

水中衝撃圧力発生装置の開発とその応用

Development of Underwater Dynamic Pressure Generator and Its Application

技術本部 木村 延^{*1} 浅田 和雄^{*2}
神戸造船所 山下 勝久^{*3} 岡田 真治^{*3}

水中構造物に衝撃圧力が作用するときの構造物動的応答を評価するために、ラプチャーデスクの破裂により補助タンクの高圧力（180 MPa）を試験タンクに導入し、15 MPaの衝撃圧力を発生することができる水中衝撃圧力発生装置を開発した。また、本装置を応用して水中円筒構造物に静的圧力と衝撃外圧とが同時に作用するときの衝撃座屈限界について検討した。

An underwater dynamic pressure generator has been developed by MHI for measuring the dynamic response of underwater structures. Using this equipment, dynamic buckling tests on cylindrical structures was carried out. As a result of the experiment, the dynamic buckling pressure of cylindrical structures was experimentally obtained.

1. はじめに

静的荷重と衝撃荷重とが同時に作用するときの構造物の動的応答を把握することは、水中構造物や船の安全性評価の観点から重要である。そこで本研究では、構造物の動的応答を調べるために水中衝撃圧力発生装置を開発をした。また、本装置を応用して水中円筒構造物の衝撃座屈試験を行い、水中構造物に静的圧力と衝撃圧力とが同時に作用するときの座屈限界を実験的に求めた。

2. 水中衝撃圧力発生装置

従来、水中構造物に衝撃圧力が作用するときの動的構造応答を

評価するために、水中爆発試験を実施していた⁽¹⁾。また、水中爆発試験では、屋外試験池に爆薬及び水中構造物を設置し、爆薬が爆発するときの衝撃圧力及び動的構造応答を計測していた。この場合、屋外の施設を利用するために、規模・コスト共に大きくならざるを得ず、パラメトリック試験が困難であった。また、水中深度が大きい場合の試験が不可能であり、動的構造応答に与える静水圧の影響を評価することが困難であった。

このため、実験室レベルで容易に試験が可能で、かつ、静水圧の影響を評価することができる試験装置の開発が必要になった。このような試験装置として、図1(a)、(c)に示す水中衝撃圧力発生装置を開発した。本装置は、高圧水を保有する補助タンク、ラ

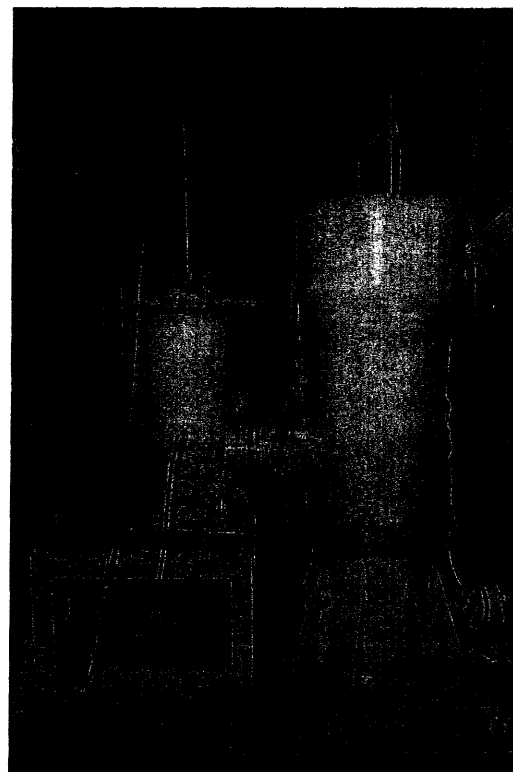
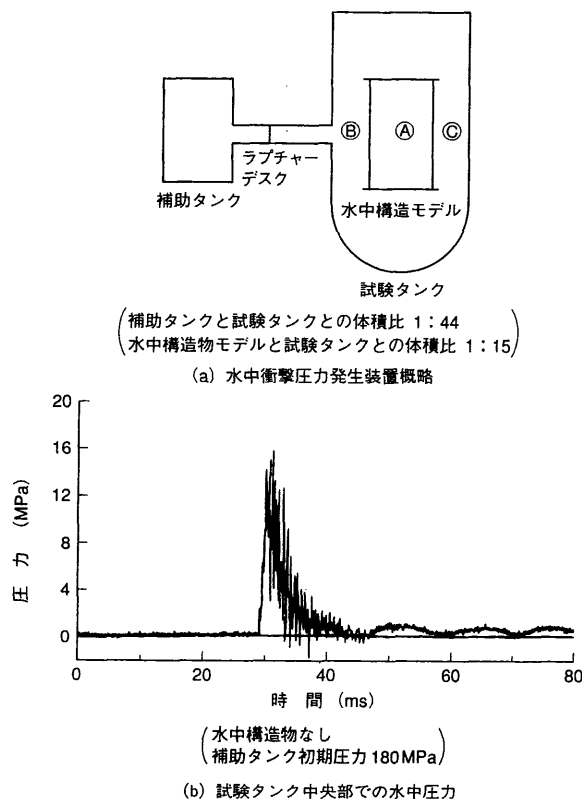


図1 水中衝撃圧力発生装置と水中衝撃圧力 水中衝撃圧力発生装置の概要と試験タンク内で発生する水中衝撃圧力を示す。
Underwater dynamic pressure generator and dynamic pressure in test tank

*1 高砂研究所構造研究室
*2 高砂研究所構造研究室主務 工博
*3 機械・環境装置技術部機械設計課

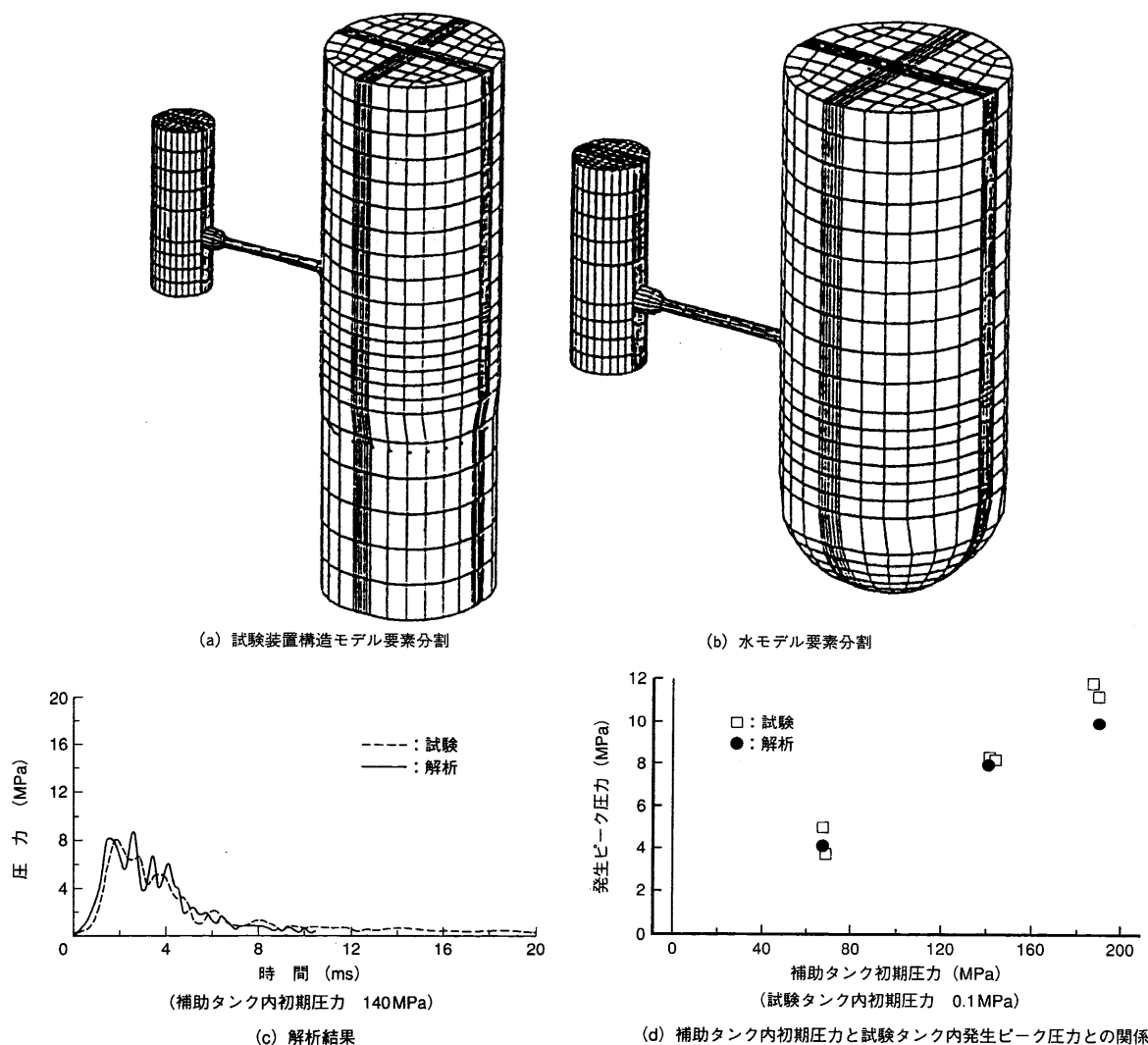


図2 試験タンク内発生圧力の試験結果と解析結果との比較
により得られる試験タンク内発生圧力との比較を示す。
Results for characteristic of dynamic pressure

プチャーデスク及び水中構造物（供試体）を設置する試験タンクから成る。補助タンク内の水圧を所定の値に設定し、ラプチャーデスクを破裂させ、補助タンクから試験タンク内へ水を流入させることにより、試験タンクに衝撃圧力を発生させる。

本装置の開発に当り、ラプチャーデスクが水圧により瞬時に破裂する工夫を行った。このラプチャーデスクの瞬時破裂に伴う衝撃圧力特性を確認するために、流体／構造連成解析により試験タンク内の衝撃圧力を評価した。これらの試験及び解析について以下に述べる。

2.1 圧力特性試験

ラプチャーデスク破裂後に試験タンク内に発生する衝撃水中圧力（ピエゾタイプの水中圧力センサで、固有振動数1 MHzのトルマリンゲージによる測定）を図1 (b)に示す。図1 (b)に示す条件（試験タンク初期圧力0.1 MPa、補助タンク初期圧力180 MPa）での試験タンク中央〔図1 (a)④点〕における圧力時刻歴であり、試験タンク内に瞬時に立ち上がり、徐々に減衰し、ピーク圧力が15.9 MPaとなる衝撃圧力が発生することが分かる。

なお、図1 (a)に示す③点及び⑤点において圧力測定を実施し、④点での圧力時刻歴とほぼ同様の圧力が得られることを確認しており、試験タンク内の衝撃圧力分布はほぼ一様であると考えられる。

2.2 圧力特性解析

ラプチャーデスク瞬時破裂時に試験タンク内に発生する衝撃圧力特性を明らかにするため、三次元オイラー・ラグランジュカップリングコードMSC/DYTRAN⁽²⁾によって衝撃流体／構造連成解析を行ない、試験結果と比較を行った。

2.2.1 解析モデルの特徴⁽²⁾

構造物はラグランジュシェル要素（移動座標系）でモデル化し、流体はオイラー要素（固有座標系）でモデル化した。また、流体と構造との連成を考慮するため、オイラー要素とシェル要素とのカップリングにおいては、オイラー要素の節点座標とシェル要素の節点座標とを同一にした。

ラプチャーデスクの瞬時破裂をモデル化するために、初期条件として補助タンク内の水の圧力180 MPa（対応する内部エネルギー）と試験タンク内の水の圧力0.1 MPaとを設定した。

2.2.2 試験タンク内の衝撃圧力解析

図2 (a)に示す構造モデル内に、図2 (b)に示すように水モデルを配置した。解析において用いる構造及び水の材料定数を表1に示す。ここで構造の応力一ひずみ関係として弾完全塑性モデルを用い、水の状態方程式として多項式近似の方程式を用いた⁽³⁾。

ラプチャーデスクが瞬時破裂したと仮定したときの試験タンク内圧力解析結果を図2 (c)に示す。図2 (c)は試験タンク中央での

表1 水中衝撃圧力発生装置解析モデルの材料定数
Material constant to analyze dynamic pressure inside test tank

材 料	構造要素	ヤング率 (GPa)	密 度 (kg/m ³)	ポアソン比	降伏応力 (MPa)
圧力容器用炭素鋼	大タンク (shell)	210	7 800	0.3	345
構造用高張力炭素鋼	小タンク (shell)	210	7 800	0.3	750
構造用高張力炭素鋼	継手配管 (shell)	210	7 800	0.3	750
水 (オイルー) 初期密度 $\rho_0 = 1\,000\text{ kg/m}^3$		$p = a_1\mu - a_2\mu^2 + a_3\mu^3 + (b_0 + b_1\mu)\rho_0 E$ $a_1 = 2.2\text{ GPa}, a_2 = 9.54\text{ GPa}, a_3 = 1.46\text{ GPa}$ $b_0 = 0.28, b_1 = 0.28$ $(P: \text{圧力}, \rho: \text{密度}, E: \text{単位体積当りの内部エネルギー}, \mu = \frac{\rho}{\rho_0} - 1)$			

衝撃圧力時刻歴である。同条件での試験結果を図2(c)に示す。

図2(c)から、数値解析結果と試験結果とは一致することが分かった。

図2(d)に試験タンク中央での衝撃圧力ピーク値に関する解析結果と試験結果との比較を示す。図2(d)に示すように、補助タンク初期圧力にかかわらず解析結果と試験結果とは良く一致した。

この結果から試験でのラプチャーデスクは瞬時破裂しているものと考えられる。

また、図2(d)において圧力作用時間はほぼ一定(約15 ms)であることが試験及び解析から得られた。したがって、衝撃圧力作用時間は補助タンクと試験タンクとの体積比にのみ依存すると考えられる。

3. 水中円筒構造物の衝撃座屈圧力

水中衝撃圧力発生装置を用いて、水中円筒構造物に静的圧力と衝撃圧力とが同時に作用するときの外水圧座屈特性を明らかにするために、座屈試験を行った。

3.1 水中円筒構造物試験

図3に試験タンク内に設置した水中円筒構造物の概要を示す。図3に示すように、本構造物は外径216.2 mm、板厚4.5 mmの円筒に、板厚16 mmのフランジを取付けたものである。本構造物の材料はSS 400であり、材料の機械的性質を表2に示す。また、静的圧力による座屈理論⁽⁴⁾より得られる本構造物の理論座屈モード及び理論静的座屈圧力を表2に示す。本構造物の材料及び構造は、本装置を用いて衝撃座屈するように選定した。また、図1(a)に示すように試験タンクと構造物との体積比は15:1である。

3.2 水中円筒構造物水圧座屈試験

まず、図3に示す構造物の静的水圧座屈試験を実施した。その結果座屈圧力は13.8 MPaであり、座屈モードは4であった。この座屈圧力及び座屈モードは表2に示す理論値とはほぼ一致した。

次に静的圧力及び衝撃入射圧力(圧力作用時間15 ms一定)とが同時に作用するときの構造物動的応答を計測した。計測結果の1例を図4に示す。図4は、静的圧力7 MPa作用下で衝撃圧力22.6 MPaを作用したときの結果である。図4(a)に構造物の座屈モードを示し、図4(b)に座屈後の構造物外観を示す。図4(a)に示すように、構造物は衝撃圧力作用部において1箇所のみ48 mmの凹変形を生じることが分かった。なお、本試験での座屈モードと静的圧力のみが作用するときの座屈モードとは異なっている。図4(c)に静的圧力を除いた試験タンク内衝撃圧力を示し、図4(d)及び(e)にそれぞれ図4(a)○印におけるひずみ計測結果を示す。

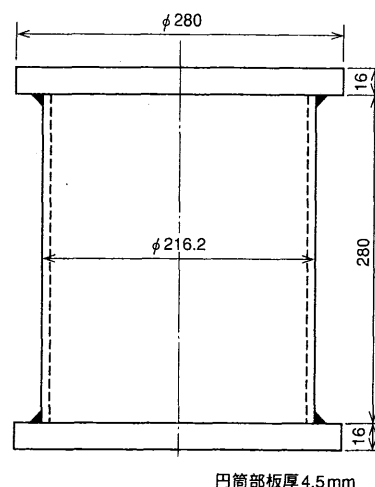


図3 水中円筒構造物概要 座屈臨界試験を行うための水中円筒構造物を示す。
Underwater structure for buckling tests

表2 水中円筒構造物特性
Characteristic of underwater structure

材料試験特性 材料: SS 400			理論静的座屈圧力	
降伏点 (MPa)	引張強さ (MPa)	伸び (%)	座屈モード	座屈圧力 (MPa)
306	405	39	4	15.2

図4(c)及び(d)の結果から、構造物に衝撃圧力が作用することにより圧縮ひずみが発生し、圧縮ひずみが最大となるときの構造近傍の圧力が急に降下することが分かる。圧力が急に降下するのは圧縮ひずみが最大となるときの構造物が座屈し、急激に凹変形を生じるためであると考えられる。図4(c)において圧力が負の値を示すのは、静水圧負荷状態を初期値としたこと、構造物内への水の流入やセンサからの出力の過渡的なドリフト等が考えられる。

本構造物に静的圧力及び衝撃圧力(圧力作用時間15 ms一定)とが同時に作用するときの座屈限界を把握するために、圧力負荷状態(静的圧力及び衝撃ピーク圧力)をパラメータとする座屈試験を行った。ここで円筒構造物の座屈の判定基準として、式(1)を用いた⁽⁵⁾。

$$\begin{aligned} w/a &\geq 0.1 && \text{座屈} \\ w/a &< 0.1 && \text{座屈なし} \end{aligned} \quad (1)$$

ここで、

a : 円筒構造物半径 (m)

w : 円筒構造物最大変形量 (m)

式(1)を用いて座屈限界を評価した結果を図5に示す。

図5では、静的圧力及び衝撃入射圧力ピーク値で座屈限界を評価した。ここで構造物の体積は、試験タンクの体積と比較して十分小さいため、衝撃入射圧力は構造物の有無にかかわらず一定と考えた。図5から座屈に対する衝撃ピーク圧力の効果は小さく、衝撃ピーク圧力の約50%と静的圧力の和が静的座屈圧力に達するときに、水中円筒構造物は座屈することが分かった。また、水中円筒構造物の同方向圧力分布は、ほぼ一樣であることが試験及び解析により得られている。このため、静的圧力と衝撃圧力とで座屈圧力が異なる理由はまだ明確でないが、水中構造物の慣性効果等が考えられる。

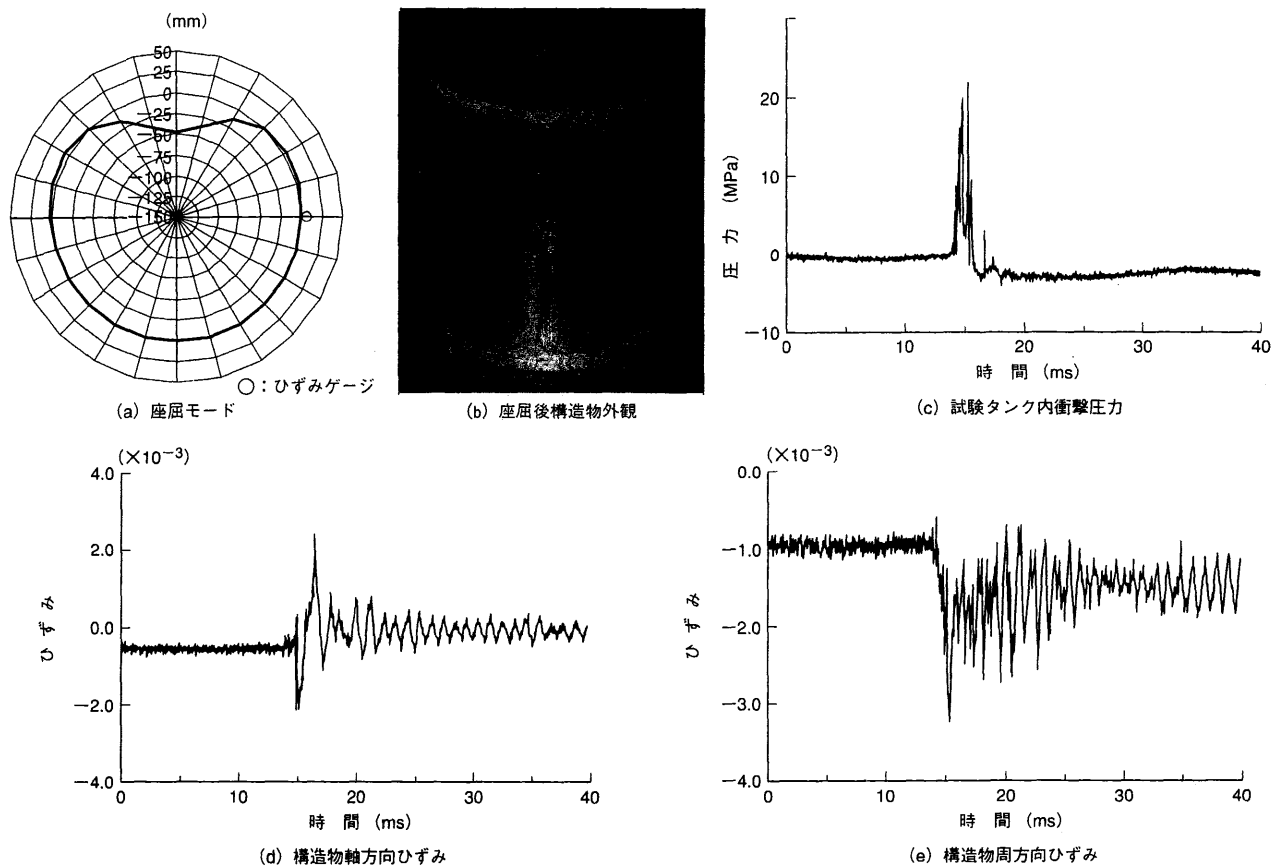


図4 衝撃座屈試験結果 水中円筒構造物に静的又は衝撃圧力が作用するときの変形モード、圧力計測結果及びひずみ計測結果を示す。
Results for deformation of dynamic pressure

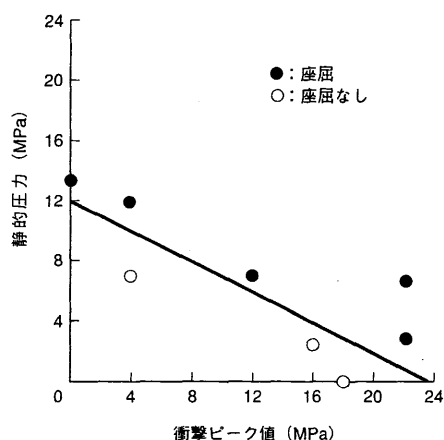


図5 水中円筒構造物座屈限界 水中円筒構造物に静的又は衝撃圧力が作用するときの座屈限界を示す。
Threshold for buckling of underwater structure

なお、本試験では圧力作用時間が一定（約 15 ms）である特定の衝撃入射圧力の下、座屈限界を評価したものであり衝撃入射圧力の特性が変化することにより、座屈限界も変るものと考えられる。

4. ま と め

ラプチャーデスクを瞬時破裂させる水中衝撃圧力発生装置を開発した。これにより、水中構造物に衝撃圧力が作用するときの構造物の動的応答を容易に調べることが可能となった。また、本装置を利用した水中円筒構造物の衝撃水圧試験により構造物の座屈圧力を求め、水中円筒構造物の外水圧下での座屈挙動に与える静的圧力及び衝撃圧力の組合せ効果の影響を実験的に明らかにした。

参 考 文 献

- (1) 中村敏夫, 日本機械学会材料力学部門講演会 Vol.A (1996)
- (2) MSC/DYTRAN user's manual ver.3.2 The MacNeal-Schwendler Corporation
- (3) Dobratz, B. M., Lawrence Livermore Lab. report VCRL-51319 Rev.1 (1974)
- (4) Timoshenko S., Woinowsky-Krieger S., Theory of plates and shells, McGraw-Hill (1959)
- (5) Anderson D. L., Lindberg H. E., AIAA Journal, Vol.6, No.4 (1968)