FEA

(2) 軸力の作用しない両端固定梁の振動方程式を用いた場合

軸力の作用しない両端固定梁のモード形状関数は、次式によって表される。

$$X_n = \cosh \frac{\lambda_n x}{l} - \cos \frac{\lambda_n x}{l} - \frac{\cosh \lambda_n - \cos \lambda_n}{\sinh \lambda_n - \sin \lambda_n} \left(\sinh \frac{\lambda_n x}{l} - \sin \frac{\lambda_n x}{l} \right) \quad (n=1, 2, 3, \dots) \quad (2.13)$$

但し、 $n > 5$ に対して、

$$\lambda_n = (2n+1)\pi/2, \quad \frac{\cosh \lambda_n - \cos \lambda_n}{\sinh \lambda_n - \sin \lambda_n} \approx 1$$

振動数方程式は、

$$\cos \lambda_n \cosh \lambda_n = 1 \quad (2.14)$$

n 次モードの固有振動数を f_n とすると、

$$f_n = \frac{\lambda_n^2}{2\pi^2} \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (2.15)$$

対象としている S150 ドリルパイプの VIV 振動モードはいずれも高次モードなので、式(2.13)におい

て $(\cosh \lambda_n - \cos \lambda_n)/(\sinh \lambda_n - \sin \lambda_n) = 1$ とおき、上部固定端の曲げモーメント M_n を求めると、

$$M_n = -EI \frac{d^2 X}{dx^2} \Big|_{x=0} = -EI \frac{2A\lambda_n^2}{1.51 \times l^2} \quad (2.16)$$

ここで、 A は Sarpkaya の式 (式(2.1)) から求めた最大振幅、1.51 は式(2.13) における上端に最も近い腹の振幅である。

式(2.15) と (2.16) から M_n と f_n の関係を導くと、

$$M_n = -\frac{4\pi A}{1.51} \sqrt{EI \cdot m} \times f_n \quad (2.17)$$

となり、 M_n は f_n の定数倍となることがわかる。同様にして上端における公称応力レンジ $\Delta\sigma_n$ も f の定数倍となり、式(2.17)より、

$$\Delta\sigma_n = \frac{M}{I} \times \frac{OD}{2} = \frac{4\pi A \cdot OD}{1.51} \sqrt{\frac{E \cdot m}{I}} \times f \quad (2.18)$$

(但し、応力の単位は N/mm^2)

を得る。Table 2.1 の 5 モデルについて、式(2.18) 右辺における振動数 f の係数と、Fig. 2.19 に示された FEA による $\Delta\sigma_n/f$ の値を比較すると、Fig. 2.21 のようになる。

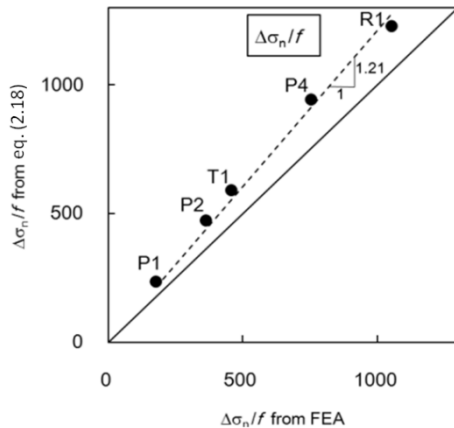


Fig. 2.21 Comparisons of $\Delta\sigma_n/f$ between eq. (2.18) and FEA

$\Delta\sigma_n/f$ の値は、式(2.18)の方が FEA の約 1.21 倍となっており、式(2.18)では引張の軸力およびそれによる幾何剛性の増大を考慮していないことの影響が現れている。しかしながら、ここで扱った 5 モデル程度の断面寸法に関しては、次の式(2.19)のような近似により、振動数 f から上端部の公称応力レ

ンジ $\Delta\sigma_n$ の値を簡単に推定することが可能であり、寸法変化についての汎用性があるともいえる。

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_n &= \frac{4\pi A \cdot OD}{1.51 \times 1.21 \times 10^6} \sqrt{\frac{E \cdot m}{I}} \times f \\ &= 6.88 \times 10^{-6} \times A \cdot OD \sqrt{\frac{E \cdot m}{I}} \times f \end{aligned} \quad (2.19)$$

(但し、応力の単位は $\text{MPa} = \text{N}/\text{mm}^2$)

2. 3 2章のまとめ

本章では、引張り・曲げ状態における回転による疲労と、強潮流下における VIV による疲労について、「ちきゅう」設計時よりも精度の高い疲労被害度予測手法を構築した結果について述べた。

引張り・曲げ状態における回転による疲労に関しては、必要な強度試験や数値解析を実施して、蓄積されたデータに基づき、疲労被害度の評価手法をとりまとめた。今後更に事例検討を進めデータを蓄積することによって、疲労被害度評価表の構築に繋がる成果が得られた。

一方、強潮流下における VIV による疲労に関しては、S150 ドリルパイプ上端部の VIV による疲労被害度を簡便に評価できる式および手順を示すと共に、断面形状が異なるパイプについても同様の簡易評価が可能であることを示した。更に、 $\Delta\sigma_n-f$ 関係を決定する主な要因は、VIV 最大振幅、外径、線密度、断面 2 次モーメントであることを示し、断面寸法に関して汎用性のある $\Delta\sigma_n$ の簡易推定式を提示した。

2章の参考文献

- 1) 川田雄一：「金属の疲労と設計」、オーム社 (1982)。
- 2) W. D. Iwan and R. D. Blevins : “A Model for Vortex Induced Oscillation of Structures”, Journal of Applied Mechanics (1974), pp. 581-586.
- 3) R. D. Blevins : “Vortex-induced Vibration”, VIV short course, OMAE (2007)。

3. ハングオフ時の挙動解析手法の構築

ハングオフ状態 (ライザーが海底から切り離されている状態) における、掘削船の上下揺れに基づく変動張力を精度良く推定するため、4000m 超ライザーへの適用を念頭に、ハングオフ時の縦振動挙動の解析手法を構築する。

3. 1 数値シミュレーション手法の計画

実機想定の数値シミュレーションを実施するための手順は次のとおり。

- 1) ライザー、内部流体共に連続体でモデル化し、運動方程式を立てる。
- 2) 運動方程式から、平衡状態及び固有周期を解析的に求める。
- 3) 運動方程式を無次元化及び差分化して数値シミュレーターを作成する。
- 4) 数値シミュレーションから得られる平衡状態及び固有周期が、解析的に得られたものと等しい事を確認する。
- 5) 模型実験を行い、摩擦係数を求める。
- 6) 模型実験から得られた摩擦係数を数値シミュレーターに代入して、数値シミュレーション結果と模型実験結果を比較し、数値シミュレーターの有効性を確認する。
- 7) 実機想定の数値シミュレーションを行う。
以下に要点を具体的に記述する。

3. 2 数値シミュレーターの構築及びシミュレーション結果

3. 2. 1 運動方程式

1) モデル

ライザーは上端と下端が閉じていない、浮力材が付いた鋼製のパイプであり、上端は母船に固定している。また、内部の流体（海水）は、下端で外部の海水と混じり合う。

ライザー及び内部流体について、以下の仮定を設けてモデル化を行った。

- ・ライザー：一次元、連続体、基本長さ一定、並行移動あり、伸縮あり、密度一定、断面積一定、縦加振あり
- ・内部流体：一次元、連続体（弾性体と類似の（応力と歪ではなく圧力と体積変化の間に一義的な関係が成り立つ）物体）、基本長さ一定、並行移動あり、伸縮あり、密度一定、断面積一定、下端は外部流体に一致

2) 記号

0：ライザー上端、0次モード

1：1次モード

2：2次モード

A_i ：内部流体の断面積

A_r ：浮力体も含めたライザーの断面積

A_{rs} ：剛性を受け持つライザーの断面積

c ：ライザー上の振動の伝播速度

C ：摩擦係数

E ：ライザーのヤング率

e ：平衡状態

g ：重力加速度

i ：内部流体

K ：体積弾性率

ℓ ：ライザー基本長さ

θ ：ライザー下端

o ：ライザー外側

r ：半径

t ：時間

T ：ライザーの張力、固有周期

U ：空間座標における変位

X ：空間座標

λ ：ライザー上端から海面までの初期距離（定数）

λ ： λ の位置での値

ρ_r ：ライザーの密度

ρ_w ：海水の密度

$(\dot{})$ ： $d()/dt$

3) 運動方程式

ライザーの弾性運動 U ：

I) $0 \leq U_{i\lambda}$ のとき

i) $U_0 < X + U < \lambda$ のとき

$$-\rho_r A_r \ddot{U} + EA_{rs} \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \rho_r A_r g = 0 \quad (3.1)$$

ii) $\lambda \leq X + U < \lambda + U_{i\lambda}$ のとき

$$-\rho_r A_r \ddot{U} + EA_{rs} \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \rho_r A_r g - \pi \rho_w r_o C_o \left| \dot{U} \right| \dot{U} = 0 \quad (3.2)$$

iii) $\lambda + U_{i\lambda} \leq X + U < \ell + U_\theta$ のとき

$$\begin{aligned} &-\rho_r A_r \ddot{U} + EA_{rs} \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + (\rho_r - \rho_w) A_r g \\ &-\pi \rho_w r_o C_o \left| \dot{U} \right| \dot{U} - \pi \rho_w r_i C_i \left| \dot{U} - \dot{U}_i \right| (\dot{U} - \dot{U}_i) = 0 \end{aligned} \quad (3.3)$$

II) $U_{i\lambda} < 0$ のとき

i) $U_0 < X + U < \lambda + U_{i\lambda}$ のとき

$$-\rho_r A_r \ddot{U} + EA_{rs} \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \rho_r A_r g = 0 \quad (3.4)$$

ii) $\lambda + U_{i\lambda} \leq X + U < \lambda$ のとき

$$\begin{aligned} &-\rho_r A_r \ddot{U} + EA_{rs} \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \rho_r A_r g \\ &-\pi \rho_w r_i C_i \left| \dot{U} - \dot{U}_i \right| (\dot{U} - \dot{U}_i) = 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

iii) $\lambda \leq X + U < \ell + U_\ell$ のとき

$$\begin{aligned} & -\rho_r A_r \ddot{U} + EA_{rs} \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + (\rho_r - \rho_w) A_r g \\ & - \pi \rho_w r_o C_o |\dot{U}| \dot{U} - \pi \rho_w r_i C_i |\dot{U} - \dot{U}_i| (\dot{U} - \dot{U}_i) = 0 \end{aligned} \quad (3.6)$$

ライザーの上端の変位 U_0 :

$$T = EA_{rs} \frac{\partial U_0}{\partial X} \quad (3.7)$$

ここで U_0 は船の上下変位で既知 (入力) である。

ライザーの下端の変位 U_ℓ :

$$\frac{\partial U_\ell}{\partial X} = 0 \quad (3.8)$$

内部流体の運動 U_i :

$$\begin{aligned} & -\rho_w A_i \ddot{U}_i + KA_i \frac{\partial^2 U_i}{\partial X^2} \\ & - \pi \rho_w r_i C_i |\dot{U}_i - \dot{U}| (\dot{U}_i - \dot{U}) = 0 \end{aligned} \quad (3.9)$$

内部流体の上端の変位 $U_{i\lambda}$:

$$\frac{\partial U_{i\lambda}}{\partial X} = 0 \quad (3.10)$$

内部流体の下端の変位 $U_{i\ell}$:

$$-KA_i \frac{\partial U_{i\ell}}{\partial X} - \rho_w U_{i\ell} A_i g = 0 \quad (3.11)$$

3. 2. 2 平衡状態

T_0 についての平衡状態 :

$$T_{0e} = \rho_r A_r g \lambda + (\rho_r - \rho_w) A_r g (\ell - \lambda) \quad (3.12)$$

U についての平衡状態 :

i) $0 \leq X \leq \lambda$ において

$$\begin{aligned} U_e = & -\frac{1}{2} \frac{\rho_r A_r}{EA_{rs}} g X^2 \\ & + \frac{\rho_r A_r \lambda + (\rho_r - \rho_w) A_r (\ell - \lambda)}{EA_{rs}} g X \end{aligned} \quad (3.13)$$

ii) $\lambda < X \leq \ell$ において

$$\begin{aligned} U_e = & -\frac{1}{2} \frac{(\rho_r - \rho_w) A_r}{EA_{rs}} g X^2 \\ & + \frac{(\rho_r - \rho_w) A_r}{EA_{rs}} g \ell X + \frac{1}{2} \frac{\rho_w A_r}{EA_{rs}} g \lambda^2 \end{aligned} \quad (3.14)$$

U_i についての平衡状態 :

$$U_{ie} = 0 \quad (3.15)$$

例えば、簡単のためにライザーが主な部材である RJT-1 のみで構成されており、 $\rho_r = 1207 \text{ kg/m}^3$ 、 $\rho_w = 1025 \text{ kg/m}^3$ 、 $A_r = 0.854 \text{ m}^2$ 、 $A_{rs} = 0.0478 \text{ m}^2$ 、 $E = 206 \text{ GPa}$ 、 $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ 、 $\lambda = 20 \text{ m}$ とすると、
i) $\ell = 521 \text{ m}$ の場合には、 $U_{\ell e} = 0.021 \text{ m}$ 、 $T_{0e} = 9.66 \times 10^5 \text{ N}$

ii) $\ell = 2500 \text{ m}$ の場合には、 $U_{\ell e} = 0.484 \text{ m}$ 、 $T_{0e} = 3.98 \times 10^6 \text{ N}$

iii) $\ell = 4000 \text{ m}$ の場合には、 $U_{\ell e} = 1.239 \text{ m}$ 、 $T_{0e} = 6.27 \times 10^6 \text{ N}$

3. 2. 3 固有周期

ライザーの運動方程式(3.3)式 ((3.6)式) で摩擦項を無視し、

$$U(X, t) = H(X)F(t) \quad (3.16)$$

とにおいて固有周期 T_1 、 T_2 を求めれば、

$$T_1 = \frac{4\ell}{c} \quad (3.17)$$

$$T_2 = \frac{4\ell}{3c} \quad (3.18)$$

ここで、 c はライザー上の振動の伝播速度であり、次式(3.19)式で表される。

$$c = \sqrt{\frac{EA_{rs}}{\rho_r A_r}} \quad (3.19)$$

i) $\ell = 2500 \text{ m}$ の場合には、 $T_1 = 3.24 \text{ s}$ 、 $T_2 = 1.08 \text{ s}$

ii) $\ell = 4000 \text{ m}$ の場合には、 $T_1 = 5.18 \text{ s}$ 、 $T_2 = 1.73 \text{ s}$

位置によらず $U_i = \text{const.}$ とすると、(3.9)-(3.11)式より内部流体の 0 次 (剛体) モードの固有周期 T_{i0} は、

$$T_{i0} = 2\pi \sqrt{\frac{\ell - \lambda}{g}} \quad (3.20)$$

- i) $\ell = 2500 \text{ m}$ の場合には、 $T_{i0} = 100 \text{ s}$
- ii) $\ell = 4000 \text{ m}$ の場合には、 $T_{i0} = 127 \text{ s}$
- iii) $\ell = 8 \text{ m}$ 、 $\lambda = 0.4 \text{ m}$ の場合には、 $T_{i0} = 5.53 \text{ s}$

内部流体の運動方程式(3.9)式で摩擦項を無視し、ライザーと同様の方法で固有周期 T_{i1} 、 T_{i2} を求めれば、

$$T_{i1} = 2(\ell - \lambda) \sqrt{\frac{\rho_w}{K}} \quad (3.21)$$

$$T_{i2} = (\ell - \lambda) \sqrt{\frac{\rho_w}{K}} \quad (3.22)$$

$K = 2.186 \times 10^9 \text{ Pa}$ だから、

- i) $\ell = 2500 \text{ m}$ の場合には、 $T_{i1} = 3.40 \text{ s}$ 、 $T_{i2} = 1.70 \text{ s}$
- ii) $\ell = 4000 \text{ m}$ の場合には、 $T_{i1} = 5.45 \text{ s}$ 、 $T_{i2} = 2.73 \text{ s}$

「ちきゅう」のヒープ運動の周期は 5～10 秒が卓越しており、ライザー長が 4000m になると、ヒープ運動とライザーの縦弾性 1 次振動及び内部流体の 1 次振動が共振を起こす可能性がある。

3. 2. 4 シミュレーターのチェック

初期条件を平衡状態とし、摩擦係数を零とした場合のライザー変位は発散せず、平衡状態を維持することがわかる。ここで、数値計算によると $U_{\rho e} = 0.484 \text{ m}$ 、 $T_{0e} = 3.98 \times 10^6 \text{ N}$ であり、解析的に求めた値と一致する。

初期条件として、平衡状態の変位に対して更に 10% の変位を与え、摩擦係数が零の場合のライザーは単振動する。ここで、数値計算による単振動の周期 $T_1 = 3.24 \text{ s}$ であり、解析的に求めた値に一致する。

初期条件として、平衡状態の変位に対して更に 10% の変位を与え、摩擦係数に適当な値を与えた場合のライザーは、単振動しながら減衰する。

初期条件として、平衡状態の変位に対して更に 10% の変位をライザーに与え、摩擦係数に適当な値を与えた場合の、内部流体の剛体モードの周期 $T_{i0} = 100 \text{ s}$ であり、解析的に求めた値に一致する。また、1 次モードの上端と下端では位相が 180 度ずれており、ライザーの 1 次モードとは形状が異なるのも、解析的に求めた結果に一致する。

3. 2. 5 実験結果との比較

本節では、開発したシミュレーターによる数値

計算結果と模型を用いた水槽実験結果との比較について述べる。なお水槽実験の詳細については 3.3 節で改めて述べる。

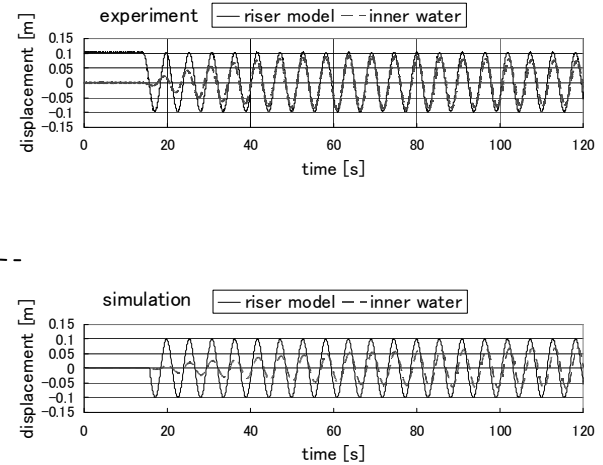


Fig.3.1 Comparison between experimental and numerical results (riser and inner fluid displacements)

Fig.3.1 は、実験模型「Model-3」（長さ 8m、外径 0.06m、内径 0.05m、アクリル製[Table 3.1 参照]）を、周波数 0.18Hz（内部流体の固有周期）、振幅 0.1m で加振した場合の、模型と内部流体の変位の時間履歴を実験結果と数値計算結果を比較して示したものである。

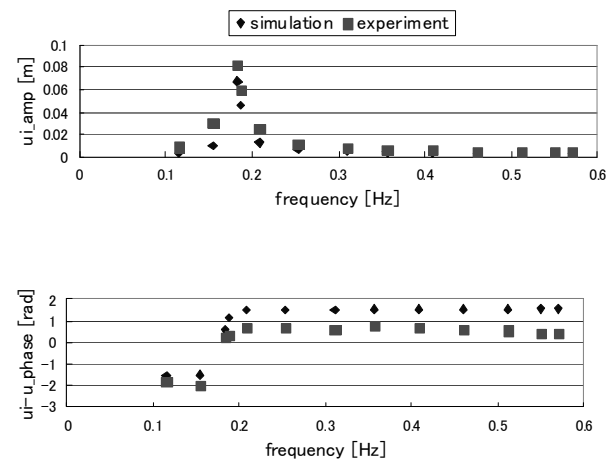


Fig.3.2 Comparison between experimental and numerical results (inner fluid displacement's amplitude and phase)

Fig.3.2 は、「Model-3」を振幅 0.1m で加振した場合の、加振周波数に対する内部流体変動の振幅

（上）と位相（下）の実験結果と数値計算結果のプロットである。振幅はよく一致している。位相は、ゼロ・クロスの位置は一致しているが全体的に $\pi/4$ 程度相違がある。

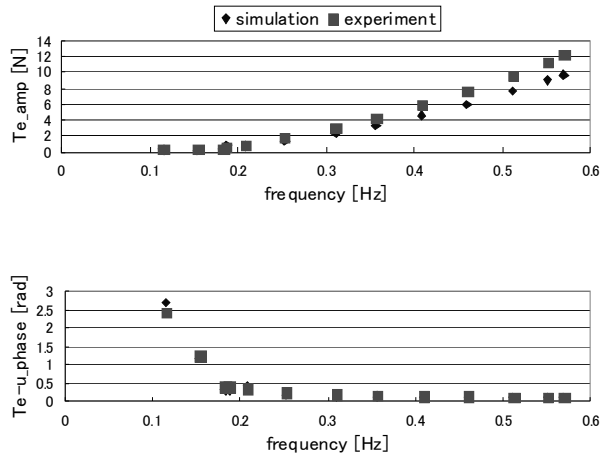


Fig.3.3 Comparison between experimental and numerical results (tension's amplitude and phase)

Fig.3.3 は、「Model-3」を振幅 0.1m で加振した場合の、加振周波数に対する模型上端張力変動の振幅（上）と位相（下）の、実験結果と数値計算結果のプロットである。振幅は全体的に 16% 程度相違があるが、位相はよく一致している。

ここで、 C_o は平板の摩擦係数を、 C_i は円管内部の摩擦係数を、次式のように実験結果から求めた。（3.3 節参照）

$$C_o = 17 / Re_o \quad (3.23)$$

$$C_i / \eta_1 = 17 / Re_i \quad (3.24)$$

ここで、 η_1 は半径 r の関数、さらに、

$$Re_o = 2r|\dot{U}| / \nu \quad (3.25)$$

$$Re_i = 2r|\dot{U} - \dot{U}_i| / \nu \quad (3.26)$$

であり、 $\dot{U}$ 、 $\dot{U}_i$ にはその時々々の瞬時値を代入した。また ν は水の動粘性係数であり、温度の関数である。

Figs.3.1-3.3 より、ここで開発したシミュレーターの有効性が確認できた。

3. 2. 6 実機レベル数値計算例

ライザー編成は通常複数種のライザー管ジョイントを組み合わせて編成されるが、本節では取扱

を容易にするために、「ちきゅう」で使用されている浮力材を取り付けたライザー管ジョイント一種のみで編成されていると仮定し、開発したシミュレーターを用いて実施した数値計算結果について述べる。(3.23)式は、実験結果より得られた摩擦係数が滑面平板の摩擦係数、

$$4C = 64 / Re \quad (3.27)$$

で、ほぼ代用できるという事を示している。そこで以下の摩擦係数値を用いて実機レベルの数値計算を行った。

・層流域 ($Re \leq 2320$)

$$4C_o = 64 / Re_o \quad (3.28)$$

$$4C_i / \eta_1 = 64 / Re_i \quad (3.29)$$

・遷移域 ($2320 < Re \leq 3000$)

$$\log_{10}(4C_o) = -7.3 + 1.705 \log_{10} Re_o \quad (3.30)$$

$$\log_{10}(4C_i) = -7.3 + 1.705 \log_{10} Re_i \quad (3.31)$$

・乱流域 ($3000 < Re \leq 1.5 \times 10^5$)

$$4C_o = 0.3164 Re_o^{-1/4} \quad (3.32)$$

$$4C_i = 0.3164 Re_i^{-1/4} \quad (3.33)$$

・乱流域 ($1.5 \times 10^5 < Re$)

$$4C_o = 0.0032 + 0.221 Re_o^{-0.237} \quad (3.34)$$

$$4C_i = 0.0032 + 0.221 Re_i^{-0.237} \quad (3.35)$$

i) $\ell = 2500$ m

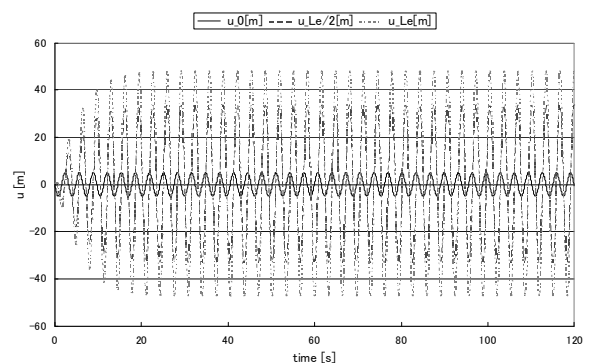


Fig.3.4 Riser displacement (resonance with first mode, 5 m amplitude of forced vibration)

Fig.3.4 は、2500m ライザー編成を、周期 3.24 秒（ライザー編成の縦弾性 1 次固有周期）、振幅 5m で加振した場合の、ライザー編成の変位の時間履歴を示したものである。共振を起こしているが、水との摩擦力により発散はしない事が分かる。

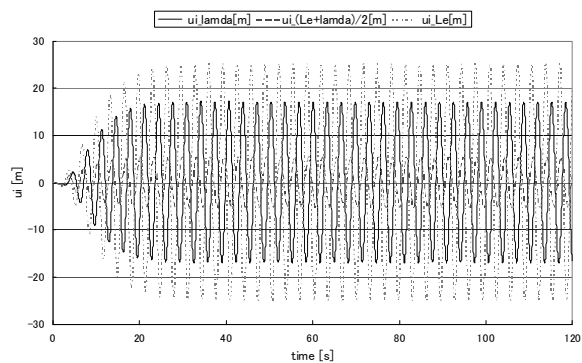


Fig.3.5 Inner fluid displacement under resonance with first mode of riser

Fig.3.5 は、Fig.3.4 に対応する内部流体変位の時間履歴である。ここで、 u_{i_lamda} 、 $u_{i_Le+lamda/2}$ 、 u_{i_Le} はそれぞれ水面、ライザー編成中央、ライザー編成下端の変位を表す。

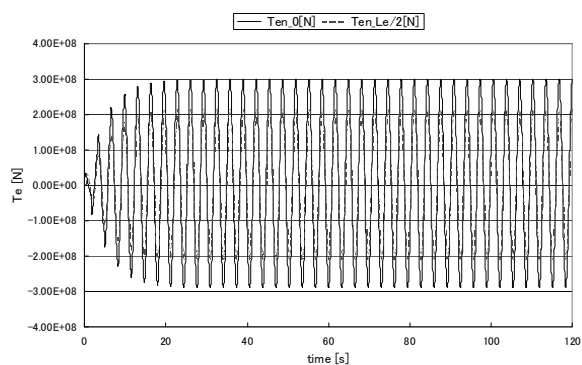


Fig.3.6 Tension under resonance with first mode of riser

Fig.3.6 は、Fig.3.4 に対応するライザー編成に作用する張力の時間履歴である。ここで、 T_{en_0} 、 $T_{en_Le/2}$ はそれぞれライザー編成上端並びに中央の張力を表す。

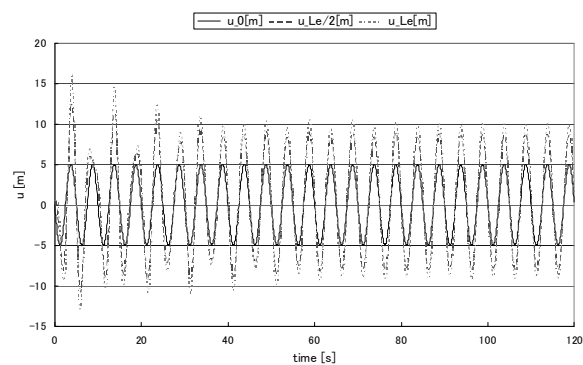


Fig.3.7 Riser displacement (5s period and 5m amplitude of forced vibration)

Fig.3.7 は、2500m ライザー編成を、縦弾性 1 次固有周期を外して周期 5 秒、振幅 5m で加振した場合の、ライザー編成の変位の時間履歴を示したものである。共振は起こしていない。

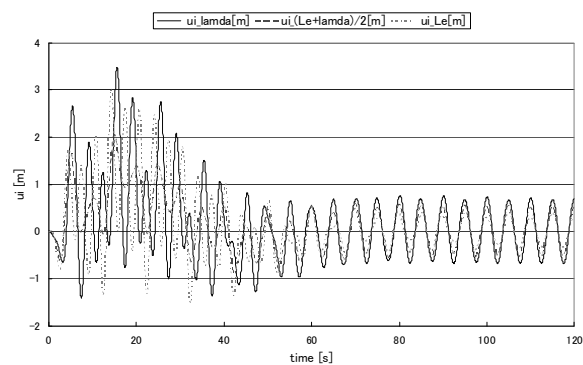


Fig.3.8 Inner fluid displacement with 5s period of forced vibration

Fig.3.8 は、Fig.3.7 に対応する内部流体変位の時間履歴である。

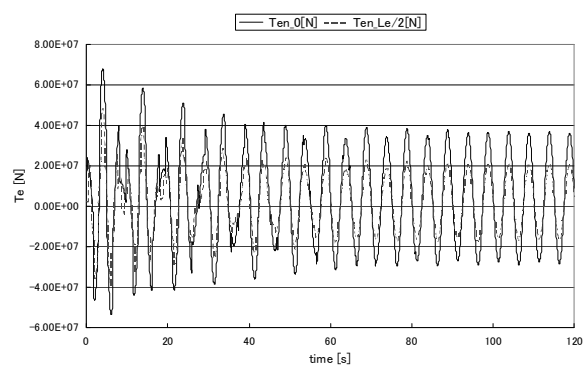
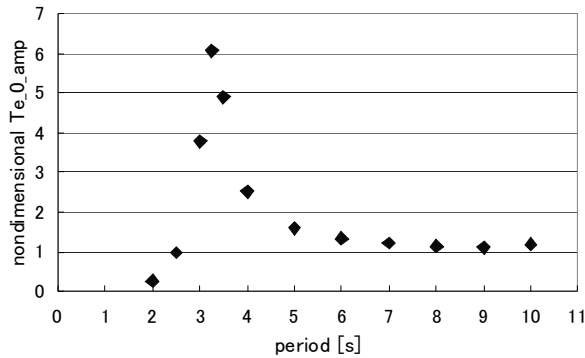
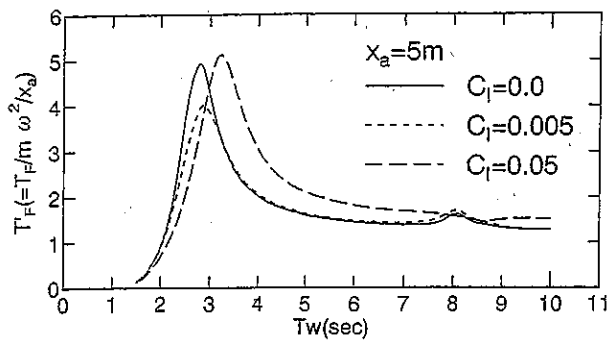


Fig.3.9 Tension with 5s period of forced vibration



Nondimensional amplitude of tension at upper end of riser v.s. period of forced vibration with 5m amplitude acting on 2500m long riser



Nondimensional amplitude of tension at upper end of riser v.s. period of forced vibration with 5m amplitude acting on 2500m long riser modeled by mass-spring system [Yasukawa et.al.]²⁾

Fig.3.10 Comparison with a past study

Fig.3.9 は、Fig.3.7 に対応するライザー編成に作用する張力の時間履歴である。

Fig.3.10 は、数値計算結果と安川他[2]による結果との比較である。全体的によく一致しており、数値シミュレーターの有効性が検証できた。

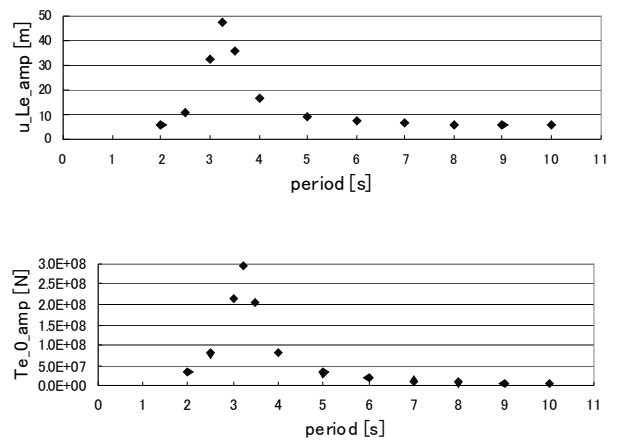


Fig.3.11 Displacement at lower end and tension at upper end of riser

Fig.3.11 は、2500m ライザー編成を、周期を変え、振幅 5m で加振した時の、ライザー編成の変位(上)と張力(下)の振幅の計算結果である。周期約 3.2 秒に共振が見られるが、「ちきゅう」の卓越したヒープ運動の周期である 5~10 秒からは外れている。

ii) $\ell = 4000 \text{ m}$

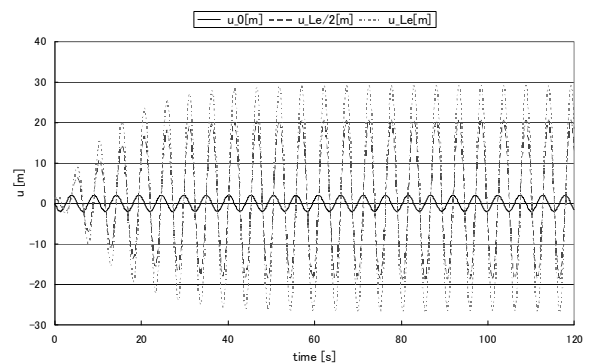


Fig.3.12 Riser displacement (resonance with first mode, 2 m amplitude of forced vibration)

Fig.3.12 は、4000m ライザー編成を、周期 5.18 秒 (ライザー編成の縦弾性 1 次固有周期)、振幅 2m で加振した場合の、ライザー編成の変位の時間履歴を示したものである。共振を起こしているが、水との摩擦力により発散はしない。

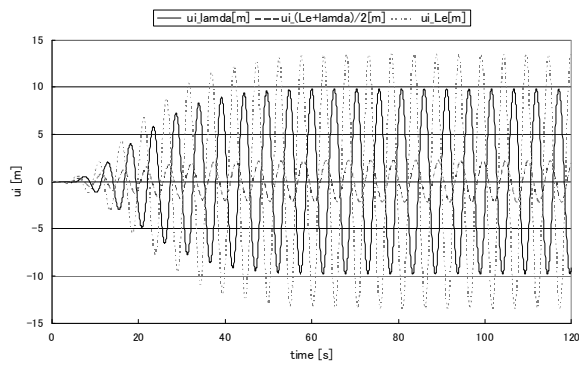


Fig.3.13 Inner fluid displacement under resonance with first mode of riser

Fig.3.13 は、Fig.3.12 に対応する内部流体変位の時間履歴である。

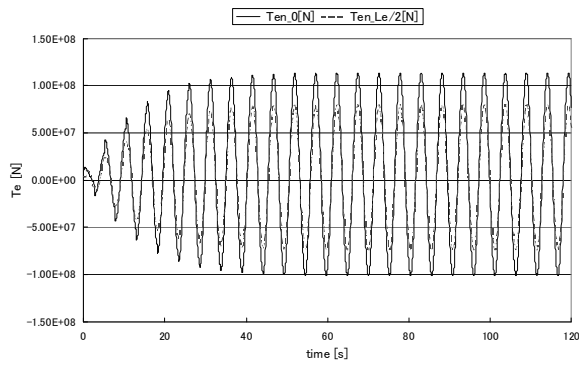


Fig.3.14 Tension under resonance with first mode of riser

Fig.3.14 は、Fig.3.12 に対応するライザー編成に作用する張力の時間履歴である。

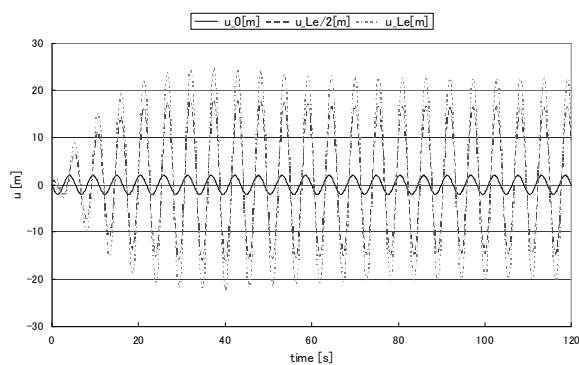


Fig.3.15 Riser displacement (resonance with first mode of inner fluid, 2m amplitude of forced vibration)

Fig.3.15 は、4000m ライザー編成を、周期 5.45 秒（内部流体の 1 次固有周期）、振幅 2m で加振した場合の、ライザー編成の変位の時間履歴を示したものである。周期がライザー編成の縦弾性 1 次固有周期に近いので、振幅が大きい。

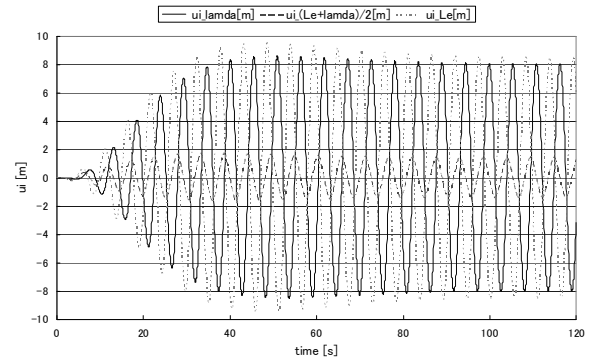


Fig.3.16 Inner fluid displacement under resonance with first mode of inner fluid

Fig.3.16 は、Fig.3.15 に対応する内部流体変位の時間履歴である。共振を起こしているが、ライザーとの摩擦力により発散はしない。

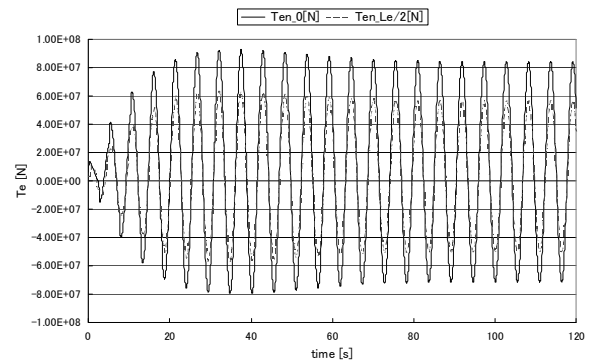


Fig.3.17 Tension under resonance with first mode of inner fluid

Fig.3.17 は、Fig.3.15 に対応するライザー編成に作用する張力の時間履歴である。

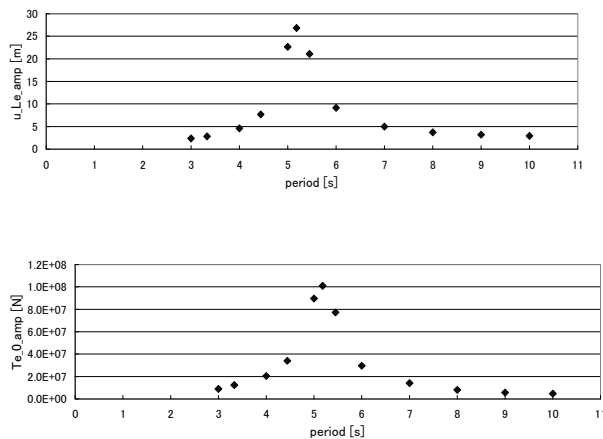


Fig.3.18 Displacement at lower end and tension at upper end of riser

Fig.3.18 は、4000m ライザー編成を、周期を変え、振幅 2m で加振した時の、ライザー編成の変位（上）と張力（下）の振幅の計算結果である。周期約 5.2 秒に共振が見られる。「ちきゅう」の卓越したヒープ運動の周期である 5～10 秒に入っているが、4000m ライザーの部材編成を正確に反映している結果ではない点に注意されたい。

3. 2. 7 3. 2 節のまとめ

以下のように総括することができる。

- ・ライザー編成が基本部材である浮力材付ライザー管ジョイントのみで構成されているとすると、長さ 4000 m の場合、ライザー編成の固有周期及び内部流体の固有周期が共に約 5 秒となる。
- ・模型実験より摩擦係数を求め、実機ライザーの摩擦係数を推定した。
- ・レイノルズ数に依存しない、内部流体の影響を考慮した、ライザー縦弾性挙動数値シミュレーターを作成した。
- ・数値シミュレーション結果と模型実験結果及び安川他の計算結果を比較し、数値シミュレーターの有効性を確認した。
- ・ライザー編成が「ちきゅう」で用いられている浮力材付ライザー管ジョイントのみで構成されているとして 4000m 実機レベルの数値シミュレーションを行い、「ちきゅう」のヒープ運動とライザーの縦弾性振動の共振時のライザー変位振幅と張力変動振幅を推定した。

3. 2 節の参考文献

- 1) Meirovitch, L. : “Analytical Methods in Vibrations”, Prentice Hall (1967).

- 2) 安川宏紀、尾崎雅彦、石田浩三：「大水深ライザーの変動張力に及ぼす内部流体の影響」、日本造船学会論文集、第 185 号（1999）、pp.365-371.

3. 3 水槽実験

3. 3. 1 概要

ハングオフ時のライザー上端部変動張力の推定精度を向上させるためには、ライザー管とその内部流体との相互作用について、合理的に評価する手法を確立する必要がある。このため、海上技術安全研究所の深海水槽において、平成 20 年 3 月及び平成 20 年 8 月に剛体の中空パイプを用いて強制動揺試験を実施し、内部流体運動とライザー管運動との相互作用のメカニズムを明らかにし、ライザー縦挙動シミュレーションに必要なパラメータを取得した。

3. 3. 2 供試模型

本実験では、アクリル製のパイプを用いて製作した 6 種類のライザー模型を用いた。模型の主要目を Table 3.1 に示す。また例として、Fig.3.19 に Model-2 模型の写真(左)、側面図及び平面図(右)を示す。また Table 3.1 の最下段には、内部水柱の 0 次モードの固有振動数を示す。

Table 3.1 Principal dimensions of the riser models and the natural frequencies of the internal water columns

	Unit	Model-S1	Model-S3	Model-1	Model-2	Model-3	Model B
Length (L)	m	2.0000	2.0000	8.0000	8.0000	8.0000	1.0000
Draft (d_b)	m	1.6000	1.6000	7.6000	7.6000	7.6000	0.8500
Outer radius (r_o)	m	0.0275	0.0275	0.0275	0.0275	0.0300	0.2500
Inner radius (r_i)	m	0.0075	0.0245	0.0075	0.0125	0.0250	0.2440
Natural frequency of internal fluid column	Hz	0.3933	0.3919	0.1807	0.1806	0.1805	0.4951

長さ 8 m の模型 (Model-1 及び Model-2 並びに Model-3) 下部には、鉛直縦振動中の模型の水平方向へのブレを防ぐため、Fig.3.19 右図に示すような円錐部を設けた。その他の模型 (Model-S1 及び Model-S2 並びに Model-B) は、円錐部を設けなかった。なお、Table 3.1 に示す内部水柱の固有周波数は、式(3.36)によって求めた。

$$f_{10} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho g \pi r_i^2}{m_i}} \quad (3.36)$$

$$m_I = \rho \left(\pi r_I^2 d_0 + \frac{2}{3} \pi r_I^3 \right) \quad (3.37)$$

ここで m_I は内部水柱の慣性質量と付加質量の和、 r_I はライザー模型の内半径、 d_0 は模型の喫水、 g は重力加速度を表す。振動水柱型波浪発電装置等の研究（例えば Hotta, et al.¹⁾）においては、振動水柱の付加質量として、振動水柱下部に振動水柱と同じ半径を持つ水の半球の質量を考慮に入れる。この仮定は単純ではあるが、振動水柱の運動を考える上で有効な近似を与える。本研究でも同様の仮定を採用しており、(3.37)式右辺第2項はこれに対応する。

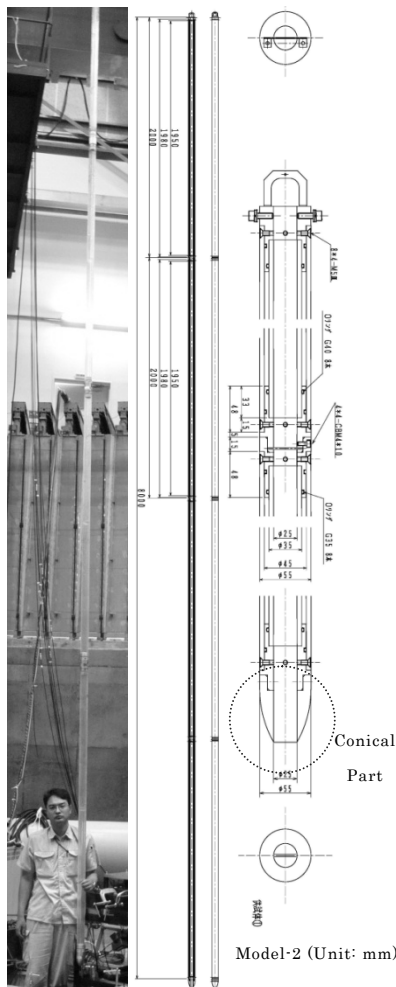


Fig.3.19 Photo of the riser model (Model-2, Left), side and plan views of the model (Right)

3. 3. 3 強制動揺試験概要

本実験では、円筒模型を検力計を介して強制動揺装置に取り付け、空中及び水中で縦方向(上下方向)に強制動揺させ、このときの円筒の上下加速

度($\ddot{y}$)、上下変位(y)、内部水柱の上下相対変位($y-y_I$)、模型に作用する力(F)及び検査面 C での水面変位(ζ)を計測した。

Fig.3.20 に模型の設置状況を示す。円筒ライザー模型は模型治具及び検力計を介して強制動揺装置に取り付けられ、鉛直方向に正弦的に強制動揺を与えられる。ライザー模型上部の張力は、この検力計によって計測される。強制動揺時の動揺波形のゆがみを避けるため、模型治具には2つの滑車を介してワイヤーでカウンターウェイトを接続した。また加速度計を Fig.3.20 に示すように、模型治具に取り付け、模型の上下変位は強制動揺装置内に設置されたポテンシオメーターによって計測した。模型内部および外部の波高を計測するために容量式波高計を設置した。模型内部の波高を計測するための波高計は、模型に取り付けられ、内部振動水柱中心部で内部相対水位を計測した。外部波高を計測するための波高計は、Model-S1 及び Model-S3 については模型外面から 110 mm の位置に、Models 1~3 については 130 mm の位置に、それぞれ設置した。

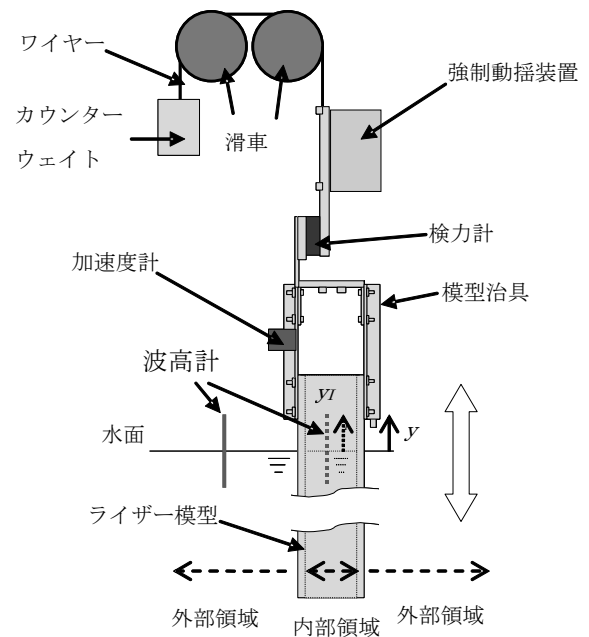


Fig.3.20 A schematic diagram of the experimental setup for the top forced oscillation test

強制動揺信号としては、以下の正弦波を入力した。但し、 f 及び a は振動数及び振幅である。

$$y = a \sin(2\pi ft) \quad (3.18)$$

計測は全ケースでサンプリング周波数 100 Hz、計測時間 120 s で行われた。

3. 3. 4 運動方程式

本実験の解析にあたっては、円筒ライザー模型及び内部水柱を剛体と見なす。この場合、円筒ライザー模型及び内部水柱の鉛直振動に関する支配方程式は、以下のとおりとなる。

$$M\ddot{y} + \frac{1}{2}\rho A_o(t)C_o|\dot{y}|\dot{y} + \frac{1}{2}\rho A_I(t)C_I|\dot{y} - \dot{y}_I|(\dot{y} - \dot{y}_I) + \rho g S_o y = F(t) \quad (3.39)$$

$$m_I\ddot{y}_I + \frac{1}{2}\rho A_I(t)C_I|\dot{y}_I - \dot{y}|(\dot{y}_I - \dot{y}) + \rho g S_I y_I = 0 \quad (3.40)$$

ここで

$$A_o(t) = 2\pi r_o(d_0 - y) \quad (3.41)$$

$$A_I(t) = 2\pi r_I(d_0 + y_I - y) \quad (3.42)$$

M は模型の慣性質量、 t は時間、 S_o は模型の水線面積、 $F(t)$ は強制動揺装置により模型上端にかかる強制力、 S_I は内部水柱の水線面積、 y 及び y_I は、空間固定座標系で記述された模型及び内部振動水柱の上下変位である。(3.39) 式左辺第3項及び(3.40)式左辺第2項は、円筒模型と内部水柱との間の相互作用が摩擦力によって発生すること、また内部水柱からみればこの項が起振力と減衰力両方の役割を演じることを示している。このような(3.40) 式左辺第2項の役割を考察するためにこれを線形化すると以下ようになる。

$$\frac{1}{2}\rho A_I(t)C_I|\dot{y}_I - \dot{y}|(\dot{y}_I - \dot{y}) \approx C_I V_{IR} \beta (\dot{y}_I - \dot{y}) \quad (3.43)$$

但し、

$$\beta = \frac{8\rho r_I d_0}{3} \quad (3.44)$$

ここで V_{IR} は内部振動水柱の模型に対する相対速度の振幅である。(3.43)式を(3.40)式に代入し、整理すると次式を得る。

$$m_I\ddot{y}_I + C_I V_{IR} \beta \dot{y}_I + \rho g S_I y_I = C_I V_{IR} \beta \dot{y} \quad (3.45)$$

この式は(3.40)式第2項から分離された $C_I V_{IR} \beta \dot{y}_I$ 及び $C_I V_{IR} \beta \dot{y}$ が、内部水柱の鉛直振動においてはそれぞれ減衰力及び起振力の役割を担っていることを示している。(3.45) 式は振動論のテキスト(例えば有山²⁾)で紹介される弱い減衰を伴う強制動揺振動の方程式と近い形をしているが、右辺の強制力の項が変位ではなく速度に比例する点が異なる。

3. 3. 5 実験結果と考察

(1) 計測データ

Fig.3.21 及び Fig.3.22 に、強制動揺装置内のポテンシオメーター及び模型内部波高計によって計測された模型上下変位 y (上図)、内部相対水位 $y_I - y$ (中図)とそれらから求めた内部絶対水位 y_I (下図)の例として強制動揺振動数 0.098Hz と 0.179Hz (いずれも振幅 0.1 m)の場合について示す。

前者では内部水位はほとんどゼロであり、模型のみが振動している。一方、後者では、強制動揺の周波数が 0.179 Hz であり、内部水柱の固有周期 0.1806 Hz に近い。このため内部水柱の振動が励起され、

Fig.3.22 に示すように共振現象がみられた。

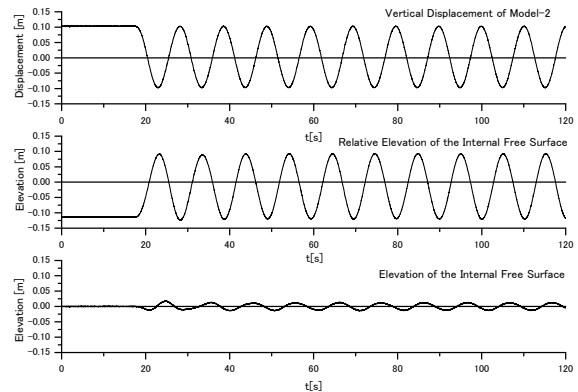


Fig.3.21 Measured vertical displacement of the model y (Upper), measured relative elevation of the internal free surface $y_I - y$ (Middle) and estimated elevation of the internal free surface y_I (Lower) for the forced oscillation of the model-2 with the amplitude of 0.1 m and the frequency of 0.098 Hz

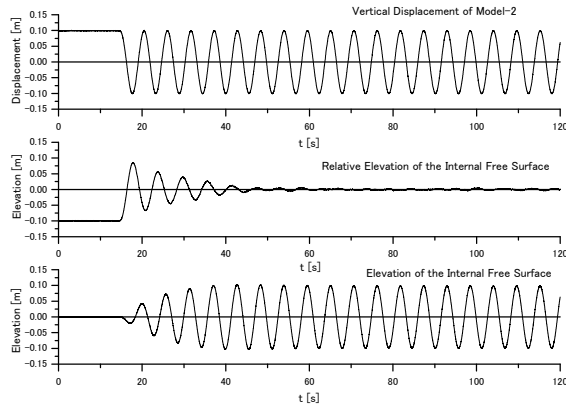


Fig.3.22 Measured vertical displacement of the model y (Upper), measured relative elevation of the internal free surface $y_I - y$ (Middle) and estimated elevation of the internal free surface y_I (Lower) for the forced oscillation of the model-2 with the amplitude of 0.1 m and the frequency of 0.179 Hz

(2) 内部水柱の振動

模型に対する強制動揺信号が(3.38)式で与えられるとき、内部水柱の上下変位は次式で与えられる。

$$y_I = a_I \sin(2\pi f t + \varepsilon) \quad (3.46)$$

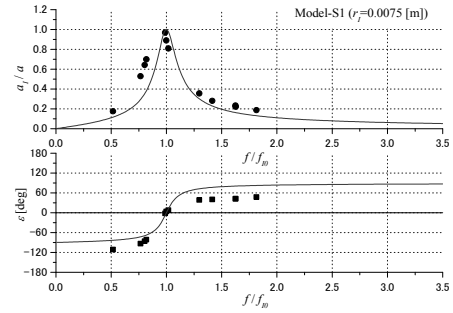
ここで a_I は内部水柱上下変位の振幅、 ε は強制動揺信号と内部水柱振動の位相差である。実験データから a_I と ε を求める際には、過渡的な現象の部分は除外し、さらに強制動揺周波数の成分のみを抽出した。

Fig.3.23 は、振幅比 $\tilde{a}_I$ 及び位相差 ε を周波数比 $\tilde{f}$ の関数として表示したものである。ここで振幅比 $\tilde{a}_I$ と周波数比 $\tilde{f}$ は次の 2 式で定義される。

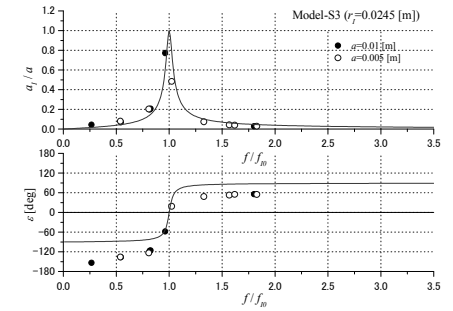
$$\tilde{a}_I = \frac{a_I}{a} \quad (3.47)$$

$$\tilde{f} = \frac{f}{f_{I0}} \quad (3.48)$$

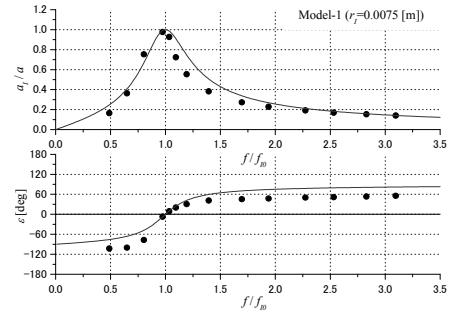
(3.48)式において、 f_{I0} は Table 3.1 に示した内部水柱固有周波数である。



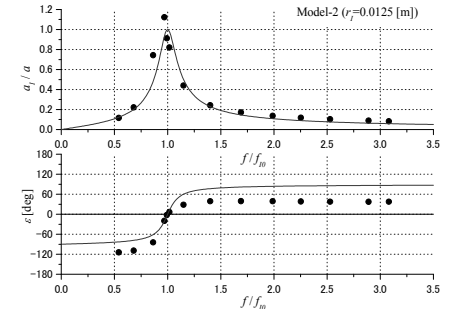
(a) Model-S1



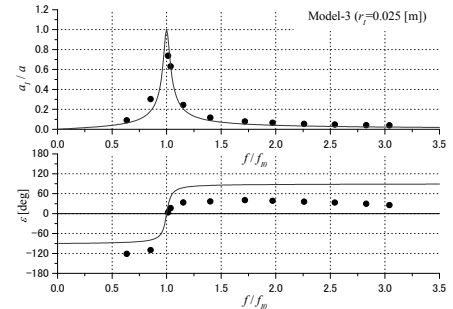
(b) Model-S3



(c) Model-1



(d) Model-2



(e) Model-3

Fig.3.23 Amplitude ratio $\tilde{a}_I$ and phase differences ε of the internal water column motion to the model motion

Fig.3.23 中の丸印は実験値を表す。また、実線は(3.45)式から理論的に求められた次の2式で与えられる予測値を表す。

$$\tilde{a}_I = \frac{\left(\frac{C_I V_{IR} \beta}{m_I} \right) \omega}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + \left(\frac{C_I V_{IR} \beta}{m_I} \right)^2 \omega^2}} \quad (3.49)$$

$$\varepsilon = \tan^{-1} \left\{ \frac{\omega_0^2 - \omega^2}{\left(\frac{C_I V_{IR} \beta}{m_I} \right) \omega} \right\} \quad (3.50)$$

ここで

$$\omega = 2\pi f \quad (3.51)$$

$$\omega_0 = 2\pi f_{I0} \quad (3.52)$$

C_I は後出の(3.67), (3.68)式で与えられる摩擦係数であり、層流域ではレイノルズ数(速度)に逆比例する。この場合は(3.49)式中の $C_I V_{IR}$ は定数となる。

Fig.3.23 では内部水柱の縦振動固有周波数 ($\tilde{f}=1$ すなわち $\omega=\omega_0$) において共振現象が起きている。これらの現象は弱い減衰力を伴い、変位に比例する強制力を受ける調和振動子の運動と類似のものであるが、本研究においては、強制力が変位ではなく速度に比例し、かつ(3.45)式に示すように、強制力と減衰力の係数が等しい。その結果 $\tilde{f}=1$ で常に $\tilde{a}_I=1$ となる(このことは(3.49)式からも分かる)。また $\tilde{f} \rightarrow 0$ の極限では $\tilde{a}_I \rightarrow 0$ となるが、これはライザーの速度がゼロになると、内部水柱に対する起振力がゼロとなることによる。また、逆の極限 $\tilde{f} \rightarrow \infty$ では(3.49)式より、内部水柱の慣性力項が支配的となり、やはり $\tilde{a}_I \rightarrow 0$ となる。内部水柱の固有周波数では、位相差がすべてゼロとなっているが、これはすなわち内部水柱とライザー模型が同位相で動いていることを示しており、そのことは Fig.3.22 から分かる。

同じ長さで半径の異なる模型の結果、例えば

Model-S1 と Model-S3 を比較すると、半径の大きい方がよりシャープなピークを持っていることが分かる。すなわち、半径が大きいと、共振的現象はより狭い周波数範囲でのみ見られるようになる。

(3) 内部振動水柱から円筒内面に働く摩擦力

次に次式の最右辺2項の和を用いて評価した、内部水柱から円筒内面に働く摩擦力 F_I を Fig.3.24 に示す。

$$\begin{aligned} F_I &= -\frac{1}{2} \rho A_I(t) C_I |\dot{y}_I - \dot{y}| (\dot{y}_I - \dot{y}) \\ &= m_I \ddot{y}_I + \rho g S_I y_I \end{aligned} \quad (3.53)$$

Fig.3.24 には、Model 1~3 について摩擦力 F_I のライザー挙動に対する同位相成分(中図)と 1/4 位相ずれ成分(下図)の実験値を黒点で示す。図中の実線は(3.45)式及び(3.53)式最右辺から導出された次式によって求めた予測値である(但し ε については、Fig.3.23 下図に示した位相差の実験点を補間して使用した)。

$$F_I = m_I (\omega_0^2 - \omega^2) |y_I| \quad (3.54)$$

$$F_{IC} = m_I (\omega_0^2 - \omega^2) a_I \cos \varepsilon \quad (3.55)$$

$$F_{IS} = -m_I (\omega_0^2 - \omega^2) a_I \sin \varepsilon \quad (3.56)$$

ここで F_{IC} 及び F_{IS} は F_I のライザー挙動に対する同位相成分と 1/4 位相ずれ成分である。言い換えると F_{IC} 及び F_{IS} はライザー管挙動に対しては付加慣性力あるいは減衰力の役割を果たす。上3式は、(3.49)式及び(3.50)式と同様、ライザー管と内部振動水柱を、摩擦力を媒介とするばねマス系でモデル化した理論モデルから導出されたものであるが、Fig.3.24 から、内部振動水柱からライザー管模型内面に作用する摩擦力についても、理論予測値と実験値はよく一致し、この理論モデルから実験結果が説明できることが分かる。

Fig.3.24 上図の縦軸は $m_I \omega^2 a_I$ で無次元化された F_I である。この図から、すべての場合について無次元化された摩擦力は共振点 $\tilde{f}=1$ でゼロとなっている。これは、共振点では内部水柱が円筒模型と同位相で運動するため、相対速度がゼロとなり、従って摩擦力が働かないためである。別な見方をすると、式(3.53)より、内部水柱の慣性力と復原力がバランスしているということもできる。

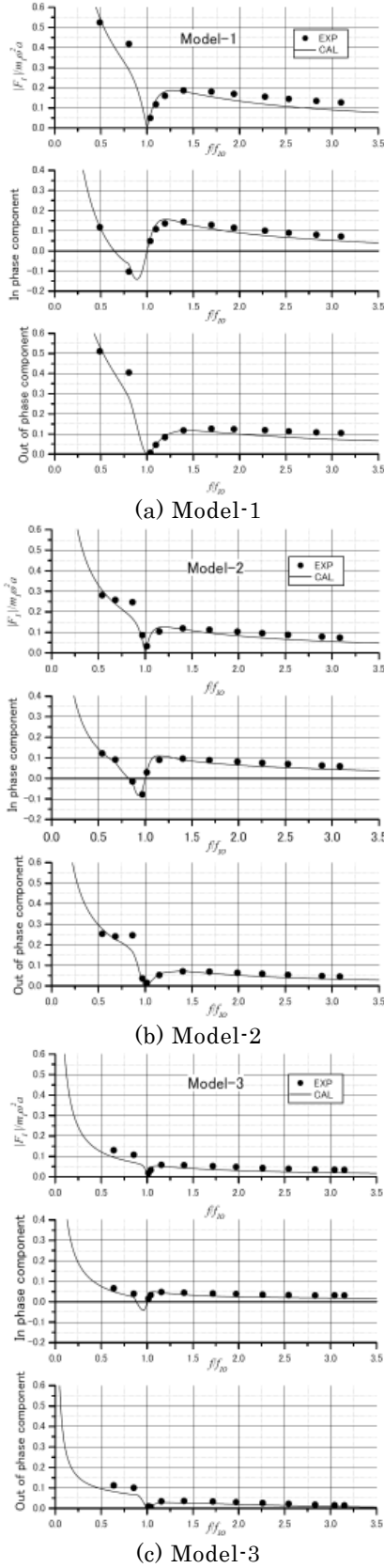


Fig.3.24 Nondimensional friction on inner surfaces of the riser models

Fig.3.24 中図からは、周波数比 0.8 近辺で付加質量力がマイナスとなる領域があることが分かる。すなわち周波数比 0.8 近辺では、Fig.3.24 より $-\pi/2 < \varepsilon < 0$ であり、よって(3.55)式より $F_{IC} < 0$ となる。

一方、減衰力については、Fig.3.23 より $\omega < \omega_0$ では $-\pi < \varepsilon < 0$ 、 $\omega_0 < \omega$ では $0 < \varepsilon < \pi$ であるので、(3.56)式より常にゼロ以上となる。このことは、Fig.3.24 下図からも分かる。

(4) 外部流体から円筒外面に働く摩擦力

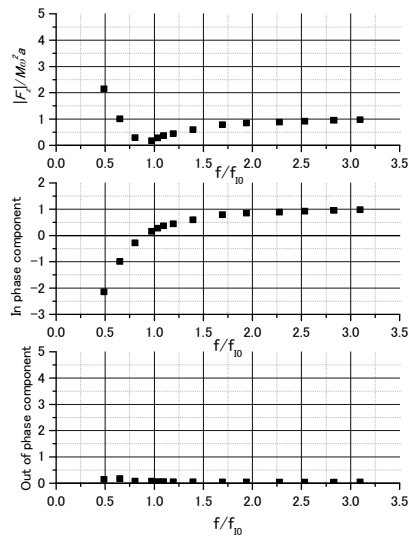
外部流体から円筒模型外面に働く摩擦力は、(3.39)式及び(3.40)式から得られる次式によって与えられる。

$$\begin{aligned}
 F_o(t) &= \frac{1}{2} \rho A_o(t) C_o |\dot{y}| \dot{y} \\
 &= F(t) - (M\ddot{y} + \rho g S_o y) - (m_l \ddot{y}_l + \rho g S_l y_l)
 \end{aligned}
 \quad (3.57)$$

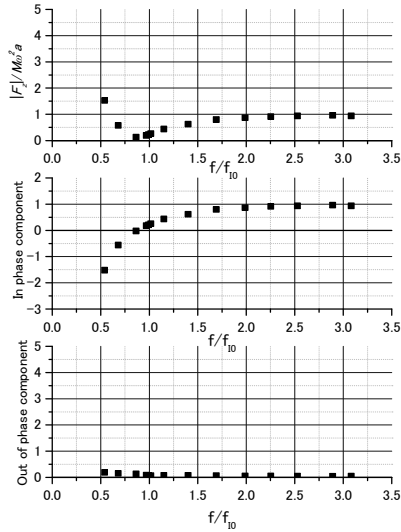
ここで $F(t)$ はライザー模型上端張力であり、Model 1 から Model 3 の各模型について Fig.3.25 に示すような計測結果を得た。縦軸は $M\omega^2 a$ で無次元化されている。これらの図から、Model3 の低周波数比側を除いて、ライザー上端張力のほとんどをライザー模型上下動に対するライザー模型上端張力の同位相成分が占めていることが分かる。

Fig.3.26 には、ライザー模型上端張力から、模型の慣性力及び復原力を差し引いた、「 $F(t) - (M\ddot{y} + \rho g S_o y)$ 」を示す(ここではこれをライザー上端残留張力と呼ぶことにする)。四角、丸、三角がそれぞれライザー上端残留張力の大きさ、ライザー模型上下動に対する同位相成分、1/4 位相ずれ成分である。Fig.3.26 四角と Fig.3.25 上図を比較すると、Model3 の低周波数比側を除いて、ライザー模型上端張力の大きさのうちほとんど(8～9 割程度)が模型の慣性力及び復原力に起因することが分かる。

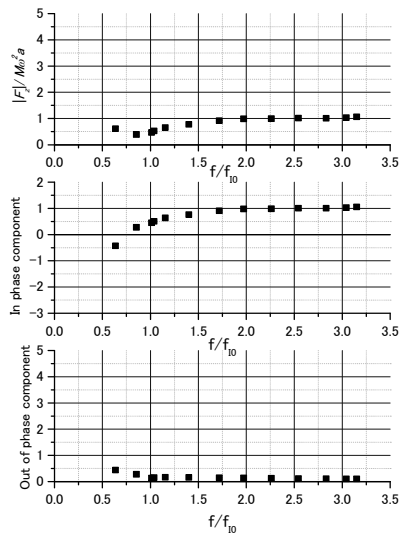
Model 1～Model 3 の模型自体の上下動の固有周波数は、それぞれ 0.1599[Hz]、0.1595[Hz]、0.1417[Hz]であり、これらは内部振動水柱の固有周波数に対する周波数比でいえば、0.8852、0.8828、0.7849 に相当するが、Fig.3.25 中図に示したライザー模型上下動に対するライザー模型上端張力の同位相成分がゼロ・クロスする周波数比は、これらの周波数比に対応する。



(a) Model-1

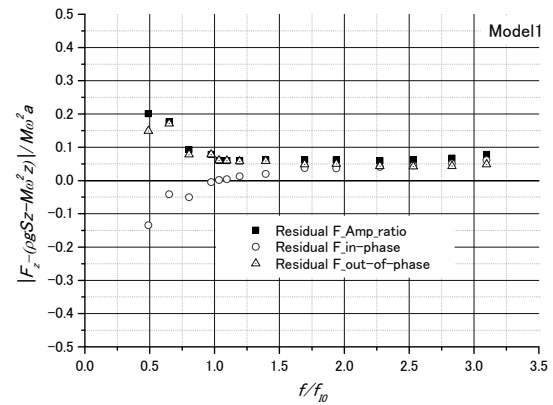


(b) Model-2

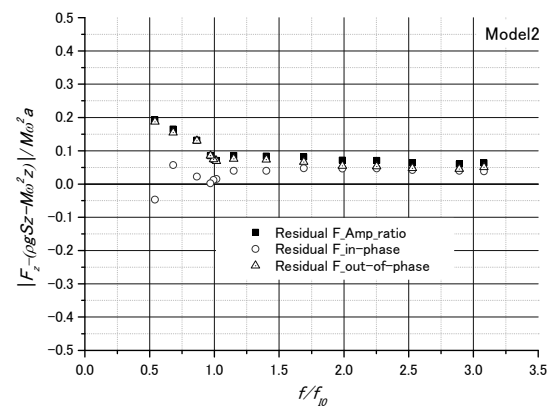


(c) Model-3

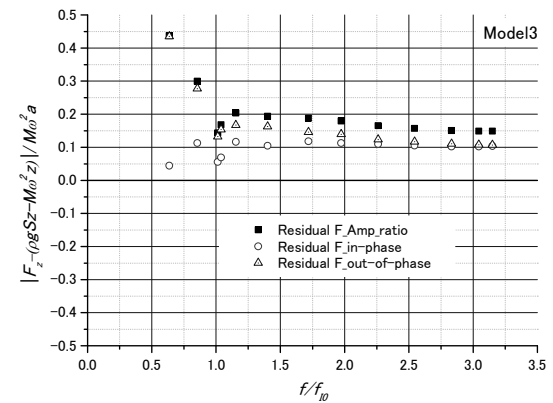
Fig.3.25 Measured dynamic tension on the top of riser pipes



(a) Model-1



(b) Model-2



(c) Model-3

Fig.3.26 Residual dynamic tension on the top of riser models

Fig.3.27 に(3.57)式による F_0 の評価結果を示す。 F_0 の大きさの模型慣性力に対する比(四角)はいずれも大体右肩下がりに減少する。また周波数比 1 のところで若干不連続となる。1/4 位相ずれ成分は $|F_0|$ とほぼ同程度の大きさを持ち、周波数特性もほぼ同様である。 F_0 のライザー挙動に対する同位相成分、すなわち外部流体から円筒模型に作用する付加慣性力は、いずれの場合も周波数比 1 辺

りではほぼゼロとなり、内部流体の影響があることが分かる。

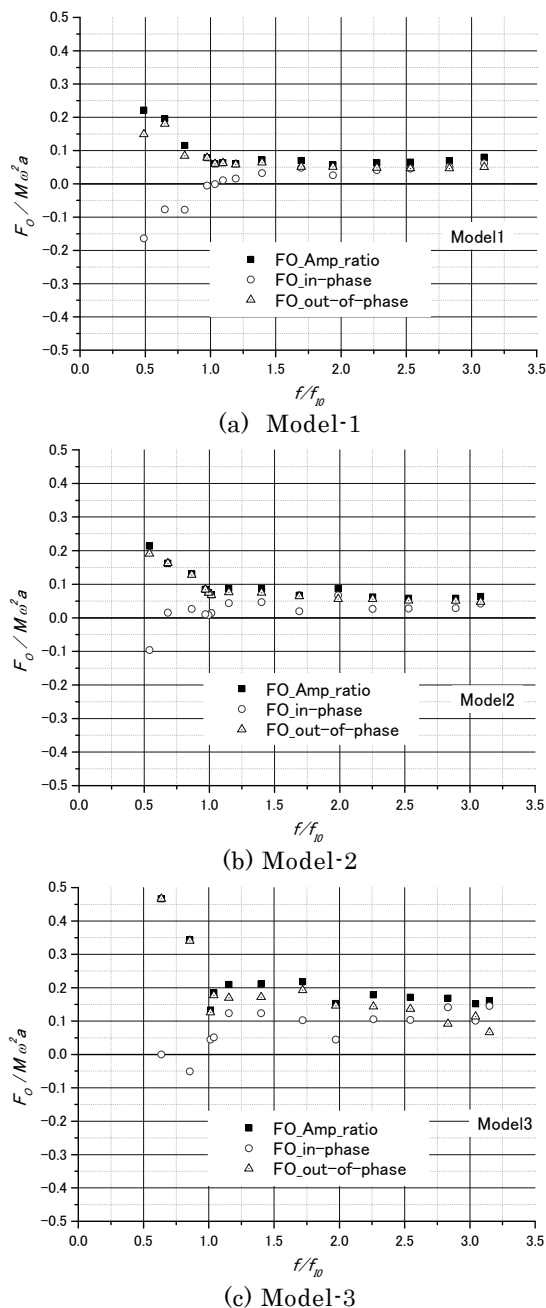


Fig. 3.27 Nondimensional friction on outer surfaces of the riser models

Fig.3.24 と Fig.3.27 で、 F_I と F_o の実験値の大きさを比較すると、両者とも Model1～Model3 それぞれについて無次元周波数 0.5 辺りで最大となり、 $|F_I|$ の最大値は 0.5、0.3、0.1 程度、 $|F_o|$ については 0.2、0.2、0.5 程度となっている。但しこれらの数値は無次元化の仕方が違うので、 $|F_I|$ に内部水柱と円筒模型の質量比 m_I/M をかけた上で

比較しなければならない。Model1～Model3 について、質量比はそれぞれ 0.06、0.2、1.4 であり、これを $|F_I|$ の最大値にかけあわせると、0.03、0.06、0.14 程度となる。これを $|F_o|$ の最大値 0.2、0.2、0.5 と比較すると、 $|F_I|$ の方が小さい。

(5) 円筒内面の摩擦係数

$t_0 \leq t \leq t_0 + \tau$ の時間内に円筒ライザー模型が内部水柱から得た力学的エネルギーは、(3.40)式を用いると次のように求まる。

$$\begin{aligned} E &= \int_{t_0}^{t_0+\tau} dt (m_I \ddot{y}_I + \rho g S_I y_I) (\dot{y}_I - \dot{y}) \\ &= -\frac{1}{2} \rho C_I \int_{t_0}^{t_0+\tau} dt A_I(t) |\dot{y}_I - \dot{y}| (\dot{y}_I - \dot{y})^2 \end{aligned} \quad (3.58)$$

ここで摩擦係数 C_I は $t_0 \leq t \leq t_0 + \tau$ の時間内では一定であると仮定されている。(3.58)式より

$$C_I = -\frac{1}{\alpha} \int_{t_0}^{t_0+\tau} dt (m_I \ddot{y}_I + \rho g S_I y_I) (\dot{y}_I - \dot{y}) \quad (3.59)$$

但し、

$$\alpha = \frac{1}{2} \rho \int_{t_0}^{t_0+\tau} dt A_I(t) |\dot{y}_I - \dot{y}| (\dot{y}_I - \dot{y})^2 \quad (3.60)$$

(3.59)式を用い、 τ として強制動揺の 1 周期を採ると、 C_I が求まる。

さらに、径の違う円筒模型の内部水柱からの摩擦力を統一的に扱うために、機械力学の分野において研究された、パイプ内を流れる振動流に関する研究を応用すると、以下のとおり、より統一的にデータを取り扱えることが分かった。

近江ら³⁾はパイプ内の振動流に対して運動量保存則を適用し、振動流からパイプにかかる摩擦力の表現式として(3.61)及び(3.62)式を求め、ピストンを用いてパイプ内に振動流を発生させて行った実験によりこれらの式を確認した(近江ら⁴⁾)。実験は層流域、乱流域、遷移領域において行われた。

$$\lambda_{u,ta} = \frac{32\eta_1(\sqrt{\omega'})}{Re_{os}} \quad (\text{層流域}) \quad (3.61)$$

$$\lambda_{u,ta} = \frac{0.1392}{(Re_{os})^{1/4}} \quad (\text{乱流域}) \quad (3.62)$$

ここで ω' は、次式で与えられる無次元角周波数

である。

$$\omega' = \frac{r_l^2 \omega}{\nu} \quad (3.63)$$

また、 $\eta_1(\sqrt{\omega'})$ は次式で定義される。

$$\begin{aligned} & \eta_1(\sqrt{\omega'}) \\ &= \frac{\sqrt{\omega'}}{4} \frac{M_1(\sqrt{\omega'})}{M_2(\sqrt{\omega'})} \cos \left\{ \theta_1(\sqrt{\omega'}) - \theta_2(\sqrt{\omega'}) + \frac{3\pi}{4} \right\} \end{aligned} \quad (3.64)$$

ここで M_1 及び M_2 は、それぞれ第1種及び第2種のベッセル関数の絶対値、 θ_1 及び θ_2 はそれらの位相角を表す。

Re_{OS} は、パイプ内平均流速の振幅 $|u_{m,OS,1}|$ を用いて次式によって定義されるレイノルズ数である。

$$Re_{OS} = \frac{|u_{m,OS,1}|(2r_l)}{\nu} \quad (3.65)$$

但し、 ν は水の動粘性係数である。 ν としては、今回は各実験時の水温に応じて Test No. S1-1~S3-3 では 1.15244×10^{-6} 、Test No. S3-4~S3-15 では 1.15916×10^{-6} 、Test No. 1-1~1-14 では 1.00178×10^{-6} 、Test No. 2-1~2-14 では 0.9929×10^{-6} 、Test No. 3-1~3-13 では $1.00178 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ を採用した。

(3.61)式及び(3.62)式において、 $\lambda_{u,ta}$ は(3.59)式の C_I に対応するものであり、これらの変数間には以下の関係がある。

$$C_I = \frac{3\pi\lambda_{u,ta}}{16} \quad (3.66)$$

上式と(3.61)式及び(3.62)を用いると摩擦係数は以下のように表現できる。

$$C_I = \frac{6\pi\eta_1(\sqrt{\omega'})}{Re_{OS}} \quad (\text{層流域}) \quad (3.67)$$

$$C_I = \frac{0.08199}{(Re_{OS})^{1/4}} \quad (\text{乱流域}) \quad (3.68)$$

Fig.3.28 に横軸を Re_{OS} 縦軸を C_I/η_1 として整理した摩擦係数の実験データを示す。図中の実線は(3.67)式を用いてひかれた理論値である。この図から、摩擦係数の実験データが、理論値と良い一致を示していることが分かる。

(6) 円筒外面の摩擦係数

$t_0 \leq t \leq t_0 + \tau$ の時間内に円筒ライザー模型が外部流体から得た力学的エネルギーは、(3.57)式を用いると次のように求まる。

$$\begin{aligned} E &= \int_{t_0}^{t_0+\tau} dt \{ F(t) - (M\ddot{y} + \rho g S_o y) \\ &\quad - (m_l \ddot{y}_l + \rho g S_l y_l) \} \dot{y} \\ &= \frac{1}{2} \rho C_o \int_{t_0}^{t_0+\tau} dt A_o(t) |\dot{y}| \dot{y}^2 \end{aligned} \quad (3.69)$$

ここで摩擦係数 C_o は $t_0 \leq t \leq t_0 + \tau$ の時間内では一定であると仮定されている。(3.69)式より

$$\begin{aligned} C_o &= -\frac{1}{\alpha_o} \int_{t_0}^{t_0+\tau} dt \{ F(t) - (M\ddot{y} + \rho g S_o y) \\ &\quad - (m_l \ddot{y}_l + \rho g S_l y_l) \} \dot{y} \end{aligned} \quad (3.70)$$

但し、

$$\alpha_o = \frac{1}{2} \rho \int_{t_0}^{t_0+\tau} dt A_o(t) |\dot{y}| \dot{y}^2 \quad (3.71)$$

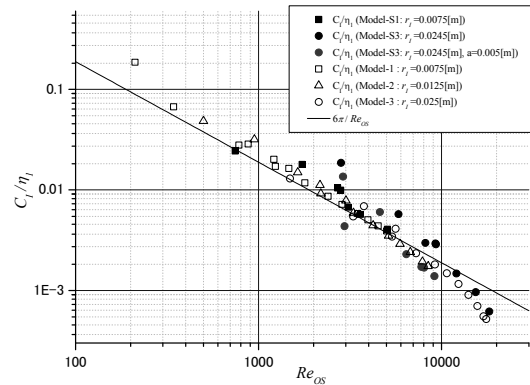


Fig. 3.28 Friction coefficient for the inner surface of the riser models as function of Re_{OS}

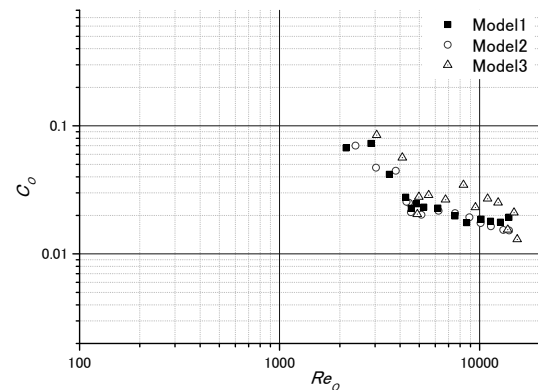


Fig. 3.29 Friction coefficient for the outer surface of the riser models as function of Re_o

(3.70)式を用い、 τ として強制動揺の1周期を採ると、Fig.3.29のように Co が求まる。ここで、横軸の Re は次式で定義されるレイノルズ数である。

$$Re_o = \frac{\sigma_{V(model)}(2r_o)}{\nu} \quad (3.72)$$

$\sigma_{V(model)}$ は模型速度の標準偏差、 ν は水の動粘性係数である。 ν としては、今回は実験毎に C_I 導出時と同じものを使用した。 C_I と同様、Fig.3.29 において、 Co はレイノルズ数の増加とともに単純に減少し、層流中の平板に働く摩擦力と同様に、速度に反比例することが分かる。

3. 3. 6 3. 3 節のまとめ

本実験では、内部流体の影響を考慮したハングオフライザーの縦挙動に関する理論モデルの検証、シミュレーションコードの検証に必要となる各種データ及びパラメータの取得、実機ハングオフライザーの縦挙動の推定に必要となる各種パラメータの取得を目的とし、アクリル製の円筒ライザー模型を用いて鉛直上下方向の強制動揺試験を実施した。

その結果、内部流体の挙動及び内部流体からライザー管にかかる摩擦力が、本研究で採用した理論モデルによる予測とよく一致し、本研究で採用した理論モデルの妥当性が検証された。またその検証の過程で、内部振動水柱のライザー管の縦振動に対する振幅比が1を超えないことや、内部振動水柱上下動の固有周期では、内部振動水柱の慣性力と復原力がバランスすることによって、摩擦力がゼロとなること、さらに内部流体によりライザー管にかかる付加慣性力が、無次元振動数 $f/f_0=0.8$ 近辺でマイナスとなること等、ライザー管と内部流体との相互作用に関する各種の物理的特性が明らかとなった。

また外部流体による摩擦力は、内部振動水柱の運動が激しくない領域では、内部水柱による摩擦力よりも小さくなる。 F_0 のライザー挙動に対する同位相成分、すなわち外部流体から円筒模型に作用する付加慣性力は、いずれの場合も周波数比1のところではほぼゼロとなり、外部流体による摩擦力にも内部流体の影響があることが分かった。

さらに、シミュレーションコードの検証に必要となる内部振動水柱とライザー管模型の挙動及びライザー模型上端の張力データを取得し、ライザー管と内部振動水柱及び外部流体との間のエネルギー保存則から、ライザー管内面及び外面の摩擦係数を求めた。

径や長さの異なる数種類のライザー円筒模型を

用いた実験から求めた摩擦係数は、管内振動流を扱った機械力学分野の理論を用いることにより統一的に整理され、同理論の与える予測とよく一致することが分かった。

3. 3 節の参考文献

- 1) Hotta, H, Miyazaki, T, Washio, Y, and Takeuchi, S. : “Fundamental Study on The Air Power of The O.W.C. Type Power Generator --- Fixed Air Chamber with Projecting Wall ---”, JAMSTECR, Japan Marine Science and Technology, Vol. 12, (1984), pp.65-76.
- 2) Ariyama, M. : “Oscillation / Wave”, SHOKABO PUBLISHING, 24th edition (1990), pp.54-60. (Japanese)
- 3) Ohmi, M, Iguchi, M, Kakehashi, M and Masuda, T. : “Transition to Turbulence and Velocity Distribution in an Oscillating Pipe Flow”, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. B, The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 47 No.419 (1981), pp.1214-1223.
- 4) Ohmi, M, Iguchi, M, and Urahata, I. : “Flow Pattern and Frictional Losses in an Oscillating Pipe Flow”, *ibid.*, The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 47 No.420 (1981), pp.1502-1510.

3. 4 数値シミュレーション結果の検証

本節では、海上技術安全研究所で実施した数値シミュレーション結果の妥当性について検証を行う。

3. 4. 1 計算結果の検証

海上技術安全研究所で実施したシミュレーションについて、計算結果のオーダーに関して検証を行った。

シミュレーションはライザー管上端が剛結されているという条件で実施されているため、オーダーの検証には同じく剛結の状態を意味していると考えられるライザー管自体の耐荷重を用いることとする。ここでライザー管の耐荷重としては、テンショナーリングの下に位置するセーフティジョイントのコネクタ部でおよそ 16,000kN が最小の値である。

ここで、海上技術安全研究所で開発された数値シミュレーターの試計算結果を Fig.3.30 に示す。ライザー長 2500m、摩擦係数 $Co=Ci=0.005$ 、周期 5.00s で上端を振幅 2.0m で加振した場合の結

果である。なお計算は全て浮力体のついた単一のライザー管ジョイントで構成されているとの仮定に基づいている。

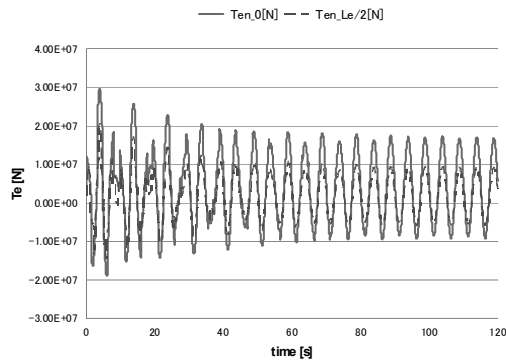


Fig.3.30 Numerical results (tension)

上端の張力の最大値を見た場合、数値シミュレーターでは $1.6 \times 10^7 \text{N}$ 程度と見積もられている。ライザー管編成について、海上技術安全研究所の試算例では浮力体が全長に亘って配置されている仮定であり、一概に比較は難しいが、前述のライザー管の耐荷重 $16,000 \text{kN} = 1.6 \times 10^7 \text{N}$ と比較するとオーダーは大きく外れておらず、試算としては妥当な結果が得られていると考えられる。

3. 4. 2 「ちきゅう」実海域計測データによる検証

検討の結果、これまで「ちきゅう」において実際に計測されたライザー管の挙動に関するデータについては、ライザー管の3次元運動の計測結果であることや、ライザー管下端がフリーの状態での計測結果は限られている上に、下端がフリーの状態は、すなわち揚管中や降管中の場合であり、ライザー管編成長や挙動計測に用いられたセンサーの鉛直方向の位置が不明確なため、数値シミュレーション結果の検証に用いることが困難なことが判った。また、開発された数値シミュレーターは一次元の解析モデルであり、実際のライザー管編成の影響を取り込むことが難しいのが現状である。これら二つの側面から、開発された数値シミュレーターの実用化に向けては、今後実船スケールでの数値シミュレーション結果と実船での計測結果の比較が必要である。

3. 4. 3 3. 4 節のまとめ

開発された数値シミュレーターについて、ライザー編成計画時の検討結果と比較し、基本的なオーダーに関しては大きく外れていないことが確認された。数値シミュレーターの実用化のためには、

今後実船スケールでの数値シミュレーション結果と実船での計測結果の比較が必要である。

3. 5 3 章のまとめ

得られた知見をまとめると以下のとおり。

- ・ライザーが基本部材である浮力材付ライザー管ジョイントのみで構成されているとすると、長さ 4000 m の場合、ライザーの固有周期及び内部流体の固有周期が共に約 5 秒 となる。
- ・模型実験より摩擦係数を求め、実機ライザーの摩擦係数を推定した。
- ・内部振動水柱のライザー管の縦振動に対する振幅比が 1 を超えないことや、内部振動水柱上下動の固有周期では、内部振動水柱の慣性力と復原力がバランスすることによって、摩擦力がゼロとなること、さらに内部流体の存在によりライザー管にかかる付加慣性力が、無次元振動数 $f/f_0=0.8$ 近辺でマイナスとなること等、ライザー管と内部流体との相互作用に関する各種の物理的特性が明らかとなった。
- ・レイノルズ数に依存しない、内部流体の影響を考慮した、ライザー縦弾性挙動数値シミュレーターを作製した。
- ・数値シミュレーション結果と模型実験結果及び安川他の計算結果を比較し、数値シミュレーターの有効性を確認した。
- ・開発された数値シミュレーターについて、ライザー編成計画時の検討結果と比較し、基本的なオーダーに関しては大きく外れていないことが確認された。
- ・ライザーが「ちきゅう」で使用されている浮力材付ライザー管ジョイントのみで編成されているとして 4000 m 実機想定の数値シミュレーションを行い、「ちきゅう」のヒープ運動とライザーの縦弾性振動の共振時のライザー変位振幅と張力変動振幅を推定した。

今後の課題を以下に列記する。

- ・実機のライザー構成で検討する。
- ・ライザーの張力に対するライザーのたわみの影響の検討を行う。
- ・ライザーの張力に対する「ちきゅう」をはじめとするプラットフォームとライザーの連成運動の影響を検討する。
- ・実船スケールでの数値シミュレーション結果と実船での計測結果の比較を行い、数値シミュレーターの実用化を目指す。

4. 結言

独立行政法人海洋研究開発機構と独立行政法人海上技術安全研究所との間で、平成 19～20 年度に共同研究「大水深ライザー掘削の安全性評価に関する研究」が実施された。共同研究によって得られた成果は以下のとおりである。

①ドリルパイプの疲労被害度予測手法の構築

- ・ 引張・曲げ状態における回転による疲労被害度の評価手法をまとめた。
- ・ VIV による疲労について、 $\Delta\sigma_n-f$ の直線関係を利用して、疲労被害が最も厳しい上端部の疲労被害度を簡易推定する方法を示した。
- ・ 梁理論から、 $\Delta\sigma_n-f$ 関係を決定する主要因を求め、断面寸法に関して汎用性のある簡易推定式を示した。

今後に向けての課題としては、引張・曲げ状態における回転と VIV による応力の重畳波形を用いての、時間領域での詳細疲労解析の実施が挙げられる。

②ハングオフ時の挙動解析手法の構築

- ・ 内部流体とハングオフライザーの縦挙動における相互作用モデルを構築した。
- ・ 深海水槽における縦挙動模型実験により、モデルを検証した。実機ライザーの摩擦係数を推定した。
- ・ ライザー管及び内部流体を弾性体でモデル化した縦挙動数値シミュレーターを構築した。
- ・ 模型実験結果との比較により、シミュレーターの精度を確認した。実機スケールの試計算を実施した。

今後に向けての課題としては、シミュレーターの実用化に向けて、実機データとの比較の実施が挙げられる。

謝辞

本研究は海上技術安全研究所と海洋研究開発機構との共同研究として実施された。共同研究の実施に際して御尽力いただいた関係各位に深く感謝する次第である。