

敷設作業船による海底配管敷設模型実験

関田欣治*・谷山正樹*

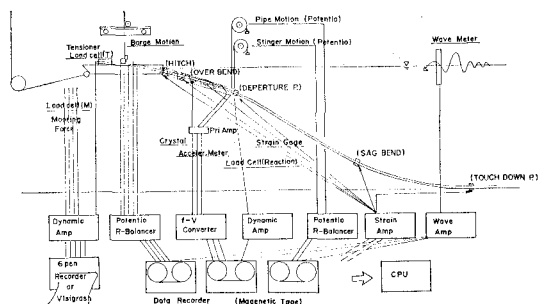
1. 概 要

近年、海外はもとよりわが国においても石油、ガス、水道等を対象として海底パイプラインの計画、あるいは敷設される機会が多くなってきている。海底パイプラインの敷設作業は作業船の船尾に取付けたスティングーという浮力構造物を用いて船上より滑らかに海底に沈水敷設するものであるが、沖合距離の長い深海域での荒海象条件下では敷設船の動揺によりパイプに過大な動的応力度が発生しその安全確実な敷設にきわめて大きな影響を与える。

われわれは、これらの現象を力学的に解明すべく水深 75m の外洋である東南アジア海域を想定し 1/60 縮尺の作業船モデルを製作し、安全かつ効率的な敷設作業の確立を目的とし、不規則波中での模型実験を実施した。

2. 実験方法

敷設時パイプに発生する動的応力度の主たる発生要因として、作業船のピッチおよびヒーブ動揺が支配的であるので、船尾方向から波浪を進入させスティンガーヒッチ部構造形式の異なる2種類のスティンガー（固定式、ヒンジ式）による模型実験を行った。実験測定系統図を図-1に、各種実験条件を表-1に示す。



図一1 作業船，スティングアー，敷設パイプ
一体測定系統図

表-1 1/60 モデルにおける各物理量

形 式	Proto	1/60 Model
諸 元		
作業船+スティンガー+パイプ	123m+48.1m+280m =451 m	2.05m+0.81m+4.67m =7.52 m
水 深 h	75 m	1.25 m
周 期 T	3.54~14.1 (sec)	0.5~1.8 (sec)
波 高 H	2~4 m	3~7 cm
作 業 船 重 量 WB	12 000 ton	55.6 kg
スティンガー重量 Ws	113.5 ton	525 gr
パイプ空中重量 Wa	98 kg/m	27.2 gr/m
パイプ水中重量 Ww	14 kg/m	3.9 gr/m
パイプ断面積 A	124.12 cm ²	0.0345 cm ²
パイプ曲げ剛性 EI	3.16×10^{10} kg-cm ²	40.64 kg-cm ²
テン シ ョ ン 量 T	21.6 ton	100 gr

3. 實驗結果

(1) 波浪特性

実験に用いた波浪は、月別の波高周期発現頻度表を参考とし以下のようにシミュレーションした。施工海域としてマレーシア沖を想定し、敷設作業は8月～11月までの期間に実施されるものとし、この期間の有義波高、有義周期から規則波および Pierson-Moskowitz 型のスペクトル型状を有する不規則波 (Irregular I) を実験波浪とした。また、作業船が作業限界に達するような極限的波浪として暴風時を想定した不規則波 (Irregular II) をもあわせて実験波とした。これらの波浪スペクトル¹⁾を図—2に示す。

(2) 敷設作業船の動揺特性

作業船の船体動揺特性を 図—3.1, 図—3.2 に示す。
図中の実線等はストリップ法²⁾による理論値である。

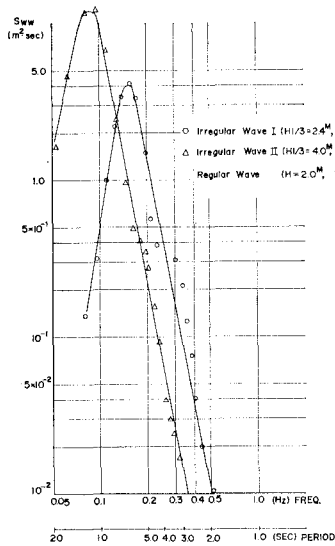
(3) スティンガー動揺特性

固定式スティンガーの運動はスティンガーが作業船と一体の構造物と見なせるので、動揺特性は作業船のヒーブ、ピッチ動揺から幾何学的に算定できる。

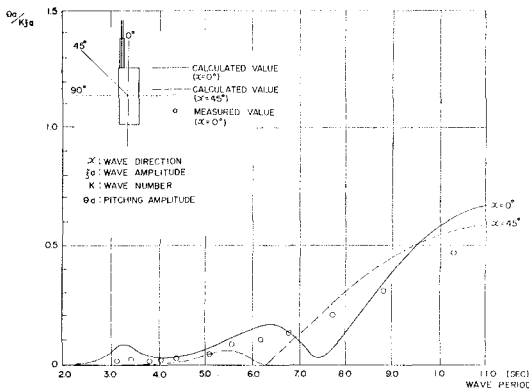
一方、2点でヒッチされたヒンジ式スティンガーの運動は、作業船のヒッチ部動揺と波浪によるスティンガー自身の動揺の合成されたものとなる。

スティンガーピッチ動揺は、スティンガーヒッチ部で

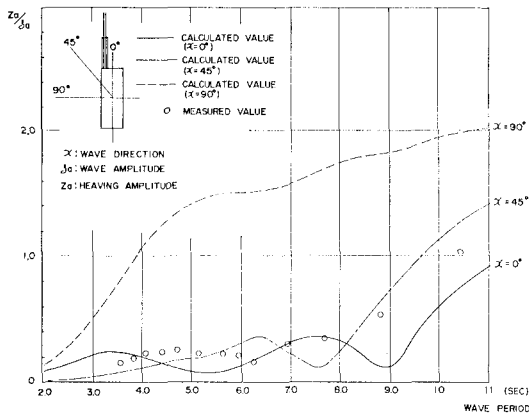
* 正会員 新日本製鐵(株)相模原技術センター海洋施設グループ



図—2 実験波浪パワースペクトル



図—3.1 敷設作業船縦揺動特性 (Pitch)



図—3.2 敷設作業船上下動揺特性 (Heave)

の上下動 z_h , スティンガー放出点での上下動 z_d を測定することにより, スティンガー回転中心を l_θ として次のように表わすことができる。

$$l_\theta = \frac{S_{zh}z_h - S_{zd}z_d - l_s^2 \cdot S_{\theta_s\theta_s} - 2l_s \cdot C_{zd\theta_s}}{2[(C_{zh\theta_s} - C_{zd\theta_s}) - l_s \cdot S_{\theta_s\theta_s}]} \dots (3.1)$$

ただし l_s はスティンガー全長, $S_{zd}z_d$, $S_{zh}z_h$, $S_{\theta_s\theta_s}$ はそれぞれパイプ放出点, およびスティンガーヒッチ部の上下変動, スティンガーピッチ角変動のパワースペクトルを表わす。また, $C_{zd\theta_s}$, $C_{zh\theta_s}$ はそれぞれ放出点およびヒッチ部上下動とスティンガーピッチ角変動のコ・スペクトルを表わす。

また, スティンガーピッチ角変動のパワースペクトルは

$$S_{\theta_s\theta_s} = (S_{zh}z_h + S_{zd}z_d - 2C_{zh}z_d) / l_s^2 \dots (3.2)$$

で与えられスティンガー両端の上下動 (z_h , z_d) のパワースペクトル, および両者のクロススペクトルから得られる。

図—4.1 に回転中心 l_θ の計算結果を示す。図よりスティンガーは長周期波浪 (4.5 秒以上) ではパイプ放出点付近, 3~4.5 秒程度の波浪に対してはヒッチ部に近い所に回転中心を有するピッチ動揺を行っていることがわかる。一方, ピッチ角変動のスペクトルは式 (3.2) により算定され 図—4.2 に固定式スティンガーのピッチ角変動 (作業船のピッチ動揺) とあわせて示してある。

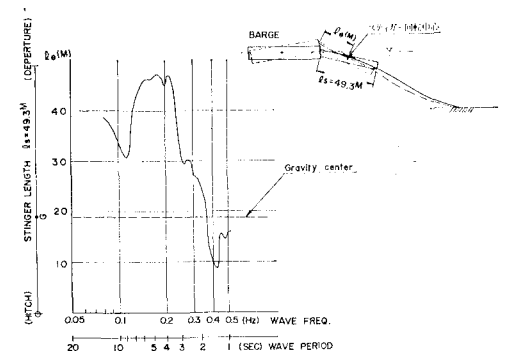
これらより次の事柄が明確になった。

- i) 周期 2~3.5 秒程度の一般に風波といわれる波浪に対しては固定式スティンガーが安全である。
- ii) 長周期波浪 (4 秒以上) に対しては両形式スティンガーともピッチ角変動に余り相違が見られない。

(4) 放出点反力

暴風時のような荒海象条件下ではスティンガー放出点ローラーと敷設パイプとの衝突現象が発生する可能性がある。この現象を把握するため不規則波浪 (Irregular II) による実験結果を 図—5 に示す。図より次の事柄が明らかであろう。

- i) 波浪が最大のパワースペクトルを示す周波数で動的な反力も最大値を示す。
- ii) 動的な反力が最大となるような周波数領域ではヒン



図—4.1 ヒンジ式スティンガー回転中心の周波数変動

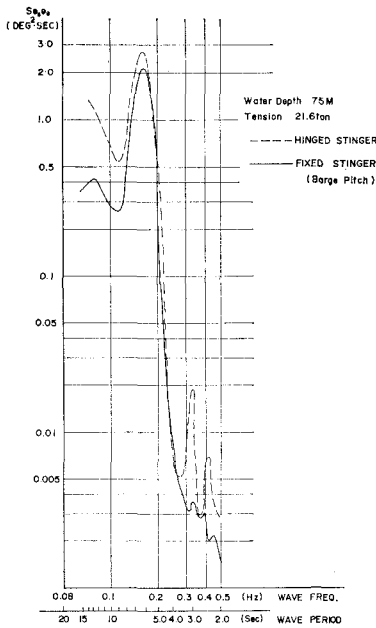


図-4.2 スティンガー回転動揺のパワースペクトル

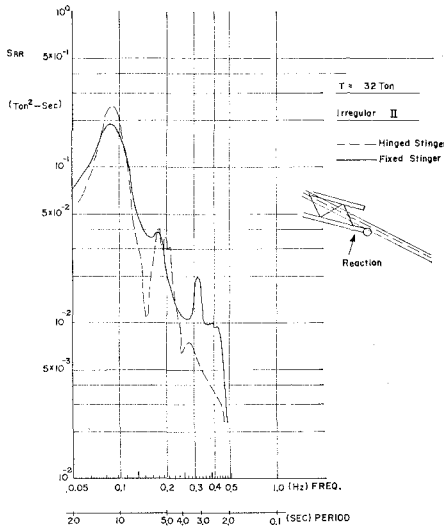


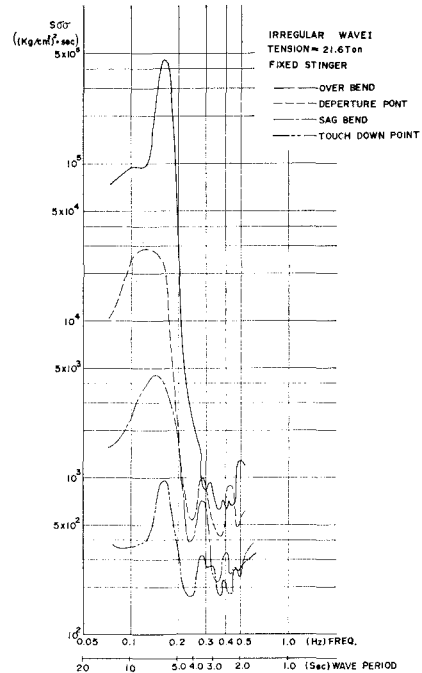
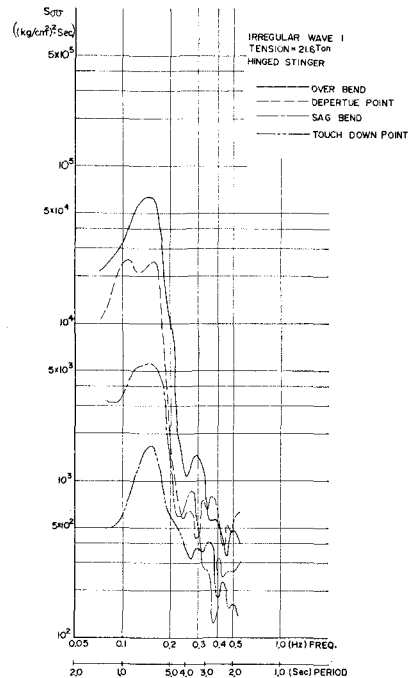
図-5 放出点反力変動のパワースペクトル

ジ式スティンガーが固定式スティンガーの場合の反力より若干大きな値を示す。

- iii) 一方、高周波数領域になるにつれて固定式スティンガーの場合のローラー反力スペクトルが若干大きくなる。

(5) 敷設パイプの動的応力度

波浪を受けた作業船やスティンガーの動揺によって敷設パイプに発生する動的応力度のパワースペクトルを図-6.1, 図-6.2に示す。これらの実験結果においてパワースペクトルのピーク値に着目すると、オーバーベン

図-6.1 パイプライン動的応力度
(固定式スティンガー)図-6.2 パイプライン動的応力度
(ヒンジ式スティンガー)

ド部および放出点の動的応力度が卓越し、サグベンド部応力度は比較的低い値を示している。スティンガー構造形式の相違による影響については、オーバーベンド部で

固定式, サグベンド部でヒンジ式スティンガーの応力度が大きな値を示している。

4. 解 析

サグベンド部区間の動的応力度は波力の影響よりもむしろ作業船の動揺によって発生するスティンガー放出点での放出角変動や上下動揺によって起きると考えられる。そこでパイプ放出点に強制変位(回転および上下変位)を与え, Modal-Analysis により周波数ごとに敷設パイプサグベンド部に発生する動的応力度を求めた。

計算結果を図-7.1, 図-7.2 に示す。図中の $K_{\theta\theta}$, K_{zz} はおのおの強制回転, 強制上下変位による動的応力度応答倍率である。したがってサグベンド部各断面の応力度スペクトル $S_{\sigma\sigma}(f)$ は, 式(4.1)で表わされる。

$$S_{\sigma\sigma} = K_{\theta\theta}^2 \cdot S_{\theta_s \theta_s} + K_{zz}^2 \cdot S_{z_d z_d} + 2K_{\theta\theta} \cdot K_{zz} \cdot C_{\theta z z_d} \dots (4.1)$$

ただし $S_{\theta_s \theta_s}$, $S_{z_d z_d}$, $C_{\theta z z_d}$ は, おのおの放出角変動, 上下変動のパワースペクトルおよび放出角変動と上下変動のコ・スペクトルを表わす。

図-8 に計算値と実験値を示す。ただし計算値の解析系条件は作用張力 $T=21.6$ ton, 付加質量係数 $C_a=1.0$, 減衰定数 $h=0.02$, 水深 75m である。

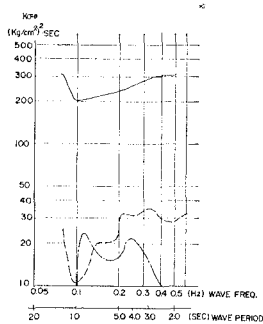


図-7.1 動揺による動的応力度応答倍率

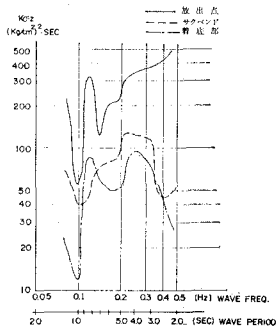


図-7.2 動揺による動的応力度応答倍率

5. 敷設パイプの動的応力度管理法

実験および振動解析によって動的応力度応答倍率

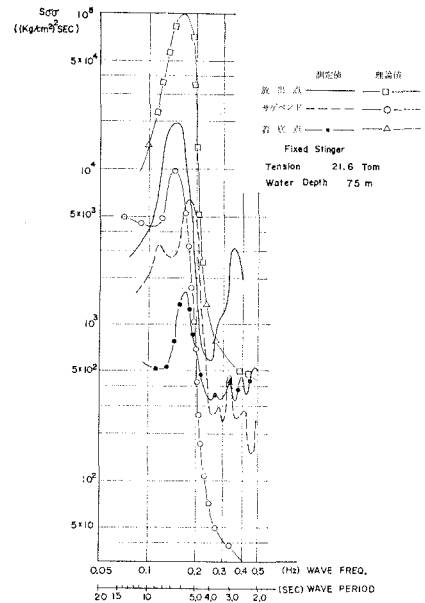


図-8 パイプライン各部に発生する動的応力度パワースペクトル

$K_{\theta\theta}$, K_{zz} が求まり, スティンガー動揺特性がストリップ法等で求まると作業船動揺によって敷設パイプ各断面に発生する動的応力度が式(4.1)によって推定できる。

この式においてピッチとヒープの位相差を無視すると次式が得られる。

$$(K_{\theta\theta} \cdot |\theta|)^2 + (K_{zz} \cdot |z|)^2 \leq (\sigma_y - \sigma_s)^2 = \sigma_R^2 \dots (5.1)$$

ただし, θ , z はスティンガーピッチ角変動および上下変動を表わす。 σ_y はパイプ降伏点応力度, σ_s は静的敷設応力度, σ_R は残存許容応力度を表わす。

いま, 式(5.1)の右辺を $(H/2)^2$ で左辺を $\xi^2 (\xi = H/2)$ で除すと, 式(5.2)が得られる。

$$\frac{4\sigma_R^2}{H^2} \geq \left(K_{\theta\theta} \cdot \frac{|\theta|}{\xi} \right)^2 + \left(K_{zz} \cdot \frac{|z|}{\xi} \right)^2 \dots (5.2)$$

ここに, $|\theta|/\xi$, $|z|/\xi$ はおのおのピッチおよびヒープの波浪応答倍率であり, 不規則波浪応答の場合, 各パワースペクトルより式(5.3)で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} |\theta|/\xi &= \sqrt{S_{\theta\theta}/S_{ww}} \\ |z|/\xi &= \sqrt{S_{zz}/S_{ww}} \end{aligned} \right\} \dots (5.3)$$

ただし, $S_{\theta\theta}$, S_{zz} はスティンガーピッチ角変動, および上下変動のパワースペクトル, S_{ww} は波浪パワースペクトルを表わす。したがって式(5.2)は次式のように変形される。

$$\frac{4\sigma_R^2}{H^2} \geq K_{\theta\theta}^2 \cdot \frac{S_{\theta\theta}}{S_{ww}} + K_{zz}^2 \cdot \frac{S_{zz}}{S_{ww}} \dots (5.4)$$

以上よりパイプ敷設時の作業船作業限界波高が式(5.5)より決定される。

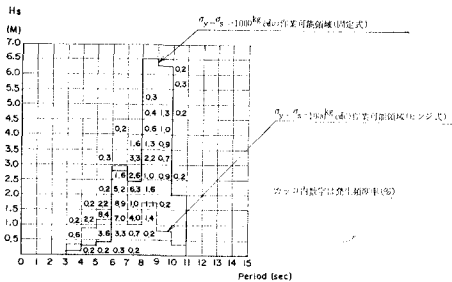
$$\frac{H}{\sigma_y - \sigma_s} \leq 2 / \sqrt{K_{\theta\theta}^2 \cdot S_{\theta\theta} / S_{ww} + K_{\sigma z}^2 \cdot S_{zz} / S_{ww}} \quad \dots\dots\dots(5.5)$$

6. 作業船稼働率推定法

作業対象海域の波浪発現頻度分布図が与えられた場合、式(5.5)を用いて以下に述べる手順で作業船作業稼働率が推定できる。

- i) 作業対象海域の波浪発現頻度分布図を既存の資料、あるいは観測データを基にして作成する。これを図—9に示す。
- ii) 分布図の周波数ごとに式(5.5)により作業限界波高を算定し、図中に作業可能領域を記入する。図中の実線および破線は残存許容応力度1 000(kg/cm²)に対する作業可能範囲である。

以上の手順で得られた作業稼働率を表—2に示す。表—2は図—6.1に与えた波浪発現頻度を有する海域における作業稼働率の推定値を示す。ただしこの値は敷設パイプに発生する動的応力度から見た作業稼働率を示すもので、作業船上での敷設パイプの移送やラインアップ作業、クレーン作業等の作業限界は除いている。



図—9 波浪発現頻度分布図

表—2 作業限界波高および作業稼働率

残留許容 応 力 度 $\sigma_y - \sigma_s$ (kg/cm ²)	固定式スティンガー		ヒンジ式スティンガー	
	作業限界波高	作業稼働率	作業限界波高	作業稼働率
250	0.4 (m)	6 (%)	0.6 (m)	2 (%)
500	1.1	19	1.2	12
1 000	2.1	56	2.7	45
1 500	3.1	72	4.0	59
2 000	5.0	79	5.4	72

7. 結 論

われわれは本文において残存許容応力度(降伏点応力度—静的応力度)をパラメーターとして式(5.5)によって作業限界波高を算定することにより動的応力度から見た海底パイプライン敷設工事の作業稼働率を推定することを提案した。

この作業稼働率推定法を用いることにより次の事柄の推定が可能となる。

- i) 作業対象海域における工事期間の選択
- ii) 荒海象条件下のパイプ敷設に耐え得るような材質の選定基準の確立
- iii) 海底パイプライン敷設工事における Down-Time の推定

以上の結果を海底パイプラインプロジェクトに適用することにより安全かつ効率的なパイプ敷設工事を実施するための科学的データを提供できるものと確信する。

参 考 文 献

- 1) 力石國男・光易 恒: スペクトル計算法と有限フーリエ級数, 九州大学応用力学研究所所報第39号, 1973.
- 2) 田才福造・高木又男: 規則波中の応答理論および計算法, 耐航法に関するシンポジウム, 1969.