

艙櫃沖激負荷計算與規範值之比較

王柏文* 黃建樺 陳紀川

財團法人中國驗船中心

關鍵詞：沖激、計算流體力學

摘 要

液艙沖激為液貨船結構設計上一項非常重要之課題，當外界的激勵頻率接近艙內液體的固有頻率時，容易引起劇烈晃蕩，對液艙壁面或頂面產生劇烈的沖激與衝擊壓力，進而造成結構破壞。近年在 VLCC 與 LNG 船舶設計大型化的趨勢下，單一液貨艙的容積將持續加大，使得沖激相關的議題更突顯出其重要性。

本文之目的為針對 IACS 協調共同結構規範(Harmonised Common Structural Rules, CSR-H)的沖激壓力公式，研究其背後之理論依據，利用流體力學觀點探討其公式參數定義之因素，並建立合理預估沖激壓力的數值計算方法。本研究利用商用 CFD 軟體進行分析，先以二維基本艙形為計算模型，預估艙櫃在周期性運動條件下艙壁上所承受的沖激負荷，並探討時間步長與網格尺寸對於計算的影響。計算採用有限體積法搭配適用的紊流模型求解雷諾平均之湍維爾-史托克方程式，並利用流體體積法模擬自由液面之二相流。再以一艘 30 萬載重噸油輪之貨油艙與雙重底壓載水艙為計算模型，分別計算其在不同裝載狀況下艙壁所受的沖激負荷。計算結果與 CSR-H 規範之設計負荷做比較，探討船級規範設計負荷安全性與其中參數定義之背景考量。

*聯絡作者 王柏文(pwwang@crclass.org.tw)

前言

1. 沖激現象介紹

沖激(Sloshing)為自由液面存在時，自由液面受力後產生波動與波形改變的現象。沖激現象為船舶力學中重要關注的問題，其所造成的負荷可能會對貨艙結構造成嚴重損壞，以及影響船舶運動穩定性，故準確預估沖激的水動力負荷是液貨船航行安全性評估的重點之一。當液艙部份裝載時，由於船舶運動導致艙內液體自由運動而產生壓力。當外界激勵的頻率接近艙內液體的固有頻率時，容易引起劇烈晃蕩，對液艙壁面或頂面產生劇烈的沖激與衝擊壓力，進而造成結構破壞。近年來 VLCC 與 LNG 船舶設計大型化的趨勢下，顯示單一液貨艙的容積將持續加大，使得沖激相關的議題更突顯出其重要性。液體沖激為複雜的流體運動現象，具有高度非線性和隨機性，是典型的流固耦合問題。以上特性亦表示此問題具有高度的複雜性，不論在實驗模擬或數值計算上皆有進一步發展的空間，如何準確預估沖激所造成的局部負荷與如何設計具有減降效果之船艙設計等問題，依然是目前沖激研究部份值得深入探討的議題。

液艙內沖激現象如圖 1 所示，主要可依據其裝載狀況分成兩種類型：低裝載狀況($h/L_T < 0.2$)與高裝載狀況($h/L_T > 0.2$)， h 為液面高度， L_T 為沿運動方向的艙長。

(1)低裝載狀況：在共振時自由液面容易發生行進波 (Travelling Wave) 與水躍現象 (Hydraulic Jump)，此將對兩側艙壁產生極高的衝擊壓力，如圖 2 所示。

(2)高裝載狀況：在共振時自由液面較易產生駐波(Standing Wave)的現象，此常對艙內頂面產生劇烈的衝擊壓力，如圖 3 所示。

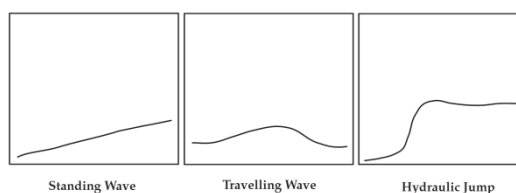


圖 1 沖激現象(左：駐波，中：行進波，右：水躍現象)^[1]

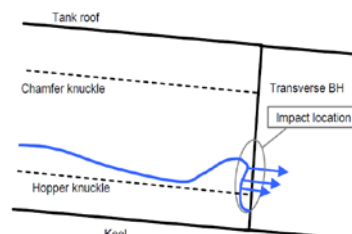


圖 2 低裝載狀況(側壁面衝擊壓力)^[2]

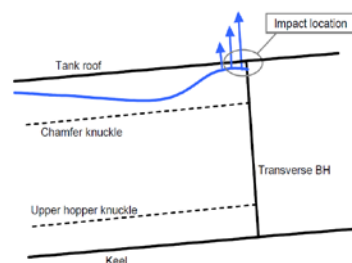


圖 3 高裝載狀況(頂面衝擊壓力)^[2]

由沖激所引起的動壓負荷可分成兩類：非脈衝壓力(Non Impulsive Dynamic Pressure)與脈衝壓力(Impulsive dynamic pressure)。非脈衝壓力為沖激現象中液面成為駐波形式所引起的緩慢變動壓力。脈衝壓力則為液面拍擊壁面所形成的瞬間壓力，一般為持續時間極短($1/10s \sim 1/1000s$)的局部高壓，主要為行進波與水躍現象所引起，然而大幅度駐波的連續液面快速升高也會造成衝擊頂面的脈衝壓力。

由於沖激現象的非線性特徵明顯，即使給定船艙一簡諧運動，其引起的衝擊脈衝壓力將不具有周期規律的性質，峰值和作用時間是變化的，使得預估上有一定的困難。

2. 文獻回顧

目前針對沖激問題之研究方法可分為理論分析、試驗研究和數值計算三種。理論分析部分，最早於 1966 年為 Abramson^[4]應用線性勢流理論，分析柱形與球形容器內的液體沖激

現象，預估由沖激引起之動壓對燃料箱結構的影響。Faltinsen, O.M. [3]則在勢流理論基礎上，推導出描述三維運動之液艙內不可壓縮無旋流非線性沖激問題之離散一般式，並利用試驗證明該理論發現非穩態過程與非線性之拍擊對於沖激研究之重要性。Faltinen, O.M. 與 Timokha, A.N. [5]應用模態理論研究矩形液艙不可壓縮無旋流體的二維非線性沖激，亦有重要之結論。

由於工程實際問題的複雜性，在理論分析較難以得到解析解的情況下，數值計算成為了研究問題的重要方法，隨著電腦硬體設備功能的大躍進以及計算容量與計算速度的大幅提高，促使數值計算方法於現今造船工程領域的應用也越來越廣泛。液艙沖激問題是典型的流固耦合問題，主要為如何描述液體流動以及跟蹤自由表面的方法等。基於以上背景概述，本研究主要以工程實用性較佳之數值計算方法來分析液艙沖激問題。由於欲深入探討液艙內流體現象對於船艙結構上所產生之負荷，故使用現今已成熟發展之計算流體力學(CFD)工具，並考慮真實流場中的流體黏性效應影響，較準確地模擬液艙沖激時所產生之自由液面碎浪現象，以取得精度較高之沖激與衝擊負荷值，其計算之結果再與參考文獻中模型試驗做進一步的比對與分析。

近年來，計算流體力學技術發展已相當成熟並普遍應用於許多產業，在船艙沖激研究部分也有不少利用此方法計算之相關文獻，並有不錯之結論。國外早期之文獻主要有 Pierre C. Sames [6]等發表以 CFD 方法(Comet)計算矩形艙與圓柱形艙之艙壁局部負荷，利用有限體積法對空間離散與 VOF 法捕捉自由液面現象，並探討網格加密以及三維化後分別對計算結果之影響，整體與實驗量測資料比較下有理想之結果。中國船舶科學研究中心祁江濤 [7]等利用 VOF 方法對部分裝載船艙之沖激現象進行數值模擬，結合動網格技術針對二維矩形艙與

三維立體艙進行計算，與試驗結果比較之趨勢相當一致。法國驗船協會 Nicolas Moiroud [8]等利用 CFD 軟體(Flow3D 與 OpenFOAM)預估 LNG 船艙低裝載狀況時艙壁上之局部負荷，與實驗結果比較一致，建立數值計算之可行性。國內部分，海洋大學陳建宏教授針對沖激現象亦有深入之研究，林士家 [9]針對二維矩形艙於周期性橫移運動下，利用商用軟體 FLUENT 以二維 Navier-Stokes 方程進行黏性流計算，探討其在不同裝載狀況情況下之沖激現象狀況；王亭皓 [10]利用 FLUENT 驗證不同之幾何形狀之艙體設計對於沖激現象有顯著的影響。

理論基礎

1. 數值方法

本研究所使用之計算流體力學軟體為 Star-ccm+，此軟體是藉由有限體積法將雷諾平均化那維爾-史托克方程式(簡稱 RANS)方程式以離散方式表示，以求解三維且不可壓縮之黏性流場，模擬計算單一艙櫃內裝載之流體因運動所產生之紊流流場現象。其控制方程式中之質量守恆與動量守恆方程式以雷諾平均方法處理後表示如下：

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \frac{\partial (U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial (\overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} \quad (2)$$

在式(1)與式(2)中，以下標 i ($i=1, 2, 3$) 分別表示對應於卡氏座標三個不同軸向(x, y, z 方向)之變數， $x_{i=1} = x$ ， $x_{i=2} = y$ ， $x_{i=3} = z$ 以及 $U_{i=1} = u$ ， $U_{i=2} = v$ ， $U_{i=3} = w$ ， u'_i 表示變動速度， P 表示壓力， ρ 為流體密度， ν 為流體動黏滯係數， t 為時間

項。式(2)等號右邊第一項為壓力梯度變化項，第二項為流體黏性效應項，最後一項為雷諾應力項。在雷諾平均方法處理控制方程式的過程中，將產生最後一項非線性的雷諾應力項，為了計算此非線性項，常利用紊流模型來求解。紊流模型(Turbulence Model)是以半經驗的方式建立紊流流場當中流體分子運動的模式，在許多的工程問題上，都已證實具有一定的正確性與可信度，故被廣泛使用。此部分所選用之紊流模型為標準 k-ε 紊流模型。

以數值方法求解流體力學問題時，主要方法為利用網格點將計算空間離散化，也就是將其控制方程式轉為計算機可求解的線性代數方程式。現行數值方法主要有三種：有限體積法、有限差分法與有限元素法。其中最被廣泛使用的為有限體積方法，原理為將計算空間劃分為許多互不重疊的微小控制體積，物理量在流入與流出微小控制體積時將會遵守守恆定律，其中控制體積的中心為節點，也是物理量的儲存點並代表整個控制體積。對每個微小控制體積作積分來建立線性代數方程，配合邊界條件來求解流場中的變量。

本研究為使用 Star-ccm+ 進行數值計算並搭配其內部自動生成網格功能將空間離散化。軟體使用的數值方法為有限體積法，選擇具有二階精度的二階迎風離散格式(Second order upwind scheme)。對於離散後的各變量代數方程組，使用分離解法(Segregated method)順序求解，過程中動量和連續方程式間需要一種處理壓力與速度間的耦合關係的方法。Star-ccm+ 使用現今被廣泛應用的，由 Pantankar 提出的 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation)方法^[11]，意思為壓力耦合方程半隱式解法，其原理為先假定一壓力場求解動量方程式，求得速度與壓力之關係式，再代入連續方程式中，導出一壓力修正方程式以求解壓力修正值，最後根據修正過的壓力得到新的速度場，如此反覆疊代到計算收斂。

2. 自由液面

自由液面的計算方法，則是採用流體體積法(Volume of Fluid Method)。該方法是一種計算雙相流的數值方法，其中同時計算水與空氣兩者的流場，利用一種等效流體來取代兩種流體，等效流體的物理特性(如密度與黏性)由兩種流體的體積分數(Volume Fraction, c)內插產生，如式(4)與式(5)所示。自由液面的所在定義為 c 等於 0.5 處，如圖 4 所示^[12]。VOF 法提供經由固定網格追蹤明顯流體界面方法，其基礎在於流體體積分數，它包含於每一個控制體積中，控制體積中可以是完全空氣($c=0$)、空氣與水混合體($0 < c < 1$)或是完全是水($c=1$)，以圖 4 來說，上面為空氣，下面則為水。

$$c = \frac{V_w}{V} \quad (3)$$

$$\rho = c\rho_w + (1-c)\rho_a \quad (4)$$

$$\mu = c\mu_w + (1-c)\mu_a \quad (5)$$

$$\text{守恆方程: } \frac{\partial c}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla c = 0 \quad (6)$$

其中 c 為體積分數， V 為微小控制體積， V_w 為水在控制體積中所占的體積， ρ 為密度， μ 為流體黏滯係數。

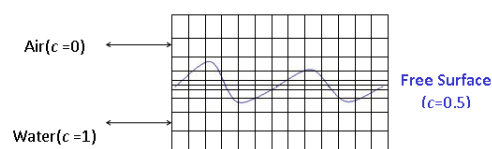


圖 4 自由液面說明

規範介紹

1. 驗船協會沖激負荷規範

在液艙結構設計上，主要都會依照各驗船協會之規範制定的經驗公式來計算最大沖激壓力，再以此做為設計負荷來定義結構尺寸。

經驗公式主要來自於大量的理論與試驗研究所推導而成，使得結構能承受負荷以確保船舶安全。本節介紹 IACS CSR-H 協調共同結構規範草案中針對沖激現象所制定之局部負荷公式，並說明其定義。

CSR-H 為 IACS 所制定，是未來國際上散裝輪及油輪皆需符合的重要共同結構規範，其中於 CSR-H 技術背景文件中提到，關於沖激引起之局部負荷為取自 DNV 規範。DNV 為目前於國際上液艙沖激研究方面最具完整性與專業性的驗船協會，其在各類型船舶沖激負荷部分累積許多經驗與進行大量的模型試驗，故在此條件下所制定之規範其參考性極高。為了能更深入了解其規範中公式制定的考量因素，本研究於後述章節將針對 CSR-H 沖激負荷公式，利用 CFD 工具加以分析與驗證。

2. CSR-H 規範之沖激負荷

CSR-H Pt1 Ch4 Sec6^[13]定義有關船艙之沖激設計負荷即取自 DNV 規範。

此規範主要適用所有液艙(體積大於 100m³，但不包含散裝船中指定可裝載壓載水的乾貨艙)，定義之沖激壓力不包含由高速液體沖激液艙邊界與內部結構所引起的衝擊壓力影響。對於沖激有效長度超出 0.13L 或有效寬度超出 0.56B 之液艙，必須根據各船級協會的程序進行附加的衝擊壓力評估。

2.1 艙壁上沖激壓力

因液體縱向運動作用在橫向隔艙壁與橫向制水艙壁上的沖激壓力 $p_{bhd-lng}$ 如以下公式所示：(適用於距離制水艙壁或端部隔艙壁 0.25 l_s 以內之櫃艙頂部結構及所有側壁結構，詳見圖 5)

$$p_{bhd-lng} = \rho g_0 l_s k_f \left[0.4 - \left(0.39 - \frac{1.7l_s}{L} \right) \frac{L}{350} \right] \text{ kN/m}^2 (7)$$

因液體橫向運動作用在縱向隔艙壁與縱

向制水艙壁上的沖激壓力 p_{bhd-t} ，在各裝載高度下，如以下公式所示：(適用於距離制水艙壁或端部隔艙壁 0.25 b_s 以內之櫃艙頂部結構及所有側壁結構，詳見圖 5)

$$p_{bhd-t} = 7 \rho g_0 k_f \left[\frac{b_s}{B} - 0.3 \right] GM^{0.75} \text{ kN/m}^2 (8)$$

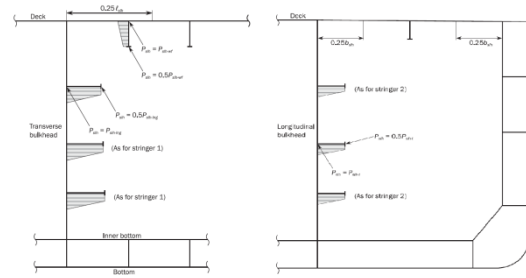


圖 5 沖激設計負荷示意圖(左：縱向，右：橫向)^[13]

其中：

$$g_0 = \text{重力加速度} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$k_f = 1 - 2 \left(0.7 - \frac{h}{H} \right)^2, \text{ 最大值} = 1$$

$$\left(\frac{h}{H} \right)_{\max} = 1$$

h = 裝載液體高度(m)

H = 0.15 l_s 或 0.15 b_s 以內的櫃艙高度(m)

GM = 已包含自由液面效應修正的 GM 最大值

$GM_{\min} = 0.12 B$ (m)

l_s = 有效沖激長度(m)，定義為：

$$= \frac{(1 + n_t \alpha_t)(1 + \beta_t n_2) l}{(1 + n_t)(1 + n_2)} \quad \text{針對端部隔艙壁}$$

$$= \frac{[1 + \alpha_t(n_t - 1)][1 + \beta_t n_2] l}{(1 + n_t)(1 + n_2)} \quad \text{針對制水艙壁}$$

b_s = 有效沖激寬度(m)，定義為：

$$= \frac{(1 + n_t \alpha_t)(1 + \beta_t n_4) b}{(1 + n_t)(1 + n_4)} \quad \text{針對櫃艙側壁}$$

$$= \frac{[1 + \alpha_t(n_t - 1)][1 + \beta_t n_4] b}{(1 + n_t)(1 + n_4)} \quad \text{針對制水艙壁}$$

l = 艙長(m)

b = 艙寬(m)

$n_t = \alpha_t$ 小於 0.5 之艙內橫向制水艙壁數目

α_t = 制水艙壁處橫剖面在考慮裝載高度以下的開口總面積與整體艙間橫剖面在所考慮之裝載高度以下的總面積比值(詳見圖 6)。

若無液體裝載高度限制，則 h 視為 $0.7H$

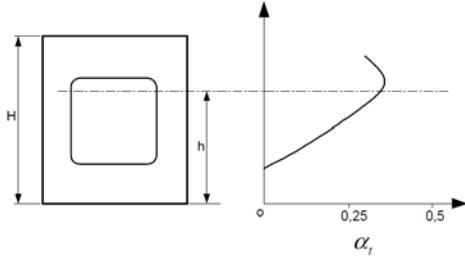


圖 6 制水艙壁係數

n_2 = 沿艙長方向艙內橫向大環狀肋骨數目：

$$\frac{l}{(1+n_t)}$$

β_t = 大環狀肋骨處橫剖面在考慮裝載高度以下的開口總面積與整體艙間橫剖面在所考慮裝載高度下的總面積比值(詳見圖 7)

若無液體裝載高度限制，則 h 視為 $0.7H$

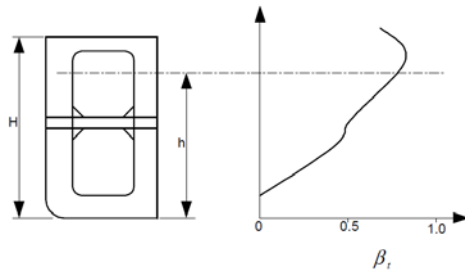


圖 7 大肋骨係數

$n_l = \alpha_l$ 小於 0.5 之艙間內縱向制水艙壁數目

α_l = 定義與 α_t 相似，但為針對縱向制水艙壁

n_4 = 沿艙寬方向艙內縱向大環狀肋骨數目

$$\frac{b}{(1+n_l)}$$

β_l = 定義與 β_t 相似，但為針對縱向大環狀肋骨

計算驗證

本研究以三個計算實例探討沖激現象，利用計算流體力學方法模擬船艙運動並預估沖激與衝擊壓力。計算驗證部分先以 Case1 與 Case2 分別探討時間步長與網格疏密對結果之影響，以建立理想之數值計算方法。計算結果將與參考文獻試驗資料相互驗證，評估此方法的準確性與提高計算結果的可信度。

1. 計算 Case1

1.1 Case1 計算設定

此案例以二維矩形艙為模型，如圖 8 所示，探討時間步長對模擬結果的影響，選擇三組分別為 $t=0.005s, 0.001s, 0.0005s$ 做比較。計算結果則以參考文獻^[14]中實驗值來驗證其正確性。給定矩形艙以週期性橫移運動，運動方程式 $x = A \sin(\omega t)$ ，振幅 $A=0.06m$ ，頻率 $\omega = 3.611 rad/s$ 為頻率。裝載狀況為 $h/H=0.2$ 。圖 9 為計算時模擬之情況，P1 至 P3 為針對實驗資料佈置相同位置之量測點，紀錄壓力隨時間之變化。計算時必須選用適當小尺寸網格，對空間離散可較準確捕捉其自由液面現象，故對艙深高度分 100 等份以上，網格尺寸取 $0.005m$ 。

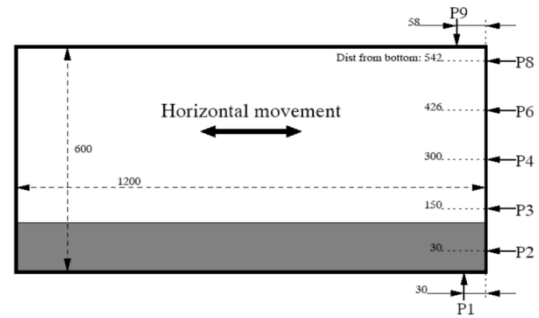


圖 8 二維矩形艙幾何示意圖

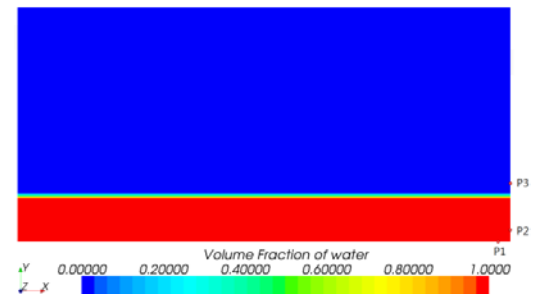


圖 9 二維矩形艙計算模型

1.2 計算結果與討論

計算之結果如圖 10 至圖 12 所示，圖中下方者之實線為參考文獻之試驗資料；上方者為利用 CFD 軟體計算於三組不同時間步下，選取已達穩定之數值結果。由結果中雙峰值可發現，第一個峰值其峰值較大且作用時間極小，表示此三組時間步的選擇皆可正確模擬流體瞬間拍擊壁面的衝擊現象。第二峰值特徵為作用時間較長且峰值稍低，其主要為流體動壓力所造成。與試驗資料比較可發現，三者計算之結果其趨勢皆與試驗一致，量值的預估上則為採用最小時間步長(0.0005 秒)之結果與試驗相當接近，表示須選用理想的小時間步長才能較準確預估其瞬間之衝擊壓力值。圖 13 至圖 15 為模擬過程中自由液面隨時間變化之現象，由前述沖激現象介紹可知船艙於低裝載情況時會發生之行進波與水躍現象，由計算結果圖 13 可清楚呈現，圖 15 亦呈現流體橫搖時對壁面產生衝擊所引起的碎浪現象。三者與實驗攝影結果比較相似，顯示本研究能正確模擬低裝載狀況沖激現象，對於計算結果的準確性與計算方法之正確性具有信心。

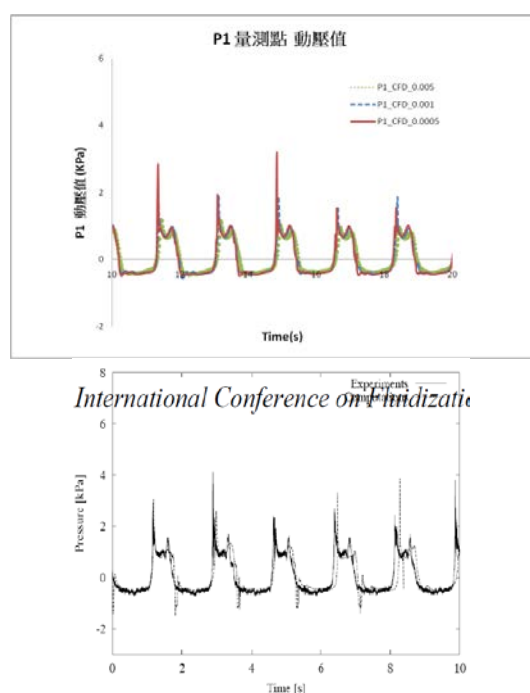


圖 10 量測點 P1 動壓值

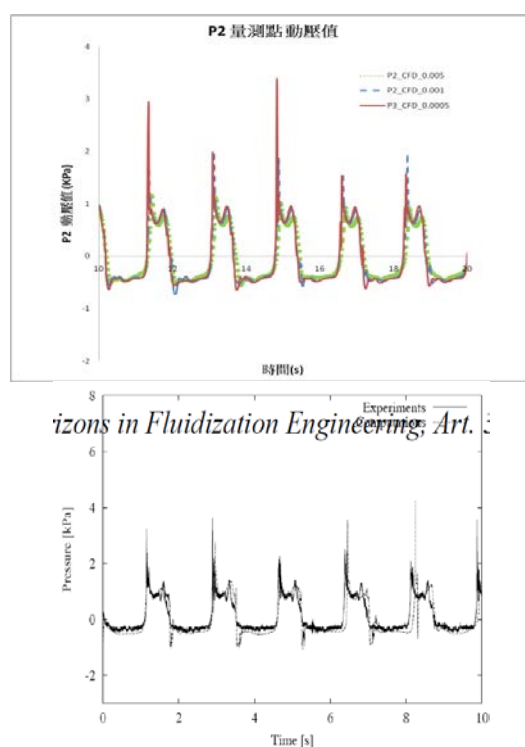


圖 11 量測點 P2 動壓值

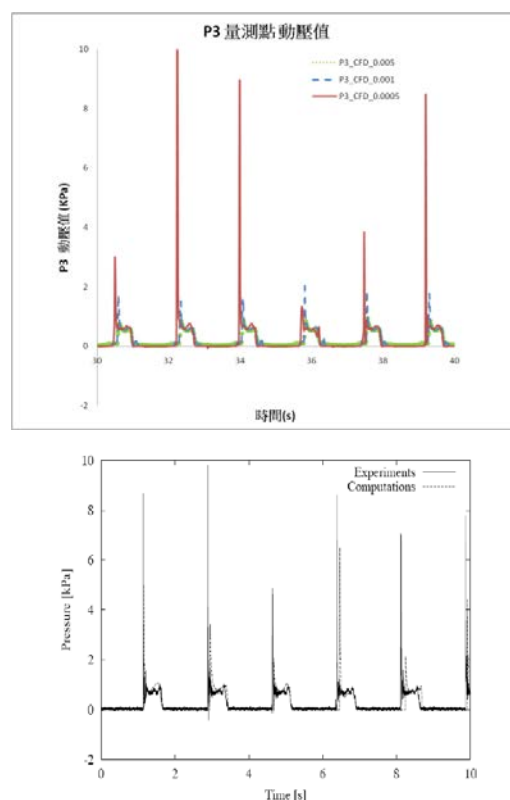


圖 12 量測點 P3 動壓值

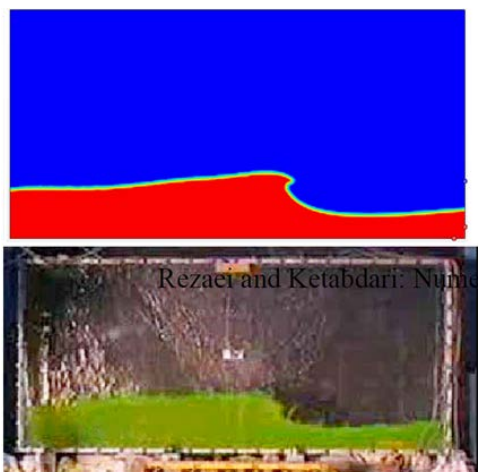


圖 13 自由液面波形於 $t=2.16$ 秒時情況(上：計算值，下：文獻資料)^[14]

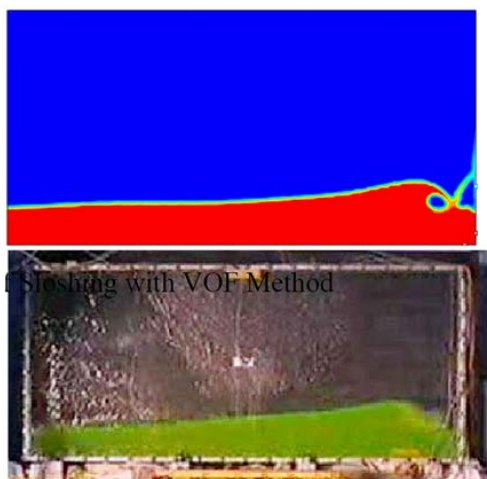


圖 14 自由液面波形於 $t=2.43$ 秒時情況(上：計算值，下：文獻資料)^[14]

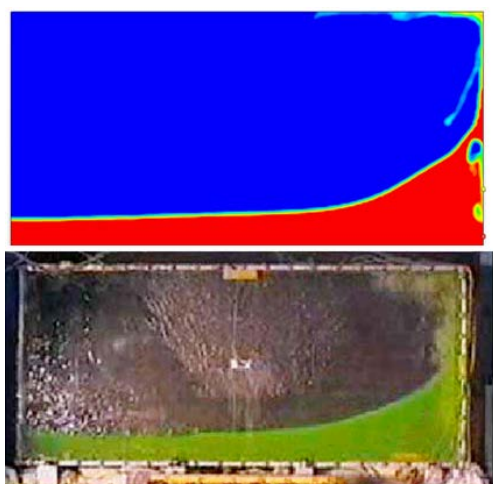


圖 15 自由液面波形於 $t=2.73$ 秒時情況(上：計算值，下：文獻資料)^[14]

2. 計算 Case2

2.1 Case2 計算設定

此案例以二維圓柱型艙為模型，如圖 16 所示，分別探討網格疏密程度對模擬結果的影響，選擇三組網格尺寸分別為 0.01m (Coarse), 0.005m (Medium), 0.003m (Fine)，各針對圓柱直徑長度分割 60 等份、120 等份、200 等份。計算結果則以參考文獻^[6]中的實驗值與 CFD 數值結果做相互驗證。給定模型以週期性橫移運動，運動方程式為 $x = A \sin(\omega t)$ ，振幅 $A=0.02\text{m}$ ，頻率 $\omega = 6.614\text{rad/s}$ 。裝載狀況為 $h/H=0.5$ 。圖 17 下方為計算模擬情況與網格佈置，紅色代表水，藍色代表空氣，P1 為針對實驗資料佈置相同位置之量測點，紀錄壓力隨時間之變化。計算時必須選用適當時間步長以模擬流體沖激現象，分別選取 $t=0.001\text{s}$ 與 $t=0.0005\text{s}$ 配合三種網格尺寸做比較。

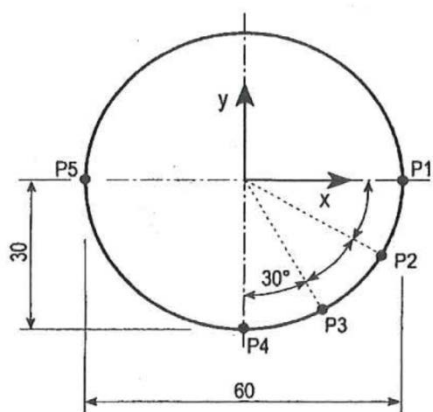


圖 16 二維圓柱型艙幾何示意圖

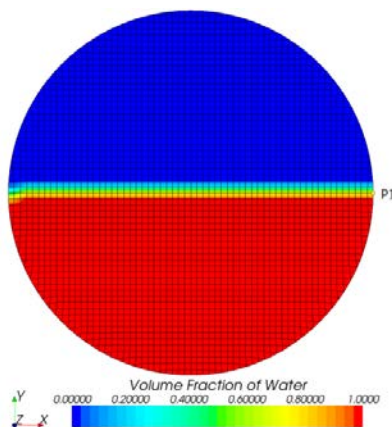


圖 17 二維圓柱型艙計算模型

2.2 計算結果與討論

圖 18 為設定時間步長 $t=0.001s$ 配合三種網格尺寸，P1 量測點壓力值隨時間變化結果與實驗值(紅圈箭頭處)比較其趨勢相當一致，三者皆正確模擬出沖激情況下非線性雙峰值現象。觀察計算結果可知，在該時間步長設定下，0.003m (Fine)組網格尺寸之預估壓力量值與壓力變化趨勢皆與實驗最為接近，顯示利用合理細緻的網格對空間離散將較優於捕捉流體流動現象以預估較準確之結果。0.003m (Fine)此組計算過程於 $t=2s$ 與 $t=5s$ 時，模擬自由液面情況如圖 20 與圖 21 的左圖所示，可正確模擬於圓柱艙體內因橫移運動所產生液面翻捲與碎浪現象。右圖為參考文獻所使用之 CFD 方法模擬情況，兩者驗證結果相似，證明本研究計算之正確性。

再將三種網格尺寸配合更小的時間步長 $t=0.0005s$ ，其計算結果如圖 19 所示。比較圖 18 與圖 19 可發現，0.01m (Coarse)與 0.005m (Medium)兩種網格尺寸之計算結果於第四個峰值部分有明顯的改變，時間步長的縮短將使計算結果更接近於實驗值。觀察該時間步長下，0.005m (Medium)此組網格的計算結果在整體壓力量值的預估與變化趨勢和實驗值相當一致，故可顯示時間步長的選擇對於模擬沖激現象研究有極高的重要性。綜合 Case1 與 Case2 結果討論可發現，對於沖激問題，若欲正確預估其壓力量值，必須以適當之網格尺寸與時間步長做空間與時間上的離散，配合實驗資料的驗證，可大幅提升 CFD 方法在沖激問題研究的參考價值。

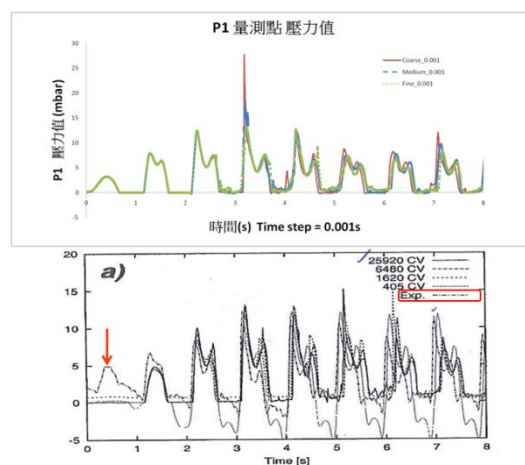


圖 18 量測點 P1 壓力值 (time step=0.001s)

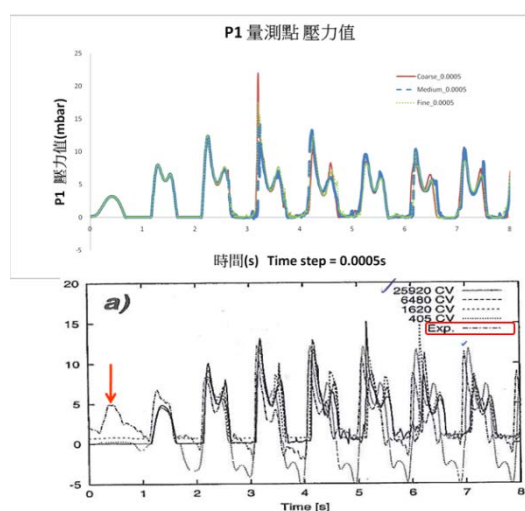


圖 19 量測點 P1 壓力值 (time step=0.0005s)

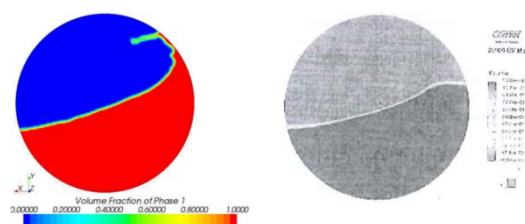


圖 20 自由液面波形於 $t=2$ 秒時情況(左：計算值，右：文獻資料)^[6]

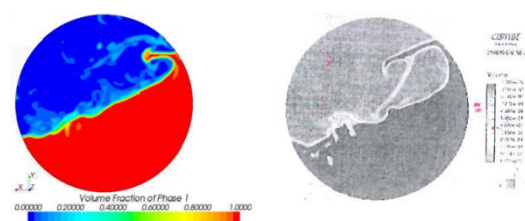


圖 21 自由液面波形於 $t=5$ 秒時情況(左：計算值，右：文獻資料)^[6]

油輪實例分析

為了更深入了解 CSR-H 規範的沖激設計負荷公式，本研究亦以計算實例探討其公式中參數定義的考量與背景。以一艘 30 萬載重噸油輪之貨油艙與壓載水艙為計算模型，計算各模型在不同裝載狀況下艙壁所受的沖激壓力。計算結果與規範之設計負荷做比較，探討規範設計負荷安全性與其中參數定義的原因。

本計算實例共分為兩部分，分別以油輪貨油艙與壓載水艙來建立二維的計算模型，如圖 22 所示。貨油艙沖激負荷分析部分，船體橫剖面以中間兩道縱向隔艙壁分為三區貨油艙，計算時僅針對中間貨油艙(Center Cargo Oil Tank, CCOT)建模，如圖 22 黃色部分。壓載水艙沖激負荷分析共計算兩個區域，編號 1 如圖 22 中紅色虛線，編號 2 如圖 22 中藍色虛線。此二艙間雖為連通之二重底壓載艙，但被僅有小開口之側縱桁(Side girder)分隔成兩個接近獨立的沖激空間。表 1 為本實例油輪之貨油艙與壓載水艙的基本幾何尺寸。

表 1 油輪之貨油艙與壓載水艙基本尺寸

主要尺寸		
L_{BP}	316	m
Breadth (mould)	60	m
Depth (mould)	29.7	m
Draft (design)	19.2	m
艙間幾何尺寸		
Tank length (L_T)	50.4	m
Tank breadth (B_T)	23.8	m
Tank height (H_T)	28.4	m
雙重底壓載水艙艙寬(1)	11.9	m
雙重底壓載水艙艙寬(2)	10.2	m
雙重底壓載水艙艙長	50.4	m

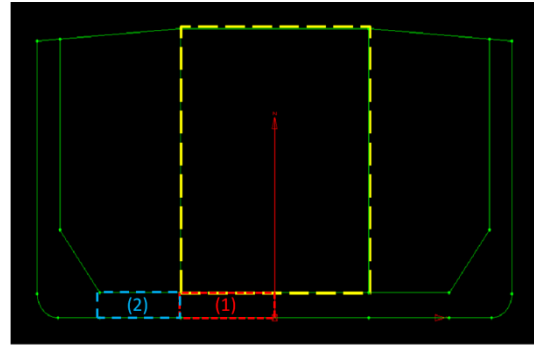


圖 22 油輪貨油艙與壓載水艙幾何示意圖

1. 貨油艙沖激負荷分析

1.1 貨油艙沖激負荷計算設定

貨油艙沖激負荷分析之目的為探討 CSR-H 規範中沖激設計負荷公式之參數的技術背景。觀察式(8)作用在縱向艙壁的沖激壓力公式中，存在一 k_f 裝載率係數，此係數定義的使此係數在液艙裝載狀況 70% ($h/H=0.7$)時為最大。參考 CSR-H 技術背景文件^[15]對此公式之說明，IACS 經由實際計算發現液艙裝載 70%~80%時會對艙壁產生最大的沖激負荷值，故以此定義之。

此案例利用 CFD 方法計算中間貨油艙於四種裝載狀況下(30%、50%、70%、90%)的二維橫向沖激負荷值，在幾何艙壁上佈量測點以紀錄壓力隨時間的變化，比較四種狀況下的負荷值並評估 CSR-H 規範設計值的安全性。設定船艙以周期性橫搖運動，運動方程式為 $\theta = \theta_0 \sin(\omega t)$ ， θ_0 為橫搖角， ω 為頻率， t 為時間。考慮在該裝載情況下能發生最大沖激負荷值，主要為船艙液體共振頻率接近船體運動頻率時，故運動方程式中頻率 ω 之選定，採用線性理論推導的船艙液體共振頻率公式加以計算，公式如式(9)。運動幅值的部分則參考 CSR-H 規範中規定的船舶最大運動量，如式(10)所示，推估該船舶於長期航行下將發生最大橫搖角(Roll Angle)，推估結果為 $0.296\text{rad}(\approx 16.9^\circ)$ 。CSR-H 規範的運動量公式為考慮航行 25 年下機率等級為 10^{-8} 之情況，在沖激負荷部分則為考慮機率等級 10^{-4} 情況，約為每日發生

一次之機率。若假設運動反應符合 Weibull 機率分布函數(形狀參數 $k=1$)，則研究沖激負荷所使用的運動量可取為公式(10)橫搖量的一半。四種裝載狀況給定之運動方程如表 2 所示。

$$\omega_{r,i} = \sqrt{g \frac{\pi}{B_r} \tanh\left(\frac{\pi}{B_r} h\right)} \quad (9)$$

$$\theta = \frac{9000[1.25 - 0.025T_\theta]f_p f_{BK}}{(B + 75)\pi} \quad (10)$$

$$T_\theta = \frac{2.3\pi k_r}{\sqrt{gGM}} \quad (11)$$

其中 h 為裝載液體深度， θ 為橫搖角， T_θ 為橫搖周期， f_p 為強度評估係數(考慮極限強度情況 $f_p=1.0$)， f_{BK} 為舟必龍骨係數(此船具有舟必龍骨 $f_{BK}=1.0$)， k_r 為旋轉半徑。

表 2 四種裝載狀況運動方程式

裝載狀況	週期性橫搖方程式
0.3H	$0.148\sin(1.023t)$
0.5H	$0.148\sin(1.111t)$
0.7H	$0.148\sin(1.132t)$
0.9H	$0.148\sin(1.137t)$

1.2 貨油艙沖激負荷計算結果與討論

計算模型內沿艙壁佈置 9 個量測點，如圖 23 所示，量測點的位置位於各液面高度處，並於四種裝載狀況的初始靜止自由液面高度處上下增加兩個量測點。擷取計算已達穩定後，數個周期之最大負荷值做平均化處理以做為該點承受的最大負荷值(動壓+靜壓)，接著考慮各量測點於該裝載狀況時的靜壓值，相減取此點的動壓值做為沖激負荷值。計算結果如表 3 所示。觀察各裝載狀況中量測點所承受的沖激負荷值取最大者(紅色劃線字體)，可發現其量值大小變化趨勢與規範計算結果一致，最大的沖激負荷值(23.1 kN/m^2)亦出現於裝載狀況 70%時，符合規範公式的趨勢，並可驗證規範技術背景之敘述。規範技術背景亦提及沖激現

象給予艙壁的負荷主要在自由液面上下附近有較大的影響，由表中的各高度量測點結果可看出較大的沖激負荷值皆出現於各裝載狀況液面高度附近，此現象兩者相互呼應。利用 CFD 計算結果與規範值比較，兩者量值上相近可說明計算結果之合理性。各裝載狀況的規範沖激設計負荷值皆高於 CFD 計算值，可合理推斷該公式具有足夠的安全性。

圖 24 至圖 27 為四種裝載情況的模擬過程，圖 24 為裝載狀況 30%，可發現本研究能正確捕捉低裝載時由液艙搖晃所產生的自由液面現象，可預估由液體晃動給予壁面的沖激負荷。圖 25 為裝載狀況 50%時，橫搖運動所造成液面行進波現象。圖 26 為裝載狀況 70%時，液艙運動造成液面翻捲與碎浪的現象，此部分可顯示利用黏性流計算方法的優勢，相較於線性勢流理論中的小波幅假設，具有非線性特徵的黏性流理論可得到較符合真實的情況。圖 27 呈現液艙高裝載狀況 90%時，液體搖晃將對艙內頂面產生沖激負荷，其引起的碎浪亦會對壁面產生部分衝擊現象。總觀以上整體現象合理呈現，顯示本研究計算方法在沖激現象預估的正確性與參考價值。

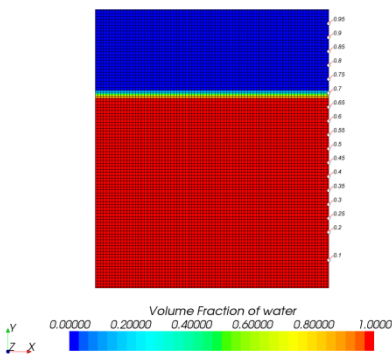


圖 23 計算幾何網格與量測點佈置

表 3 各量測點沖激負荷(kN/m^2)計算結果

量測點高度(m)裝載狀況	0.3H	0.5H	0.7H	0.9H
(z=0.1 H)	15.32	11.22	13.55	6.56
(z=0.2 H)	16.41	12.42	13.94	7.85
(z=0.25 H)	16.5			
(z=0.3 H)	<u>17.1</u>	11.99	15.43	8.64

(z=0.35H)	12.5			
(z=0.4 H)	4.2	14.98	18.61	10.84
(z=0.45 H)		15.3		
(z=0.5H)	0	17.5	19.92	12.43
(z=0.55H)		6.2		
(z=0.6 H)	0	3.3	21.79	15.72
(z=0.65H)			22.4	
(z=0.7 H)	0	0	23.1	17.52
(z=0.75H)			19.5	
(z=0.8 H)	0	0	13	19.01
(z=0.85H)				19.2
(z=0.9 H)	0	0	1.2	20.6
(z=0.95H)				12.2
規範值 p_{bhd-t}	19.79	26.78	29.11	26.78

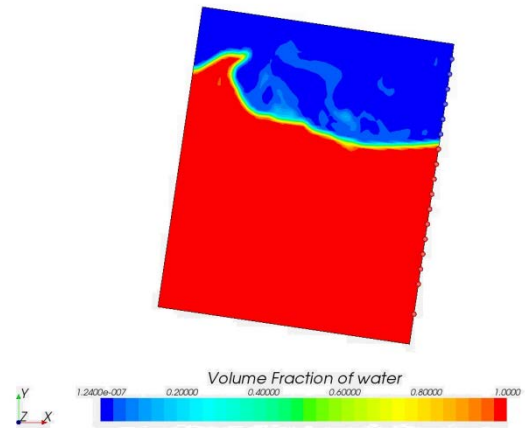


圖 26 裝載狀況 70%時自由液面現象

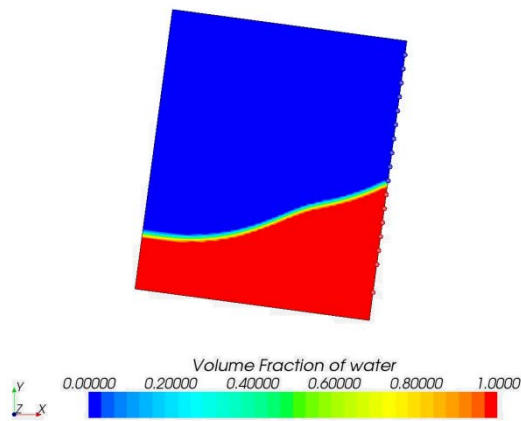


圖 24 裝載狀況 30%時自由液面現象

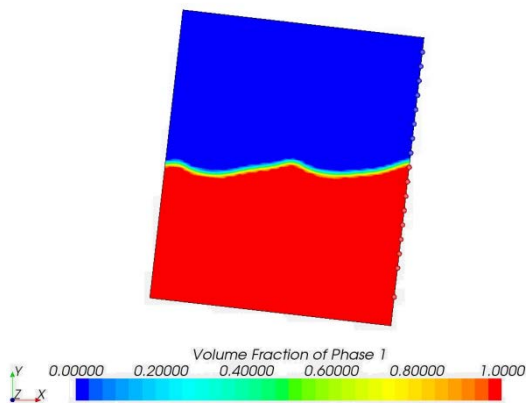


圖 25 裝載狀況 50%時自由液面現象

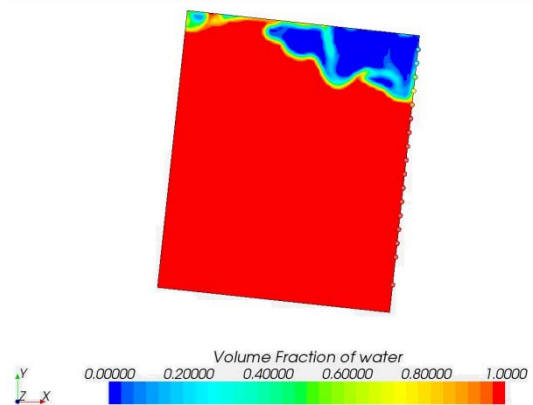


圖 27 裝載狀況 90%時自由液面現象

2. 雙重底壓載水艙沖激負荷分析

2.1 壓載水艙沖激負荷計算設定

CSR-H 規範針對小型艙櫃的沖激負荷有特別定義最小沖激負荷規範值。規範註明有效沖激長度小於 $0.03L$ 或有效沖激寬度小於 $0.32B$ 的艙櫃，不需以公式(7) $p_{bhd-lng}$ 或公式(8) p_{bhd-t} 來計算沖激負荷值，可直接適用最小沖激負荷規範值($P_{slh-min}$)。規範中定義位於雙重底與雙殼舷側空間等狹窄、具有多道內構阻隔的壓載水艙，其最小沖激負荷應設為 12 kN/m^2 。其餘貨油艙與壓載艙內的最小沖激負荷，應設為 20 kN/m^2 。

針對上述最小沖激負荷規範值，本文同樣利用 CFD 方法計算兩區域壓載水艙於四種裝載狀況下(30%、50%、70%、90%)的二維橫向

沖激負荷值，此次計算加入艙櫃內部加強材，計算幾何如圖 28 所示。由於艙內流體流經 T 字型加強材時易引起劇烈流體渦旋現象，故在加強材附近進行網格局部加密以模擬較精準的流體流動現象，計算網格如圖 29 所示。除了在艙壁上佈置量測點外，沿艙寬方向不同位置上的加強材(第 1、7、13 道縱向加強材)上亦佈上量測點以紀錄壓力隨時間的變化，如圖 29 標示藍框的第 1、7、13 排量測點，比較規範值與計算值以評估 CSR-H 規範最小沖激負荷值的安全性。將艙櫃左側放大檢視如圖 30 所示，艙壁上量測點的位置位於各液面高度處，加強材上第 1、7、13 排量測點，各排佈置四個量測點，由低處到高處編號高度 a 至高度 d。設定船艙以周期性橫搖運動，以船體重心為旋轉中心，各裝載狀況下的運動方程式中頻率 ω 之選定，採用線性理論推導的船艙液體共振頻率公式計算，公式如式(9)。運動幅值的部分，採用與貨油艙沖激分析案例相同的最大運動量值，選擇推估之最大橫搖角 0.296rad ，並取一半的量值做沖激負荷分析。

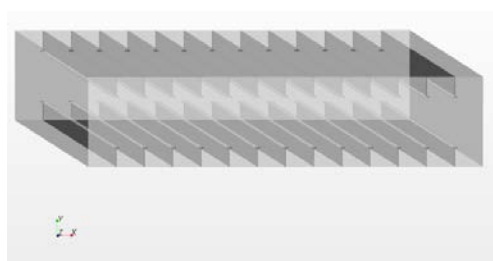


圖 28 壓載水艙(編號 1)計算幾何圖

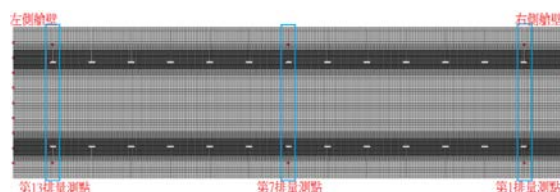


圖 29 壓載水艙計算網格與量測點佈置

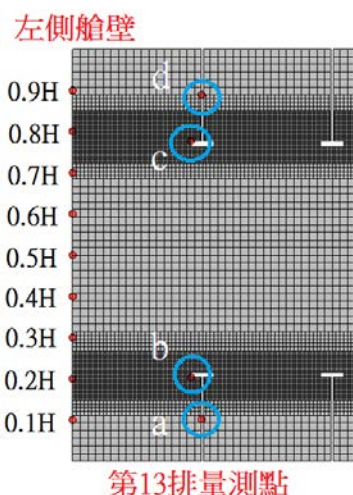


圖 30 壓載水艙左側部分放大圖

2.2 壓載水艙沖激負荷計算結果與討論

編號 1 壓載水艙在四種裝載狀況下計算結果如表 4 至表 6 所示。計算過程中模擬自由液面情況如圖 31 所示。觀察各裝載狀況中，左側與右側艙壁以及加強材上量測點所承受的橫向沖激負荷值皆低於最小沖激負荷規範值。比較左右側沖激負荷量值，可發現較遠離旋轉中心的左側艙壁上的量值較高。觀察加強材上沖激負荷計算結果，在 70%與 90%裝載狀況下，比較不同位置(第 1、7、13 道縱向加強材)上的量值可發現，靠近兩側艙壁位置的加強材由於壁面反射作用下會遭受相對於艙櫃中間處有較大的沖激負荷值。CSR-H 規範中的沖激負荷公式在艙櫃中有其適用範圍，該範圍定義為距離艙壁 $0.25b_s$ 以內。由不同位置加強材沖激負荷量值比較結果可合理推測其適用範圍定義的原因。

編號 2 壓載水艙計算結果如表 7 至表 9 所示，整體沖激負荷量值皆低於 12kN/m^2 ，符合最小沖激負荷規範值。比較編號 2 壓載水艙左右側艙壁沖激負荷量值，仍為較遠離中心之左側艙壁量值較大，而編號 2 艙櫃整體量值稍高於編號 1 艙櫃的量值，亦為合理之結果。綜觀編號 1 與編號 2 壓載水艙沖激的計算結果與規範值比較，可驗證 CSR-H 定義最小沖激負荷規範值以適用於小型艙櫃 ($l_s < 0.03L$ 或

$b_s < 0.32B$)的合理性。

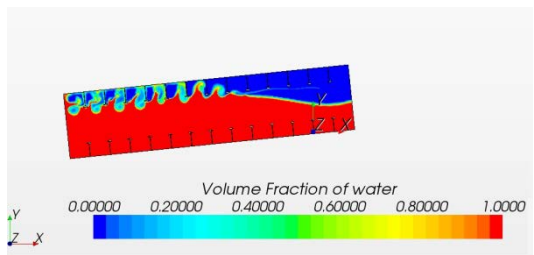


圖 31 壓載水艙(編號 1)裝載狀況 70%時自由液面模擬情況

表 4 壓載水艙(編號 1)左側艙壁沖激負荷
(kN/m^2)計算值

左側艙壁 量測點高度	裝載狀況 30%	裝載狀況 50%	裝載狀況 70%	裝載狀況 90%
(z=0.1 H)	2.026	5.231	5.897	2.712
(z=0.2 H)	2.078	5.373	6.149	3.324
(z=0.3 H)	2.120	5.516	6.451	3.957
(z=0.4 H)	0.022	5.558	6.873	4.639
(z=0.5H)	0.022	5.800	7.476	5.351
(z=0.6 H)	0	3.700	7.808	5.663
(z=0.7 H)	0	2.900	8.430	6.346
(z=0.8H)	0	2.750	6.820	7.138
(z=0.9H)	0	2.500	6.410	7.970
規範值	12	12	12	12

表 5 壓載水艙(編號 1)右側艙壁沖激負荷
(kN/m^2)計算值

右側艙壁 量測點高度	裝載狀況 30%	裝載狀況 50%	裝載狀況 70%	裝載狀況 90%
(z=0.3 H)	1.380	3.666	7.831	6.947
(z=0.5H)	0.002	4.850	8.036	7.151
(z=0.7 H)	0	3.500	8.200	7.696
(z=0.9H)	0	3.240	6.820	7.720
規範值	12	12	12	12

表 6 壓載水艙(編號 1)加強材上沖激負荷
(kN/m^2)計算值

加強材 量測點編號	裝載 狀況 30%	裝載 狀況 50%	裝載 狀況 70%	裝載 狀況 90%
第 1 排高度 a	1.244	4.680	6.595	5.491
第 1 排高度 b	1.106	4.471	6.567	5.562
第 1 排高度 c	0.000	1.200	6.950	5.911
第 1 排高度 d	0.000	0.920	6.700	6.686

第 7 排高度 a	2.654	3.060	1.895	0.641
第 7 排高度 b	1.906	2.491	1.687	0.292
第 7 排高度 c	0.005	0.450	2.400	0.151
第 7 排高度 d	0.005	0.380	1.900	0.046
第 13 排高度 a	2.334	5.800	5.095	1.291
第 13 排高度 b	1.936	5.061	5.187	2.012
第 13 排高度 c	0.020	3.200	6.890	5.751
第 13 排高度 d	0.020	2.560	6.400	6.756

表 7 壓載水艙(編號 2)左側艙壁沖激負荷
(kN/m^2)計算值

左側艙壁 量測點高度	裝載狀況 30%	裝載狀況 50%	裝載狀況 70%	裝載狀況 90%
(z=0.1 H)	2.696	8.531	4.797	5.412
(z=0.2 H)	2.788	8.873	4.739	5.554
(z=0.3 H)	2.750	8.916	4.981	5.777
(z=0.4 H)	0.520	9.038	5.353	6.349
(z=0.5H)	0	9.200	5.966	7.211
(z=0.6 H)	0	6.300	6.258	7.953
(z=0.7 H)	0	5.800	7.280	9.096
(z=0.8H)	0	5.200	6.050	10.308
(z=0.9H)	0	5.130	5.600	11.200
規範值	12	12	12	12

表 8 壓載水艙(編號 2)右側艙壁沖激負荷
(kN/m^2)計算值

右側艙壁 量測點高度	裝載狀況 30%	裝載狀況 50%	裝載狀況 70%	裝載狀況 90%
(z=0.1 H)	1.016	4.231	0.497	1.112
(z=0.2 H)	1.558	4.323	0.189	1.004
(z=0.3 H)	1.900	4.536	0.601	1.397
(z=0.4 H)	0.400	4.888	1.203	2.199
(z=0.5H)	0	5.200	1.966	3.211
(z=0.6 H)	0	2.600	2.558	4.253
(z=0.7 H)	0	1.900	3.380	5.196
(z=0.8H)	0	1.700	2.550	6.808
(z=0.9H)	0	1.600	2.070	7.670
規範值	12	12	12	12

表 9 壓載水艙(編號 2)加強材上沖激負荷
(kN/m^2)計算值

加強材 量測點編號	裝載 狀況 30%	裝載 狀況 50%	裝載 狀況 70%	裝載 狀況 90%
第 1 排高度 a	0.964	3.490	3.645	5.511
第 1 排高度 b	1.356	3.771	3.687	5.702

第 1 排高度 c	0.000	1.350	1.920	6.171
第 1 排高度 d	0.000	1.200	1.610	6.186
第 6 排高度 a	2.564	4.800	1.395	4.211
第 6 排高度 b	2.756	4.121	1.187	2.802
第 6 排高度 c	0.000	0.730	0.300	0.571
第 6 排高度 d	0.000	0.600	0.140	0.306
第 11 排高度 a	2.784	7.780	0.295	1.011
第 11 排高度 b	2.856	9.671	0.387	1.302
第 11 排高度 c	0.000	4.900	1.800	4.271
第 11 排高度 d	0.000	4.680	1.400	6.406

結論

本研究的結論如下：

(1) 計算驗證中 Case1 和 Case2 整體地測試適當網格尺寸與時間步長，進行空間與時間上的離散，將結果與文獻試驗值比較，針對二維沖激問題建立一 CFD 方法以預估沖激負荷量值。

(2) 貨油艙沖激負荷分析，實際計算一艘 30 萬噸油輪貨油艙艙壁上沖激負荷，探討 CSR-H 規範定義之橫向沖激負荷公式。四種裝載狀況下艙壁最大沖激量值變化趨勢與規範結果一致，計算所得之最大沖激負荷值出現於裝載狀況 70%，符合規範公式之趨勢亦證明本研究 CFD 方法計算合理性。利用規範沖激設計負荷值與計算值比較，發現規範設計值皆可涵蓋 CFD 之結果，由此推斷該公式應具足夠安全性。

(3) 壓載水艙沖激負荷分析，利用 CFD 方法計算兩區域壓載水艙並考慮內部加強材於四種裝載狀況下(30%、50%、70%、90%)的橫向沖激負荷值。整體計算量值皆符合規範值，驗證 CSR-H 定義最小沖激負荷規範值應用於小型艙櫃的合理性。

參考文獻

- [1] Lloyd's Register, "Sloshing Loads and Scantling Assessment" (2004)
- [2] Det Norske Veritas, "Sloshing Analysis of LNG Membrane Tanks", Classification Notes No. 30.9 (2006)
- [3] Odd M. Faltinsen, Alexander N. Timokha, "Sloshing", 1st edition., Cambridge University Press (2009)
- [4] Abramson H.N."The dynamic behavior of liquids in moving containers", NASA SP-106 (1966)
- [5] Odd M. Faltinsen and Timokha, A.N., "An adaptive multimodal approach to nonlinear sloshing in a rectangular tank", Journal of Fluid Mechanics 432,pp.167-200 (2001)
- [6] Pierre C. Sames, Delphine Marcouly, Thomas E. Schellin, "Sloshing in Rectangular and Cylindrical Tanks", Journal of Ship Research, Vol.46, No 3, pp.186-200 (2002).
- [7] 祁江濤，顧民，吳乘勝(2008)。液艙晃盪的數值模擬。船舶力學，12(4)：574-581。
- [8] Nicolas Moiroud, Eric Baudin, Thomas Gazzola, Louis Diebold, "Experimental and Numerical Investigations of the Global Forces Exerted by Fluid Motions on LNGC Prismatic tanks Boundaries", ISOPE, China(2010).
- [9] 林士家，陳建宏(2008)，二維沖激問題的黏性流計算。中國造船暨輪機工程研討會暨國科會成果發表會。台北市。
- [10] 王亭皓，黃振國，陳建宏(2010)。沖激運動與減降研究。行政院國家科學委員會補助專題研究計畫成果報告。
- [11] S.V. Pantankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Pub. Corp (1980)
- [12] 周文祥(民 98)。穿浪式雙體船之阻力計算與分析(碩士論文)。國立台灣大學，台北市。
- [13] IACS Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers (CSR-H), 1 April, 2013.

[14] Hamid Rezaei, "Numerical Modelling of Sloshing with VOF Method", The 12th International Conference on Fluidization (2007).

[15] IACS Technical Background Rule References for Common Structural Rules for Bulk Carriers and Oil Tankers, 1 April, 2013.

TANK SLOSHING LOAD CALCULATION AND ITS COMPARISON WITH RULE VALUE

P. W. Wang* C. H. Huang* C. C. Chen*

*China Corporation Register of Shipping

Keywords: Sloshing, CFD

ABSTRACT

Sloshing is an important issue in structure design of liquid cargo ships. When external excitation frequency is closed to the natural frequency of liquid inside the tank, the violent sloshing phenomenon will occur and cause severe sloshing and impact pressures on the tank boundaries and tank roofs, and lead to structural damage. In recent years, the sloshing problem becomes more vital because the design trend of VLCC and LNG ships is increasing in size and the volume of single liquid cargo tank becomes larger and larger.

The purpose of this research is to realize the theoretical basis of sloshing loads formula of CSR-H rules. The factors of defined parameters of the formula were investigated by using fluid dynamic, and established a reasonable numerical process for estimating sloshing pressures. This research described that the Computational Fluid Dynamics commercial code was adopted to calculate sloshing loads. Firstly, two-dimensional tank was chosen to be a computational model in the first and second cases, and evaluated sloshing loads on the bulkhead in periodic motion, and analyzed the effects on the results of time step and grid size. Then the third case computational model chose the cargo oil tank and ballast tank in double bottom of a 300 thousand tons tanker, and evaluated each sloshing load on the bulkhead at different filling level conditions. The safety of rules and background considerations of parameters in the formula are studied from computational results in comparison with design loads of Rules.

