

船舶斷纜預警系統建置及繫纜方式研擬

蘇青和 交通部運輸研究所港灣技術研究中心科長

洪維屏 交通部運輸研究所港灣技術研究中心副研究員

楊瑞源 國立成功大學水利及海洋工程學系副教授

摘要

本研究旨在建立一套船舶斷纜預警系統及提供建議之繫纜方式供使用單位參考。包含下列四項研究項目即：1. 研擬船舶繫纜方式 2. 不同情境船舶受力分析 3. 不同情境船舶繫纜力分析 4. 建立預警模式。

研究計畫中有關不同情境船舶受力分析與船舶繫纜力分析係藉由 ANSYS AQWA，及 Orcina OrcaFlex 等套裝數值模擬輔予 1/50 等比縮尺之風浪船舶互制靠泊試驗研究校驗比較後進行探討。經由水工模型試驗校驗後之數值模擬，以兩種船型(散裝船、油輪)分別在風速(5 組)、風向(16 組)、波浪(5 組)及吃水深(4 組)進行共 1,600 個不同

情境之船舶受力與船舶繫纜力之數值模擬分析。同時本研究亦針對斷纜事件做探討分析與研擬船舶之繫纜方式。綜整以上研究所獲之成果，乃進一步建立了預警模式，該預警模式整合了船舶資訊、碼頭資訊、環境資訊及繫纜斷裂警示燈號。

此外本研究所建置之預警模式所作之船舶繫纜張力預測分析資料庫，將可提供各港務主管單位之營運管理，於颱風或強風來襲時，可藉由此預警模式，預先評估船舶之繫纜力，預作相關防範措施，以降低發生斷纜之風險，進而降低相關可能引致之災損發生。

一、計畫緣起及目的

身為島國的臺灣，每年深受颱風侵襲，所帶來的強陣風及港內洶湧之浪況，對於停靠於港內之船舶將造成劇烈的船體搖晃。此搖晃運動對各纜繩都會施加張力，當纜繩張力大於容許值時，將造成斷纜進而讓船舶與碼頭結構身陷危險。

分析船舶繫纜力的方法，有分基於物理定律而建構的數值模式，和依據模型試驗取得相關統計資料而建立的黑盒數值模式。基於物理定律而建構的數值模式，雖然比較能夠算出較準確的結果，但設定複雜、計算費時，除非能事先早在颱風生成之前就開始計算，不

然很難趕上時效，故不具適用性。而依據模型試驗取得相關統計資料而建立的黑盒數值模式，若能在建構的過程中有輸入足夠的準確資料，則在應用時，只要把各項輸入條件丟到模式中，模式就能快速把靠泊船舶之最大纜繩受力計算出來。

本研究運用了 ANSYS AQWA 及 Orcina OrcaFlex 等套裝數值模式輔予

1/50 等比縮尺之風浪船舶互制靠泊試驗研定進行不同情境下之船舶繫纜力分析，探討不同斷纜因素。冀期最終能建立一套人工智能船舶斷纜預警系統及提供建議之繫纜方式，供相關管理及使用單位於颱風期間進行決策、參考之用，可讓各管理單位有多一決策選擇之參考性。

二、台灣商港相關斷纜事件之資料蒐集

針對一般氣候與極端事件，蒐集港內外海氣象資料，包含碼頭數量、港內外水深、航道水深與配置、波浪、波向、風速、風向等。透過資料處理與統計分析，綜整各港口海氣象特性。此外，本計畫亦蒐集船舶停靠碼頭時之國內外規範與準則，進行法規安全之綜合比

較，並且針對斷纜事件進行資料蒐集，歸納船型、港內發生位置、當時海氣象情況、纜繩斷裂位置等。表 1 即為臺灣港務股份有限公司(以下簡稱臺灣港務公司)整理之各港區船舶歷年斷纜情境描述表。

表 1 臺灣港務公司各港區船舶 101 年-106 年歷年斷纜情境描述表

事故時間 (年/月/日)	事故地點		船型	背景描述			
	港口	碼頭		碼頭水深 (m)	浪高 (m)	風力 (m/sec or 級數)	其他
106/07/29	基隆港	東 4 號	雙胴體高速船	-9	<0.5	10 級	
104/08/08	臺台中港	連續壁	雜貨輪	-16			蘇迪勒颱風期間，臺中港區最大陣風達 16 級。
104/08/08		連續壁	雜貨輪	-16			
104/08/08		W7 號	油輪	-14			
104/08/08		W6 號	軍艦	-14			
104/08/08		W9 號	散裝輪	-14			
105/09/27		3 號	散裝輪	-13			梅姬颱風最大陣風達 17 級。
105/09/27		30 號	散裝輪	-14			

表 1 臺灣港務公司各港區船舶 101 年-106 年歷年斷纜情境描述表(續)

事故時間 (年/月/日)	事故地點		船型	背景描述			
	港口	碼頭		碼頭 水深 (m)	浪高 (m)	風力 (m/sec or 級數)	其他
105/09/14 /14:30	安平港	29 號 (現為 15 號)	臺閩之星 — 客貨船	7.5	1~2	8 級	莫蘭蒂颱風
101/01/25	高雄港	21/22 浮筒	陸海 3 號 — 運輸駁船			3 m/s (2 級)	
101/03/05		21/22 浮筒	陸海 3 號 — 運輸駁船			11 m/s (6 級)	
101/04/24		21/22 浮筒	陸海 3 號 — 運輸駁船			6 m/s (4 級)	
101/05/27		21/22 浮筒	陸海 3 號 — 運輸駁船			4 m/s (3 級)	
101/06/08		21/22 浮筒	陸海 3 號 — 運輸駁船			11 m/s (6 級)	
101/08/01		23/24 浮筒	索爾星輪 — 全貨櫃			15 m/s (7 級)	
101/08/01		23/24 浮筒	索爾星輪 — 全貨櫃			15 m/s (7 級)	
101/12/01		53/54 浮筒	散裝船			1 m/s (1 級)	
102/03/05		51/52 浮筒	清像 — 解體船			7 m/s (4 級)	
102/04/02		49/50 浮筒	領導者輪 — 煤炭船			10 m/s (5 級)	
102/06/02		51/52 浮筒	華衛 7 — 油輪			1 m/s (1 級)	
102/06/21		52/53 浮筒	清像 — 解體船			19 m/s (8 級)	
102/08/10		51 碼頭	麒麟 — 散裝船			5 m/s (3 級)	
102/08/21		52/53 浮筒	華衛 7 — 油輪			21 m/s (9 級)	

表 1 臺灣港務公司各港區船舶 101 年-106 年歷年斷纜情境描述表(續)

事故時間	事故地點		船型	背景描述			
(年/月/日)	港口	碼頭		碼頭 水深 (m)	浪高 (m)	風力 (m/sec or 級數)	其他
102/10/26	高雄港	21/ 22 浮筒	陸海 3 號輪 －運輸駁船			4 m/s (3 級)	
102/11/09		53/54 浮筒	朱紅 －液化石油氣			1 m/s (1 級)	
102/12/26		53/54 浮筒	奈良 －油輪			7 m/s (4 級)	
103/01/06		57 碼頭移泊 至 28 碼頭時	善仁 －油化船			2 m/s (2 級)	
103/03/31		53/54 浮筒	賽納 －全貨櫃			28 m/s (10 級)	
		58 碼頭	瑪特拉 －油化船				
		51/52 浮筒	浩洋 －油輪				
103/03/31		52/53 浮筒	台塑八號 －液體化學船			7 m/s (4 級)	
103/03/31		40 碼頭	來興旺 －液化氣體船			16 m/s (7 級)	
103/03/31		52/53 浮筒	台塑八號 －液體化學船			7 m/s (4 級)	
103/03/31		40 碼頭	來興旺 －液化氣體船			16 m/s (7 級)	
103/03/31		23/24 浮筒	澳萬達 －軍用船舶				
		25 浮筒	立竑 －散裝船				
		49/50 浮筒	賓坦 －油輪				
		51/52 浮筒	浩洋 －油輪			16 m/s (7 級)	

表 1 臺灣港務公司各港區船舶 101 年-106 年歷年斷纜情境描述表(續)

事故時間 (年/月/日)	事故地點		船型	背景描述			
	港口	碼頭		碼頭 水深 (m)	浪高 (m)	風力 (m/sec or 級數)	其他
103/03/31	高雄港	52/53 浮筒	台塑八號 －液體化學船				
		53/54 浮筒	賽納 －全貨櫃				
103/05/17		52/53 浮筒	立德 －油輪			1 m/s (1 級)	
104/02/02		52/53 浮筒	米洛斯 －油化船			4 m/s (3 級)	
104/02/06		53/54 浮筒	慈利輪 －礦砂船			2 m/s (2 級)	
104/03/08		40 碼頭	浩帆 2 －雜貨船			6 m/s (4 級)	
104/08/08		75 碼頭	新能 －油輪			21 m/s (9 級)	
105/01/05		53/54 浮筒	華運 －油品船			3 m/s (2 級)	
105/02/09		21/22 浮筒	宏瑞 －雜貨船			3 m/s (2 級)	
105/04/13		51/52 浮筒	新長鑫輪 －雜貨船			14 m/s (7 級)	
105/05/21		53/54 浮筒	興達勝輪 －油輪			1 m/s (1 級)	
105/07/08		新濱碼頭	阿凡達 －軍用船舶			32 m/s (11 級)	尼伯特
105/07/08		35 碼頭	全球 －散裝船			32 m/s (11 級)	
105/07/10		52/53 浮筒	臺塑晶華 －液化氣體船			4 m/s (3 級)	
105/09/14		75 碼頭	平多魯 －全貨櫃			29 m/s (11 級)	莫蘭蒂

表 1 臺灣港務公司各港區船舶 101 年-106 年歷年斷纜情境描述表(續)

事故時間 (年/月/日)	事故地點		船型	背景描述			
	港口	碼頭		碼頭 水深 (m)	浪高 (m)	風力 (m/sec or 級數)	其他
105/09/14	高雄港	86 碼頭	風明輪 — 全貨櫃				
		89 碼頭	獵鷹 9 號 — 油輪				
		51 碼頭	同茂 101 — 雜貨船				
		25 碼頭	海興 — 全貨櫃				
105/09/14		飄移至 61 ~62 碼頭擱 淺	漁船			32 m/s (11 級)	
105/09/15		70 碼頭	平多魯 — 全貨櫃			10 m/s (5 級)	
105/09/22		22 浮筒	駿業 — 全貨櫃			1 m/s (1 級)	
105/10/22		31/32 浮筒	連利 57 — 油輪			2 m/s (2 級)	
106/07/01		57 碼頭	英格輪 — 液化氣體船			9 m/s (5 級)	
106/07/16		24/25 浮筒	海興 — 全貨櫃			17 m/s (7 級)	
106/08/06		51/52 浮筒	豪溢 — 油化船			1 m/s (1 級)	
106/10/12		4 碼頭	新金豐 6 號 — 拖船			5 m/s (3 級)	
106/11/11		51/52 浮筒	領航 — 液化氣體船			2 m/s (2 級)	
106/11/20		21/22 浮筒	新吉航 — 全貨櫃			2 m/s (2 級)	

三、研擬船舶繫纜方式

本研究係以平靠繫泊如圖1作為研究標的，希望能藉由改良平靠繫泊方法或建議不同繫泊材料來降低繫纜破壞機率。

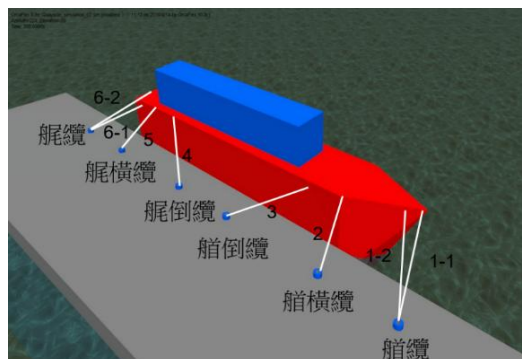


圖1 平靠繫泊示意圖

為瞭解船舶繫纜現場作業與繫纜方式，港研中心107年計畫”風力作用下船舶受力及繫纜力之預警評估”曾與帶解纜業者前往高雄港實地瞭解，並特別委請凱晟股份有限公司撥空解說。綜整資料有關預防船舶泊港後之斷纜事故及相關繫纜方式建議如下：

- a. 船舶在進港前，需提前與當地港口聯繫，了解港口特性、海況及目前交通情況等，有效地落實應對措施，做好充分準備。提前對船上設備進行檢查，確保動力系統保持良好狀態。若港口易受強風影響，應做好防風準備，適當加纜；若港口流況湍急、潮差大，裝卸貨過程中船舶吃水變化大等原因易導致纜繩磨損，應做好各種防止纜繩摩擦措施

。另外，船方應做好相關應急預備方案。

- b. 靠泊前要有完備的繫泊方案：倒纜應保持一定受力，使得船舶不會與防舷材相撞；橫纜從船上延伸到船舷外，確保所有的纜繩鬆緊一致；在靠泊期間倒纜和橫纜均可調至自動張力模式，使各根纜繩受力平均；若要防止船舶沿碼頭移動，以利裝卸貨工作，可將倒纜調至剎車模式。同時仔細觀察泊位主風向和風浪情況，結合抵港前獲得的資訊，決定艀、艀纜的角度和纜繩受力程度的控制。若風向為離岸風，在碼頭繫纜樁有選擇餘地的條件下，繫纜應選擇離船稍近的艀、艀纜的繫纜樁以增加船舶水平方向的纜繩拉力，增加抗風性，艀、艀纜適度調整到相同張力，均衡受力；若風偏向於艀、艀來風，則應選擇離船稍遠繫纜樁，即減小纜繩與船舶艀、艀向間的夾角以增加船舶艀、艀方向的繫泊拉力，並且調整迎風面的纜繩使受力平均，背風面則保持適度拉力即可，以免產生過大扭力增加迎風面纜繩負荷。

此外繫泊期間安全之防範工作則建議如下：

改善纜繩受力

- (1) 裝卸過程避免單邊裝卸引起船舶過度傾斜，導致艀、艀纜受力不均或傾斜受力造成張力集中，增加繫纜的負荷。

- (2) 按照纜繩新舊情況適時調整其鬆緊，新纜可適當收緊，舊纜可適當鬆弛。
- (3) 採用統一材料及相同直徑的纜繩。
- (4) 適時轉換使用自動纜：船舶設置自動纜的目的在於自動調整前後繫纜的鬆緊度，始終保持纜繩平均受力，使船緊貼泊位以利作業，但自動纜也有其使用限制，當超過額定拉力，絞纜機將啟動自動保護休止工作。因此受湧浪影響大、常受強風侵襲區域，建議不宜使用自動纜，應改為手動繫纜且繫緊後用剎車剎住，並脫開離合器，避免纜繩拉力一直作用在離合器上，導致其變形。
- (5) 各纜樁在繫纜時不可太過緊繃，在受強風或急流影響時應讓其先伸長後滑出，接著加繫幾圈，當再次受力時，則不讓它們再度滑出，以此緩解纜繩鬆緊不均衡的狀態。

2. 預防風中漂移

靠泊繫纜是保持各纜繩受力平均，其次可適時前後各加一根纜繩，再根據天氣預報的風向決定加纜的繫纜角度，以「8字環繞」方式在雙帶纜上繞5道，打半結以防滑脫，並加強巡視，時常調整使其與其他纜繩平均受力。若船在強風中漂離泊位，切忌強行硬絞纜繩使船歸位，應利用剎車保持住原有漂離狀態，待強陣風停止再絞進貼緊，並同時全船廣播應急預備，備妥主機和側推，適時拋下船錨，向港務人員申請拖船協助。

3. 減輕纜繩磨損

當繫纜角度決定後，船舶的繫纜點

應避免使用固定孔洞的繫纜孔，應使用滾輪、滾柱等可流動纜孔，纜繩在因湧浪造成船舶起伏摩擦運動中，將隨流動的滾輪一起運動，可有效避免對纜繩磨損傷害。目前多數船採用雙槽式絞盤，一般情況下可將繫泊時受力的纜繩盤繞在較窄纜槽內，而將剩餘纜繩盤繞在較寬纜槽內，計算各槽內纜繩的分配量時根據本船繫纜孔位置，結合各碼頭的纜樁間隔情況適當分配，最佳的分配方法是纜繩上樁繫緊後，保持受力的窄槽內剩餘約一層纜繩，如此既可以減少力臂增加纜繩拉力，又可避免纜繩層數過多，導致纜繩因受力嵌入其他疏鬆的纜繩圈內卡住。若纜繩與導纜孔、船體防舷材等摩擦不可避免，船方應提前做好各種防摩擦準備：纜繩不宜受力太緊，保持適度鬆弛以免受力過大導致纜孔的磨損，可在不影響裝卸和靠泊安全前提下，讓船舶稍微偏離泊位；在纜繩與纜孔摩擦部位四周以「雙8字」方式纏上防滑鏈條或綁上麻袋、布等，避免纜繩與鐵質纜孔直接接觸磨損；當因為潮位、泊位高度等原因，船上的繫纜點低於碼頭的纜樁時，纜繩將與碼頭邊緣摩擦，可在碼頭邊緣放置麻袋、布等以防摩擦。

4. 加強值班

- a. 即時掌握海況、潮汐、水位等變化，加強對全船及船舶周圍安全檢查，並即時根據潮水漲退和裝卸情況調整纜繩鬆緊，確保纜繩受力均衡。
- b. 確保船舶設備處於隨時可用的良好狀態，可減少拆卸、修理主機等相關狀況的發生。

然萬一發生船舶斷纜後處置方案建議如下：

- (1) 依應急預備方案，採取備車、加纜、拋錨等有效措施控制船舶位置。
- (2) 向航管中心 VTS(Vessel Traffic Service；船舶交通服務系統)報告，通知碼頭和周邊船舶，避免再次發生事故，若正在裝卸貨船隻則立刻停止。

(3) 申請拖輪協助。

5. 降低瞬時載荷發生

瞬時載荷(snap load)對於繫泊斷纜有主導性的影響，不僅因為瞬時載荷容易在短時間內產生極大之張力值，使纜繩破壞，亦容易造成繫泊纜繩之疲勞破壞。因此，增加阻尼於繫泊纜繩上能有效降低纜繩破壞機率。

四、研究方法

4.1 不同情境船舶受力

4.1.1 船舶自然運動衰減試驗

為求得該船體運動之自然頻率，將自由運動衰減時序列進一步作 FFT 分析，可求得該自由度在頻率域上的振幅，一般定義振幅峰值所對應的頻率極為自然頻率。如圖 2 為船體橫搖(Roll)自由運動衰減實驗 FFT 頻率分析圖結果。綜合其 FFT 結果，Roll，Pitch 與 Heave 自由度之現場自然頻率分別為 0.14 Hz、0.13 Hz 與 0.16 Hz。

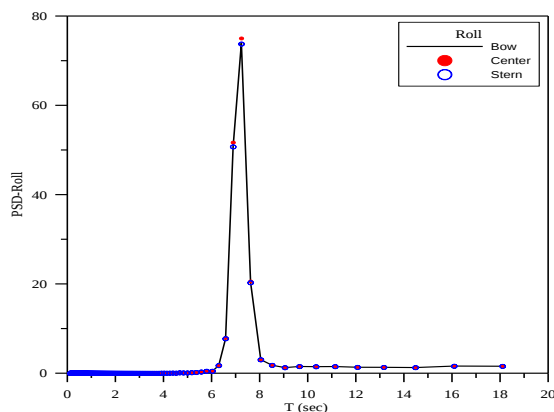


圖 2 船體橫搖(Roll)自然運動衰減之頻率分析圖

4.1.2 船舶水動力數值分析

1. 不同船隻類型介紹與船模建立

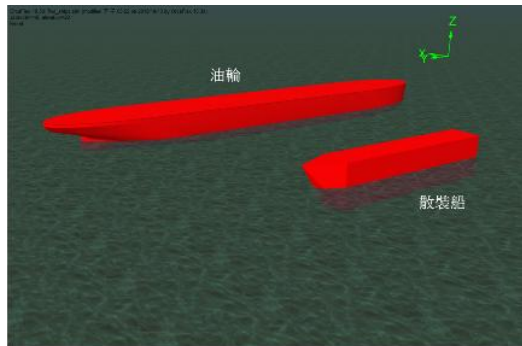
船舶於寬闊海域且無使用繫纜情形下，船舶受到不同波浪週期波高作用時，波浪作用下的六軸運動可分為六自由度，分別為三個位移，相對於直角座標系統分別為縱移(Surge)、橫移(Sway)、起伏(Heave)及三軸旋轉，即縱搖(Pitch)、橫搖(Roll)、平擺(Yaw)。波浪對於船體的水動力主要受到船體水面下的幾何形狀、吃水深度、重心位置、浮心位置、船重量、轉動慣量、附加質量、勁度與阻尼係數等。因此，計算流程為必須建立船的幾何形狀以及相關輸入參數，作為計算水動力的輸入條件。

在研究中採用港內常見的兩類型船隻進行模擬，分別為散裝船與油輪。散裝船為分析軟體(Orcina OrcaFlex)內建船型，另一艘則挑選船型資料公開的 DyneTanker，該船型屬於油輪。

標準船型建立船舶繫纜數值模擬

架構。該船型之資料包含船體幾何形狀、總重量、吃水深、慣性張力矩與重心位置等如圖 3 所示。此外，研究亦考慮油輪在裝卸過程中，船體水動力隨著吃水變淺且重量變輕的變化過程，規劃共三組吃水，分別為滿載(吃水 14.25 公尺)、裝卸過程(吃水 10 公尺)以及空船(吃水 6 公尺)等三種不同條件，如表 2。

Dyne Tanker 船圖是於 1990 年船舶黏性流體會議(Ship Viscous Flow)所公開，由於該船型時由不具名的與會人士所提供，所以又稱為神秘案件(the Mystery Case)。爾後，該船型被廣泛應用在船舶流體計算。研究使用船體在不同橫截面下的幾何形狀，將該幾何參數依序於 CAD 軟體內進行 3D 薄船殼繪製。



散裝船		油輪(滿載)	
船長 L (m)	103	船長 L (m)	253
船寬 W (m)	16	船寬 W (m)	38.33
乾舷高度 h_0 (m)	15	乾舷高度 h_0 (m)	19
吃水深度 h_d (m)	6.6	吃水深度 h_d (m)	14.25
重量 (ton)	8800	重量 (ton)	113800

圖 3 散裝船與油輪外觀圖與幾何資料

表 2 油輪不同吃水深相關參數

油輪參數	滿載	裝卸過程	空船
吃水深 (m)	14.25	10	6
重量 (ton)	119,311	81,176	47,129
重心(m) 水面上為正	-6.65	-3.71	0.07
I_{xx} (ton.m ²)	32.12E6	20.56E6	11.8E6
I_{yy} (ton.m ²)	632.2E6	419.2E6	242.6E6
I_{zz} (ton.m ²)	652.7E6	433.0E6	250.6E6

2. 不同船隻類型水動力計算

船體在開放邊界之水域環境以及勢能流理論假設下，流體為非黏性與不可壓縮流體，船體運動方程式為：

$$(M + M_A(\omega))\ddot{x} + (D + B(\omega))\dot{x} + (K + K_H)x = F_{FK} + F_D \quad (4-1)$$

其中， M 為質量(包含船體、壓艙水與荷載)， $M_A(\omega)$ 為頻域附加質量， D 為衰減係數， B 為頻域輻射阻尼， K 為繫纜回復力係數， K_H 為衰減係數， $\ddot{x}$ 、 $\dot{x}$ 與 x 分別為船體總加速度、速度與位移。等號右邊則為波浪引致(wave excitation)外力，其中 F_{FK} (Froude-Krylov)為波浪引起之非穩態壓力場組成，包含一階與二階波浪力。 F_D 則為波浪繞射效性所產生之外力。

若考量船體重心位置，並以該位置代表船體時間域的運動方程式可表示為：

$$m\ddot{X} = F_{wext}(t) + F_{hyd}(t) + F_{me}(t) + F_{damp}(t) + F_{cable}(t) \quad (4-2)$$

其中 m 為浮體質量矩陣， $\ddot{X}$ 為浮體位移與轉動加速度向量， F_{wext} 為波浪作用力與扭矩向量， F_{hyd} 為浮體重力/浮力與扭矩向量， F_{me} 為莫里森力與扭矩向量， F_{damp} 為非黏性阻尼力與扭矩向量， F_{cable} 為繫纜繩的作用力與扭矩向量。由於船體多為軸向對稱，因此不同入射浪向所引起的波浪效應也不同。此外，不同週期對於方程式(4-1)之頻率係數也有影響，因此模擬條件通常會含括船體可能遭遇之週期範圍。波高大小的效應則透過無因次反應振幅因子(Response Amplitude Operator, RAO)來轉換，包含六軸 RAO、波浪荷載 RAO (力與力矩)，同時並透過二次轉換函數(Quadratic Transfer Function, QTF)來描述波浪引起的二階飄移效應。本研究使用專業水動力分析軟體(ANSYS AQWA)，透過有限元素或邊界元素法進行勢能流水動力數值求解。計算流程為輸入船模參數，設定環境參數如水深、波高、週期、浪向，並依據船長與波長關係式決定格網大小，進行計算船

體水動力，結果說明如下。

船舶受不同周期的波浪作用力可用波浪力荷載(Load RAOs)表示。波浪荷載 RAO 定義為船體受波浪作用的荷載/力矩振幅大小除上波浪振幅的比值。例如，surge 方向波浪荷載 RAO 為 300kN/m 時，可視為波高為 2 公尺(振幅 1 公尺)的條件下，surge 方向船體受到一階波浪力±300kN 的正弦週期性外力。此外力可視為方程式(4-2)內的波浪作用力 F_{wext} 。

圖 4 為散裝船在向岸浪(波浪從船的側邊，自遠方向船傳遞)作用下的波浪荷載 RAOs。由於波浪設定為自側面來，因此 sway 的受力遠大於 surge，相差約 50 倍，且 Sway 在週期七秒左右達到峰值。Heave 受力大小與週期為正相關，並隨著周期增加而逐漸趨緩。旋轉力矩則以 Pitch 方向最大，其主要原因為該方向的力臂較 Roll 方向長。

圖 5 為油輪在向岸浪作用下的波浪荷載 RAOs，並且比較不同吃水深度的影響。由該圖可發現，滿載的油輪(吃水最深)所受到的波浪力作用在六軸皆為最大，主要因為吃水越深，其與波浪作用的濕周面積(或沉浸面積)越大。此外，可以發現隨著吃水變深，船體重量變輕，最大受力峰值對應的頻率有越往小週期移動的趨勢。

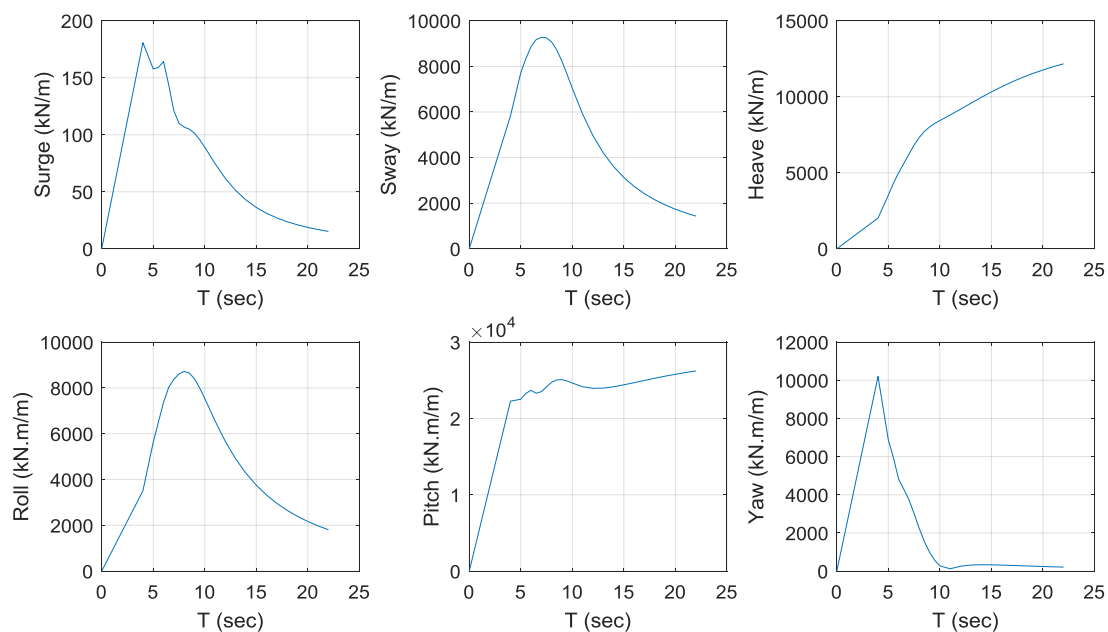


圖 4 裝船受向岸浪作用的 6 軸荷載 RAO

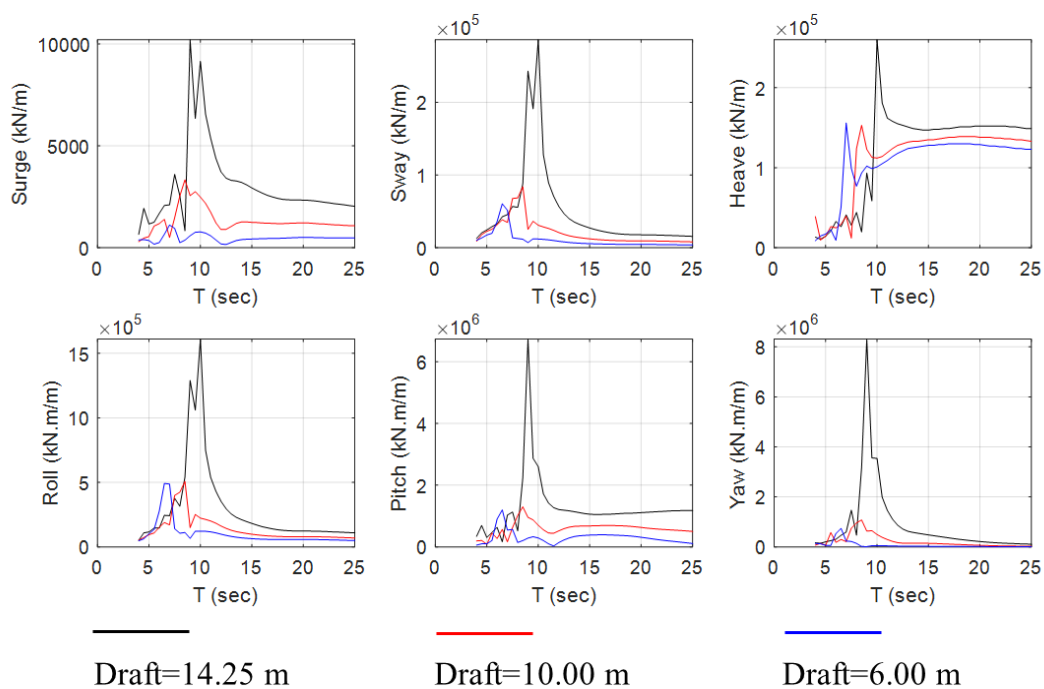


圖 5 輪受向岸浪作用的 6 軸荷載 RAO

另一方面，因風所引致之作用力則可透過莫里森方程式來計算。為能夠考量不同的風向，本研究採用可變風阻力係數來計算不同角度受力。此作法的好處為可維持原來結構物的幾何尺寸，不必隨入射風角度轉換投影面積大小。此外，風作用非正交截面積時所引起的尾流效應也一併透過阻力係數來修正。不同風向對於船體的推力可表示為：

$$F_{\text{surge}} = \frac{1}{2} C_{\text{surge}} \rho_a V_a^2 A_{\text{surge}} \quad (4-3)$$

$$F_{\text{sway}} = \frac{1}{2} C_{\text{sway}} \rho_a V_a^2 A_{\text{sway}} \quad (4-4)$$

$$M_{\text{yaw}} = \frac{1}{2} C_{\text{yaw}} \rho_a V_a^2 A_{\text{yaw}} \quad (4-5)$$

其中，C 為隨角度變化的阻力係數， ρ_a 為空氣密度， V_a 為入射風速，A 為截面積。圖 6 為 Surge、Sway 與 Yaw 方向的阻力係數變化圖。其中，surge 與 sway 的係數大致呈現 90 度的相位差，係數震盪範圍則落在 -1 到 1 之間。

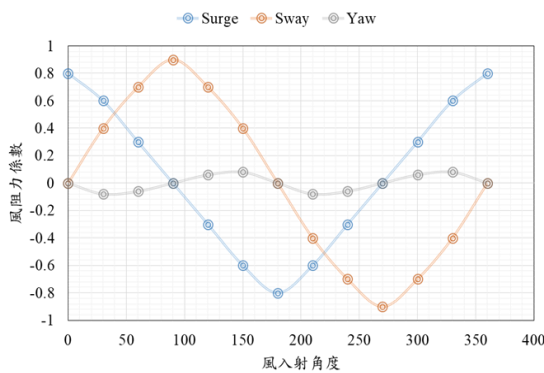


圖 6 散裝船型風阻力係數與入射角關係

3. 船體水動力驗證與綜合討論

針對油輪(Dyne Tanker)的自由衰減運動，進行數值與實驗比對，藉以確數值水動力計算的合理性，並討論可能造成誤差的成因，提供後續研究精進參考。圖 7 為針對油輪滿載情況下(吃水 14.25 公尺)，將實驗與數值在 Heave、Roll 與 Pitch 方向的自由衰減運動，進行比較。所有數值皆已轉換至現場的尺度。

將時序列資料透過傅立葉轉換為能量譜後，數值結果顯示 Heave 與 Roll 的週期峰值皆略大於實驗，兩者誤差約在 20% 以內。然而 pitch 方向的誤差較大。從自由衰減 pitch 時序列資料來看，兩者在船體自傾斜釋放後，皆在 2 至 3 個震盪循環即衰減掉大部分的能量，顯示在 pitch 方向上阻尼非常的大。實驗呈現多峰值現象(最大能量週期在 7.5 秒左右)，其餘略低能量涵蓋非常廣的週期範圍。數值雖無明顯的峰值週期，但寬廣能量分布的現象與實驗十分類似，上述結果綜整於表 3。

綜合上述比對結果，由於本研究主要針對船體停靠碼頭的船體與繫纜繩受力，該方向主要為 surge、heave 與 roll 的運動，pitch 方向運動十分不明顯，應可忽略。造成誤差的原因可分為實驗與數值設定。該實驗船長度為 2.63 公尺，與實體船長採用 1:100 縮尺，在縮尺效應為造成誤差的來源之一。數值雖為計算原始尺寸，但並未將黏性效應考慮進去，亦可能造成衰減特性與實驗差異。另外，在配重上實驗採用較集中的壓艙塊進行，因此重心與慣性矩的配置與數值採用均質假設略有不同。針對 heave

與 roll 的自由衰減比對，兩者的誤差為 20%，應為可接受的合理範圍。

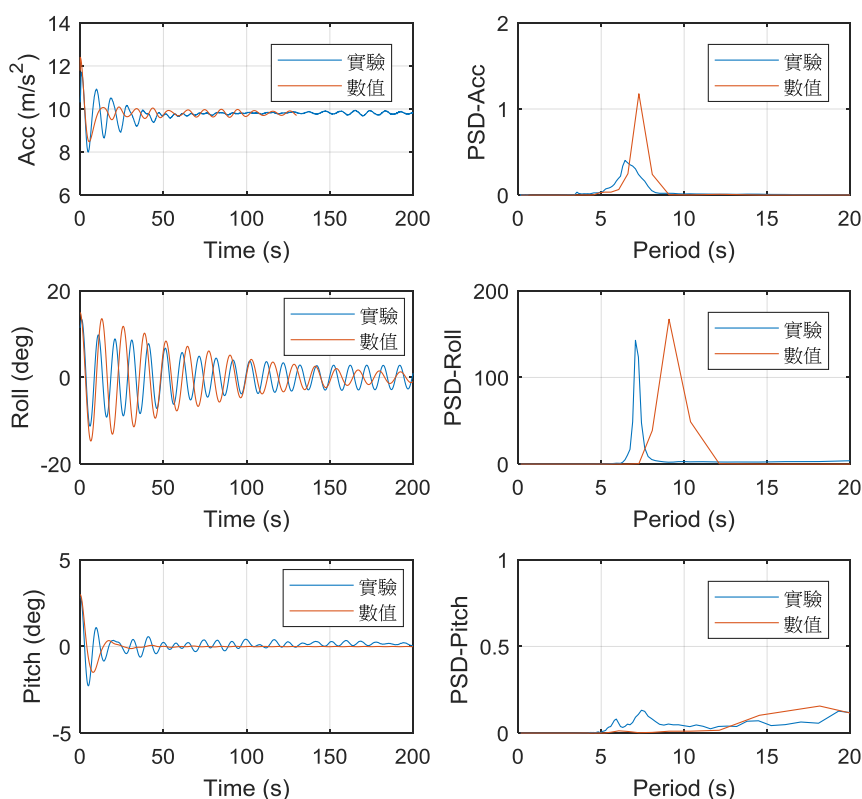


圖 7 油輪自由衰減-實驗與數值時序列及能量譜比對

表 3 實驗與數值共振週期比較表

	實驗	數值
Heave 共振週期 (sec)	6.48	7.2
Roll 共振週期 (sec)	7.24	9.05
Pitch 共振週期(sec)	7.54	NA

4.2 不同情境船舶繫纜力分析

4.2.1 船舶靜穩度及繫纜張力水工模型試驗

水工模型試驗將建立有關不同情境船舶靜穩度及繫纜張力之量測，進一步探討船舶停靠在碼頭區時，受到波浪

與風力作用下其動態反應及繫纜繩張力為達此目標，將針對模型縮尺設計與外力作用下之動態反應進行船舶靜穩度及繫纜張力之量測。

1. 模型比尺

本研究考量福祿數與滿足動力相

似條件、試驗範圍、實驗設備、水深、船體模型大小及試驗場地大小等因素之限制，決定水工模型試驗之長度比尺為 1/50，並依據前述推導之相似律，可得速度比尺為 $1/\sqrt{50}$ 、時間比尺為 $1/\sqrt{50}$ 、重量比尺為 1/125,000。

2. 試驗設備及儀器

研究執行之相關場地、試驗設備由國立成功大學水工試驗所提供，包括成功大學安南校區水工試驗所之風波流循環水槽(造風/波/流)設備；將納含波高量測、張力量測、加速度量測與風速量測等項目，而量測儀器包括波高計、張力計、風速計、陀螺儀及資料收錄系統等。

3. 船體模型與配重

本研究有關試驗船體模型係選用油輪船型(Dyne Tanker)，如圖 8 所示，此油輪船體模型乃由國立成功大學系統系所提供，其相關尺寸資料如下所示：

- (1) 長：2.630 m
- (2) 寬：0.383 m
- (3) 高：0.235 m



圖 8 Dyne Tanker 油輪船體模型

試驗船體模型為空船之狀態，經由配重方式來調整模型船體重量與重心

位置。而配重方式採用鐵塊放置於船體中心線位置並調整重心；配重過程中也需考慮船蓋板及貨櫃模型之重量，如圖 9 所示。此油輪船體模型配重至 3/4 吃水深，其相關配重資料如下所示：

- (1) 空船：31 kg
- (2) 配重：75.86 kg
- (3) 吃水深：3/4 船高

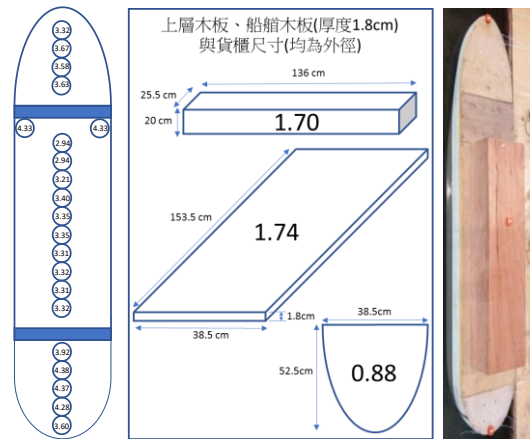


圖 9 模型船配重完成圖

4. 試驗佈置

船舶靜穩度及繫纜張力之動態水工模型試驗於成功大學水工試驗所風波流循環水槽中進行，試驗場地配置位置如圖 10 所示，在風波流水槽中試驗區域範圍為長 7 m，寬 3 m，試驗區域左右兩側為造流之循環水道，搭配軸流式馬達進行造流，水流行進過程中分別以導流片與蜂巢式整流設施加以整流與穩定水流，而使流況穩定；而且於水槽中造波機前方建構一造風系統，此造風系統由風扇、風速控制系統、風速計及導風設備所組成，以模擬現場陣風及颱風風速。試驗區域範圍內將建置碼頭區，船體模型停靠於碼頭旁靠近中央位

置，如圖 10 與圖 11 所示。其中方案一之佈置為波浪與風速同向(0°)，而方案二之佈置之風速為逆向(180°)之狀況。並於碼頭邊緣貼上防舷材，以防止船體直接撞擊碼頭。

此外，為量測繫纜繩張力及船體穩定度，分別在船艙及船艙位置附近裝置

8 條繫纜繩及 6 組張力計；而量測船體穩定度之陀螺儀則固定於船艙、船中心及船艙之位置，碼頭與船相關佈置及張力計與陀螺儀座標定義如圖 12 與圖 13 所示。另外，利用試驗區段中之軌道與台車架設波高計及風速計(圖 14 與圖 15)，以量測入射波高與造風之風速。

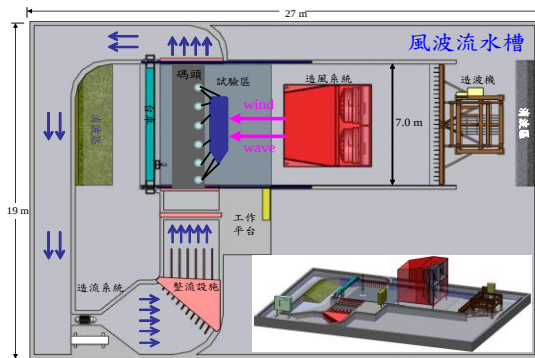


圖 10 試驗配置-方案一

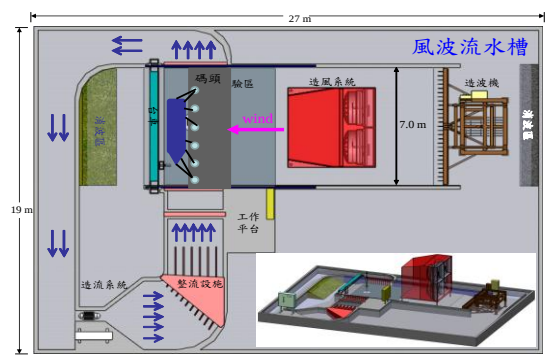


圖 11 試驗配置-方案二

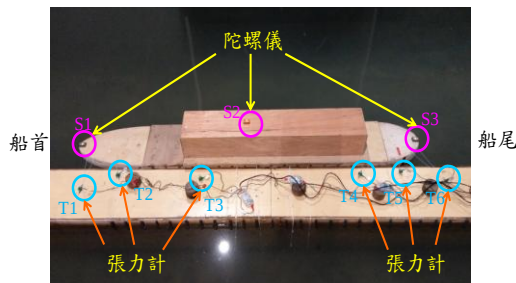


圖 12 張力計與陀螺儀佈置

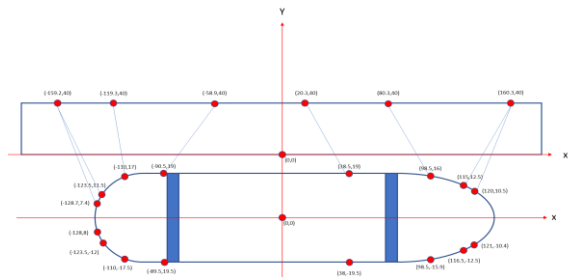


圖 13 碼頭與船座標定義



圖 14 台車上架設波高計



圖 15 台車上架設風速計

5. 試驗條件規劃與率定

考量本研究選定高雄港為模擬區域，需考慮高雄港海域及港內碼頭之相關條件，以符合現場風速與波浪實際環境狀況下，進行完整的測試模擬，以重現現場實際海況與風況之條件。經考量高雄港相關海氣象收集資料，規劃整體船體靜穩度與繫纜繩張力水工模型試驗之試驗條件如表 4 所示。

而在進行試驗之前必須先進行波高與風速之律定，風速之律定過程中，考慮船體長度與高度而在台車上架設 4 組風速計且搭配不同高程，並規劃量測 5 組位置。

表 4 試驗條件一覽表

試驗編號	水深(m)	風速(m/sec)	波浪		風向	波向	備註
			波高(m)	週期(sec)			
V20	20 (0.4)	20 (2.83)	---	---	0°	---	風向向碼頭
V36		36 (5.09)	---	---	0°	---	風向向碼頭
W		---	2.0 (0.04)	14.0 (1.98)	---	0°	波向向碼頭
WV20		20 (2.83)	2.0 (0.04)	14.0 (1.98)	0°	0°	風向與波向向碼頭
WV36		36 (5.09)	2.0 (0.04)	14.0 (1.98)	0°	0°	風向與波向向碼頭
RV20		20 (2.83)	---	---	180°	---	風向離碼頭
RV36		36 (5.09)	---	---	180°	---	風向離碼頭

*()模型試驗條件；

**波浪為規則波；

***考量平均高潮位(+0.581m)與平均低潮位(-0.148)

4.2.2 船舶繫纜受力數值計算

在完成船體頻率域求解後即可解析船體在自由寬廣海域之受力大小，並進一步模擬船體停泊在港內，連結數條繫纜至岸樁以及與船體與防舷材反作用力的情境，以及計算繫纜受到風浪作用之瞬間受力。本研究以海事工程專業軟體(Orcina OrcaFlex Ver. 10.3c)進行時間域分析，包含環境外力、船體、繫纜與防舷材耦合受力計算。此外，依據高雄港特定泊位的岸樁位置與防舷材位置與數目，以及船體導纜孔、纜繩數目，建立數值模擬環境。其中，繫纜繩材料特性可考慮鐵鍊或聚合物材料，設定線直徑、單位重、軸向/彎曲勁度、破斷力、阻力、摩擦係數等參數。此外，防舷材則可依據實際情況佈放於不同位置，並考慮軸向勁度與摩擦力之效應。透過上述環境參數設定，環境外力之給定將更具彈性，可模擬不同強度與方向之風浪於。主要輸出結果包含各繫纜繩張力時序列、最大值張力值、船體 6 軸穩定度(位移與轉動)等。

1. 座標系統定義

本研究座標系統定義為船艏指向為正北方(X 方向)，如圖 16。環境外力採用來向定義，例如向岸傳遞的波浪其方向為西。船舶繫纜方式以 8 條繫纜繩分別附掛於 6 碼頭岸樁，分別為艏纜(1-1; 1-2)、艏橫纜(2)、艏倒纜(3)、艏倒纜(4)、艏橫纜(5)與艏纜(6-1; 6-2)。

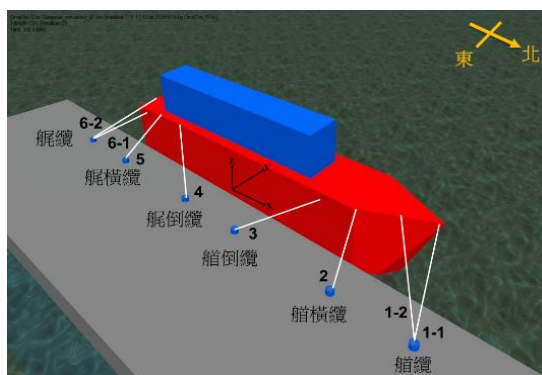


圖 16 船舶座標系統與繫纜繩編號定義

2. 船舶繫纜繩參數

本研究採用的繫纜繩為聚丙烯材質 8 辦編織 (Polypropylene Rope, 8 Strand)，該材料為船常使用的標準繫泊纜繩。針對散裝船與油輪的受力特性挑選不同繫纜外徑，分別為 6.8 公分與 24.6 公分。其單位重量、軸向勁度、扭轉勁度、數值預張力設定與破斷力，如表 5 所示。

表 5 散裝船與油輪繫纜繩防舷材安裝

	散裝船繫纜	油輪繫纜
線徑 (m)	0.068	0.246
單位重量 (kg/m)	3.3	43
軸向勁度 (kN)	7,659	100,230
扭轉勁度 (kN.m ²)	80	80
預張力 (kN)	3	500
破斷力 (kN)	800	10000

3. 船舶防舷材配置

碼頭面的防舷材數量共安裝 30 顆，採上下兩層，每一層 15 顆排列，彼此間距 20 公尺，上下間距為 5 公尺。同時，假設防舷材為非線性可壓縮材料以模擬真實的情況。數值模擬防舷材的

配置與壓縮材料特性曲線如圖 17 與圖 18 所示。

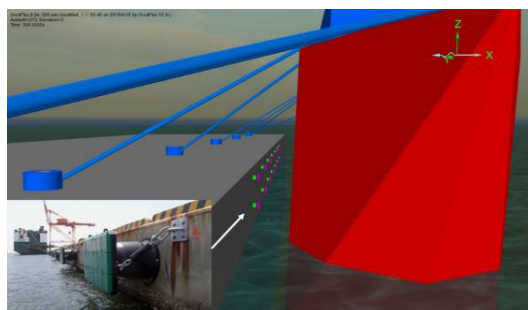


圖 17 數值模擬防舷材安裝位置與數量

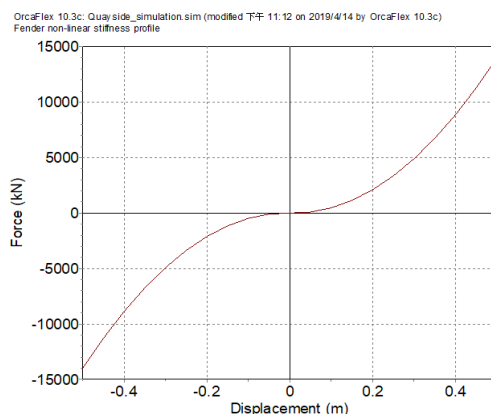


圖 18 防舷材壓縮材料特性曲線圖

4. 環境模擬條件

為能夠考慮在不同波浪強度、風力強弱與風向等不同情境下，船舶繫纜繩受力大小。本研究設計 5 種風速、16 風向、五組波浪條件，針對散裝船(一組吃水)與油輪(三組吃水)，每一船型設計 400 組環境條件，進行數值計算，建立船舶繫纜繩在不同環境外力下的受力資料庫。詳細參數如表 6。此外，船舶以朝向北方為模擬初始條件，固定浪為

向岸浪(東向)，每艘船皆搭載堆高共 10 公尺的貨櫃，總重 1,000 噸。

表 6 環境外力模擬條件列表

環境/船體參數	模擬條件	組數
風速 (m/s)	1, 10, 20, 40, 70	5
風向 (deg)	0, 22.5, 45, 67.5, 90, 112.5, 135, 157.5, 180, 202.5, 225, 247.5, 270, 292.5, 315, 337.5, 360	16
波浪(m) 週期(sec)	H= 0.2 0.6 1.0 1.5 2.0 T= 6.0 8.0 10 12 14	5
吃水 (m)	散裝船: 6.6 油輪: 14.25 、10.00、6.00(空船)	4
總計		1,600

五、繫纜繩受力數值驗證

5.1 繫纜繩受力實驗與數值比對

本節針對油輪(滿載吃水)，分別比對實驗與數值在純風(離岸風速=36 公尺/秒)，以及純浪(向岸浪:波高 2 公尺，週期 14 秒)的條件下，6 個碼頭樁的受力。由於實驗張力計安裝的位置較接近碼頭樁，其中船艏樁與船艉樁的分別為 2 條繫纜繩的合力。因此數值計算透過三角函數轉換，計算船艏 2 條與船艉 2 條繫纜繩對於岸樁的合力。圖 19 為純風條件下，實驗與數值的比較。整體而言，在離岸風速=36 公尺/秒作用下，各繫纜繩張力的變化皆呈現定值，代表船體運動微乎其微，可視為穩定的外力作用。但整體而言，實驗與數值張力的差異 0.5 倍~4 倍不等。

圖 20 為純波浪作用下，實驗與數值各繫纜的張力。結果顯示張力在規則波的作用下，在耦合水動力、防舷材與繫纜繩後，實驗與數值張力的相位變化仍相當一致。但其量值則有 0.1~2.3 倍不等差異，實驗與數值最大張力比較如表 7。

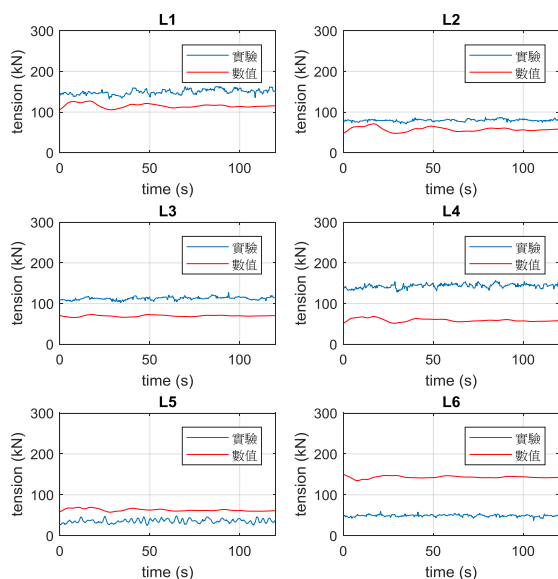


圖 19 油輪繫纜繩受力實驗與數值比對-純風作用(離岸風速=36 公尺/秒)

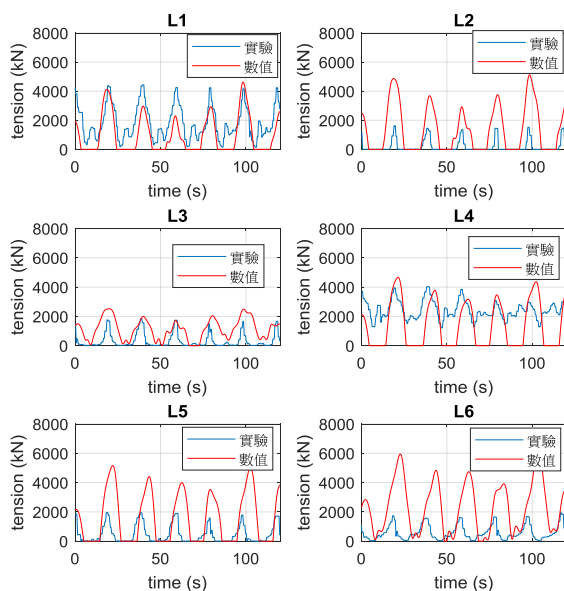


圖 20 油輪繫纜繩受力實驗與數值比對-純浪作用($H=2m, T=14sec$)

表 7 最大繫纜張力實驗與數值比較表

	實驗	數值
T1 (kN)	4,644	4,621
T2 (kN)	2,087	5,127
T3 (kN)	2,572	2,623
T4 (kN)	4,341	4,668
T5 (kN)	2,414	5,164
T6 (kN)	2,732	6,235

5.2 船舶繫纜繩受力統計特性

圖 21~圖 24 分別為散裝船、滿載油輪(吃水=14.25 公尺)、裝卸過程油輪(吃水=10.00 公尺)與空船油輪(吃水=6.00 公尺),在固定風向為離岸風以及向岸浪條件下,分析每一環境條件下繫纜繩最大受力,與風速及波浪強弱的關係。整體而言,散裝船(圖 21)的趨勢較為散亂,但仍可看出風速由弱到強的過程中,繫纜繩張力逐漸變大。波浪作用亦同。在風速只有 1 公尺/秒(微風)條件下,最大的繫纜受力比部分風速為 10 與 20 公尺/秒較大。此為在無風條件下繫纜繩預張力可能不足,因此波浪造成較大的位移,因而產生較大的瞬間張力。當離岸風速超過 10 公尺/秒後,提供相當程度的額外預張力,有助於穩定船隻,因船隻晃動程度較小,因此最大張力較小。

油輪的情況則與散裝船不同。圖 22~24 可看出,繫纜張力主要隨著波高增加而增加,風速對於繫纜張力的貢獻

為次要因素。此現象與實驗所觀測到的現象一致。隨著吃水變淺船變輕，因船

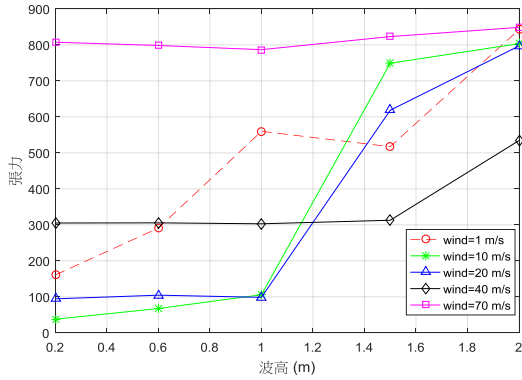


圖 21 散裝船繫纜繩最大受力與波高、風速關係

體運動幅度增加，因此繫纜繩受力也隨著增加。

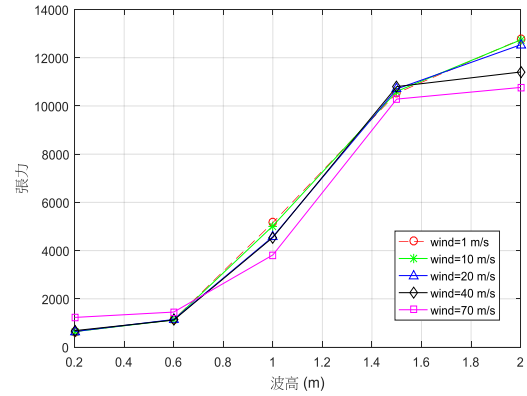


圖 22 滿載油輪(吃水=14.25 公尺)繫纜繩最大受力與波高、風速關係

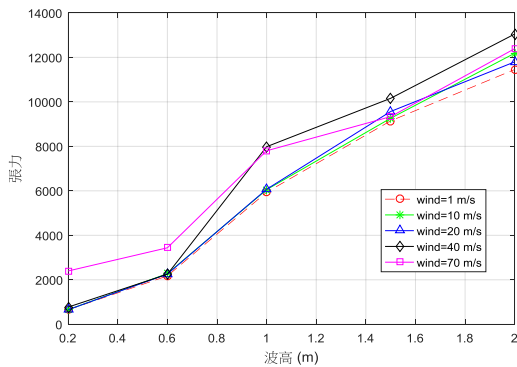


圖 23 裝卸過程油輪(吃水=10.00 公尺)繫纜繩最大受力與波高、風速關係

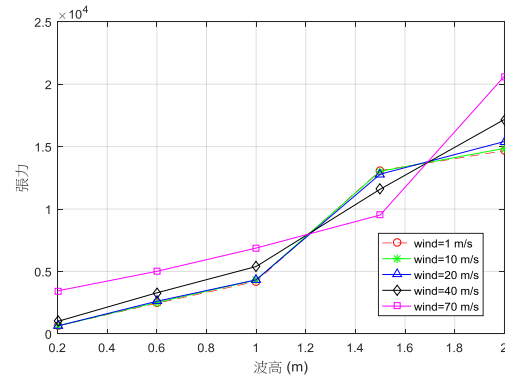


圖 24 空船油輪(吃水=6.00 公尺)繫纜繩最大受力與波高、風速關係

圖 25~圖 28 分別為散裝船、滿載油輪(吃水=14.25 公尺)、裝卸過程油輪(吃水=10.00 公尺)與空船油輪(吃水=6.00 公尺)，在警戒燈號為紅燈(張力大於破斷力的 70%)，風向、風速與波高的統計特性。

針對散裝船所模擬的 400 組條件，

當繫纜張力達到紅色警戒(70%破斷力=560kN)，分析所有風向與浪高統計特性。在上述條件下，離岸風(東風)的警戒數目略多於向岸風(西風)，但無非常明顯趨勢(圖 25)。主要原因為在波浪達 2 公尺時，警戒燈號數量占大多數，此時代表波浪主宰警戒燈號，風速大小為

次要因子。若進一步將波浪條件設為小於 1 公尺條件下，此時可以發現 70m/s 以上的強風，有非常明顯的方向性(圖 26)。綜合上述統計特性，散裝船在大浪條件下(波高>1.5 公尺)，多數警戒燈號由大浪所造成，此時風向變化為次要因子。若在波高 1 公尺以下時，且強風(70m/s)以上的條件，此時波浪作用力為次要因素，警戒燈號與風向呈現高度相關性，此時需特別注意離岸風。

圖 27 為針對滿載油輪所模擬 400 組條件，挑選張力達到紅色警戒(70%破斷力=7,000kN)，分析所有風向與浪高統計特性。在上述條件下，風速與方向

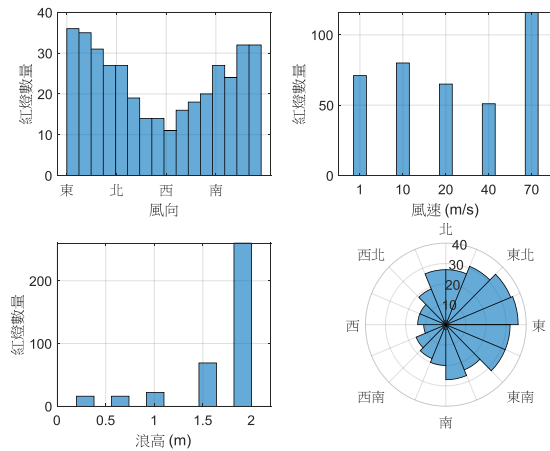


圖 25 散裝船警戒燈數量與波高、風速、風向關係-篩選破斷力>560kN，波高大於 0.2 公尺，風速大於 1 公尺/秒

對於警戒燈號幾乎無相關性，主要原因為大型油輪的纜繩受力，波浪水動力的作用約大於風速的 10 倍，即波浪為主宰因子，風速為次要因素。另此部分與實驗觀測到的現象一致。油輪在波高大於 1.5 公尺以上，需特別注意，警戒數量急速上升。

圖 28 為模擬油輪繫纜繩老舊，其破斷力自原始 10,000kN 下降至 1,000kN 的條件下，模擬在港內波高不大但遭遇強風吹襲的情境(波高小於 0.5 公尺，風速大於 70 公尺/秒)，此時可發現風向與警戒燈號則呈現高度相關。

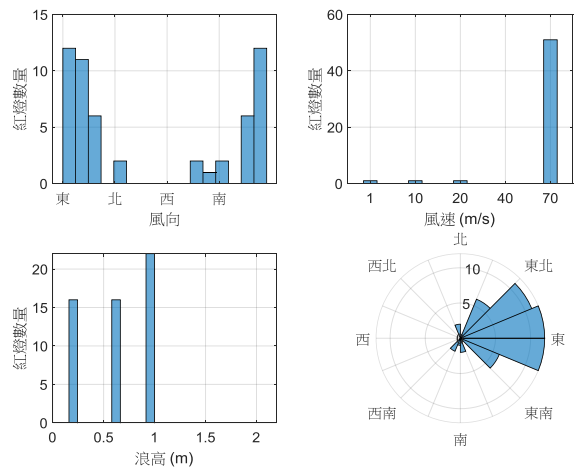


圖 26 散裝船警戒燈數量與波高、風速、風向關係-篩選破斷力>560kN，波高小於 1 公尺，風速大於 70 公尺/秒

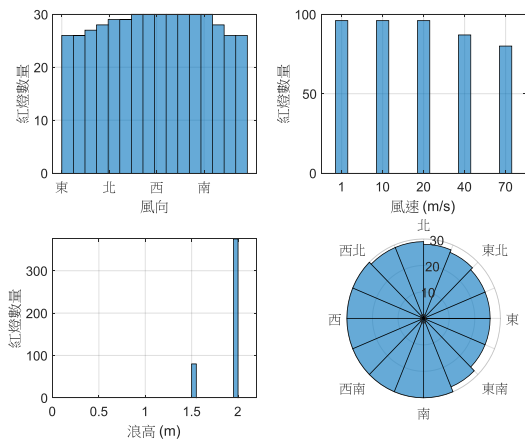


圖 27 滿載油輪警戒燈數量與波高、風速、風向關係 - 篩選破斷力 $>7,000\text{kN}$ ，波高大於 0.2 公尺，風速大於 1 公尺/秒

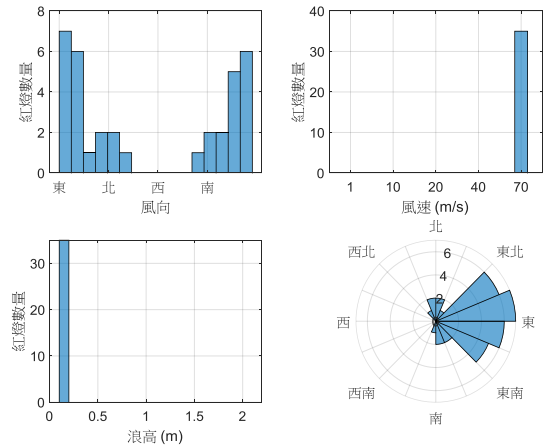


圖 28 滿載油輪警戒燈數量與波高、風速、風向關係 - 模擬繫纜老舊，破斷力 $=1,000\text{kN}$ 。波高小於 0.5 公尺，風速大於 70 公尺/秒

六、建立預警模式

完成數值模擬後，預警系統將模擬情境之數值與其得到之艀纜、艀橫纜、艀倒纜、艀倒纜、艀橫纜、艀纜等受力值存入資料庫中，建立各纜繩情境受力資料庫。

使用者僅須透過介面選擇情境條件，如：選擇船型，即會帶出船長(m)、船寬(m)、乾舷高度(m)、吃水深度(m)、船艀指向(degree)等重要數值；選擇碼頭，即會帶出水深(m)、與碼頭距離

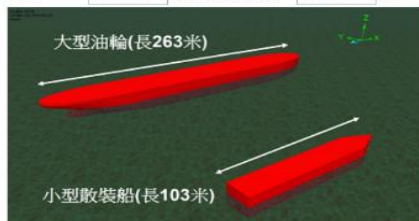
(m)、與碼頭樁高度(m)、貨櫃高度(m)、繫纜破斷力(kN)等數值；選擇環境時間，即會帶出未來三小時之波高(m)、潮汐潮位(m)、風速(m/s)、風向(degree)、波浪週期(sec)等模擬氣象資訊，憑藉這些參數，即可推算各纜繩受力情況，藉以提出紅、黃、藍、綠等四種危險程度給予使用者預警預測。

介面呈現如下：

船舶資訊

選擇船型: 小型散裝船

船長	103.00	m	船寬	16.00	m
高度	15.00	m	吃水深度	6.60	m
重量	8800.00	ton	繫纜破斷力	800.00	kN



碼頭資訊

選擇碼頭: 高雄港-中島商港區45號

水深	20	m	船與碼頭相對距離	5	m
倒纜孔與碼頭樁相對高度	5	m	貨櫃高度	10	m

環境資訊

選擇時間: 測試情境

風速	70	m/s	風向	180	
波高	2	m	波浪週期	14	sec

圖 29 電腦版船舶繫纜預警系統介面

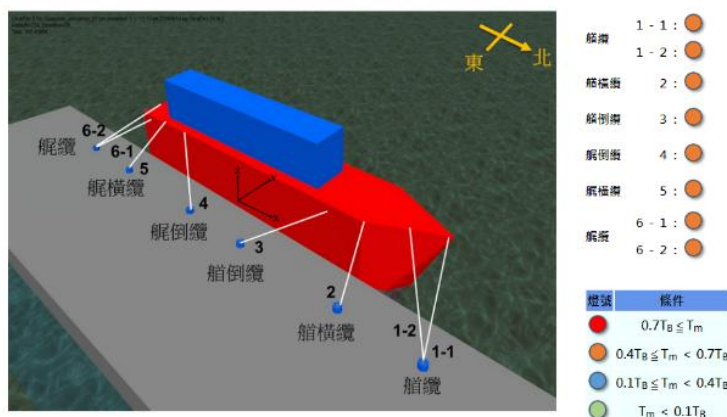


圖 30 手機版船舶繫纜預警系統介面

七、結論

本研究計畫中有關不同情境船舶受力分析與船舶繫纜力分析係藉由 ANSYS AQWA, 及 Orcina OrcaFlex 等套裝數值模擬輔予 1/50 等比縮尺之風浪船舶互制靠泊試驗研究校驗比較後進行探討, 總共進行了兩種船型(油輪及散裝船)共 1,600 個不同情境狀況下之模擬分析。同時亦針對斷纜事件做探討分析與研擬船舶之繫纜方式。綜整以上研

究所獲之成果, 乃進一步建立了預警模式。其中, 完成不同船型(散裝船與油輪)在不同情境下的水動力計算及繫纜繩張力分析, 根據數值計算不同情境下的繫纜繩受力, 散裝船的繫纜繩張力同時隨著波浪與風增強, 明顯增加。

一般來說, 造成船舶繫泊破壞可分為三大因素即泊位的地域位置與海況、船舶自身因素(如船舶體積龐大、受

風面積大、纜繩破舊、老化、繫纜強度不足、受力不均等)、人為因素(如值班人員疏忽、安全巡檢不到位、未及時根據潮水漲落與裝卸情況調整繫泊鬆緊)

等。而船舶所受外在海況環境常見之實際斷纜情況則是以湧浪、強風及急流等三個影響因素中任意兩者或是三者疊加導致斷纜。

參考文獻

1. 劉順能、邱逢琛、梁乃匡，風浪作用下之繫泊船舶運動及繫纜力之統計分析。海洋工程研討會，第十屆，1988，pp. 435-462。
2. 洪憲忠等，潮流、波浪對船舶運動、繫纜受力之偶和效應研究，基本研究，臺灣省交通處港灣技術研究所。1988。
3. 邱永芳、洪憲忠、江金德、張金機，噴水浮式防波堤之消波特性及繫纜受力探討。海洋工程研討會論文集，第 18 屆，1996，pp. 350-359。
4. 李焱、鄭寶友、高峰、孟祥瑋(2007)，浪流作用下繫泊船舶撞擊力和繫纜力試驗研究，海洋工程，Vol. 25，pp. 57-63。
5. 蔣慶、葛宏徵、謝鵬(2007)，船舶類型及噸位因素對船舶繫纜力的影響。水運工程，第 9 期 總第 407 期，pp.51-59。
6. 彭詠耕、邱逢琛(2008)，環境外力作用下繫纜船舶之非線性反應分析。
7. 方銘川、陳韻茹(2008)，繫泊船舶在浪流作用下之動態模擬。中國造船暨輪機工程學刊，27(4)。
8. 船舶運動數值模式建立之研究(四)，民國 98 年，交通部運輸研究所。
9. 港灣構造物設計基準，民國 100 年，交通部運輸研究所。
10. 孟祥瑋、高學平、張文忠、姜雲鵬(2011)，波浪作用下船舶繫纜力的計算方法。天津大學學報，第 44 卷第 7 期，pp. 593-596。
11. 邱逢琛、蔣德普、洪憲忠，蘇澳港防波堤改善工程規劃，第八子計畫，進出港操船及繫纜船舶運動計算系統之研究，省交通處基隆港務局蘇澳港分局。1997。
12. 孟祥瑋、高學平、張文忠、姜雲鵬，波浪作用下船舶繫纜力的計算方法。天津大學學報，第 44 卷第 7 期，2011，pp. 593-596。
13. 蕭冠宇、陳信宏、黃文財、江文彬、黃國書，「高雄港洲際貨櫃中心第二期工程計畫委託技術服務工作水工模型試驗」，成大水工試驗所研究報告第 455 號，2011 年。
14. 邱永川、周良勳、陳文俊、吳佳璟，紫外線曝曬對壓縮負載下的圓筒形橡膠防舷材靜態及周次行為影響研究。海洋工程研討會，39 屆，2017，pp. 273-278。
15. 財團法人中國驗船中心，鋼船建造與入級規範。2018，第 II 篇第 25

- 章。
16. 蔡立宏、羅冠顯、曾俊傑，「106年國際商港海氣象觀測與特性分析」，交通部運輸研究所研究報告(106-37-7610，MOTC-IOT-106-H2DA001a)，2018。
 17. 洪維屏、蔡立宏、吳南靖、魏志強、蔡如正、吳冠德，「風力作用下船舶受力及繫纜力之預警評估」，交通部運輸研究所報告，MOTC-IOT-107-H2DB001e，2019。
 18. Eugene F. Krause. *Taxicab Geometry*. Dover, ISBN 978-0-486-25202-5, 1987.
 19. "Proceedings of 1990 SSPA-CTH-IIHR Workshop on Ship Viscous Flow", Larsson, L., Patel, V.C., Dyne, G., Research Report No 2, FLOWTECH International AB, Gothenburg, June 1991.
 20. The Oil Companies International Marine Forum (OCIMF) *Mooring Equipment Guidelines*, 1992.
 21. P.-N. Tan, M. Steinbach & V. Kumar, "Introduction to Data Mining". Addison-Wesley, ISBN 0-321-32136-7, 2005, chapter 8; page 500.
 22. Unified Facilities Criteria, Design: Moorings. UFC 4-159-03, 2005.
 23. Deza, Elena; Deza, Michel Marie. *Encyclopedia of Distances*, Springer. 2009: 94.
 24. Akers R, Why Good Mooring Systems Go Bad Fatigue Factors in Mooring Systems for Floating Offshore Wind Turbines, Maine Marine Composites, 2015.
 25. H. Korte S. Stuppe J.-H. Wesuls T.Takagi, 2017" The Inertia Value Transformation in Maritime Applications", In book: Kinematics Applications", Chapter: 2. Intech OpenDOI: 10.5772/intechopen.71445
 26. Villa-Caro, Raúl, and Carral, Juan Carlos, and Fraguera, José Ángel, and López, Mario, and Carral, Luis, "A review of ship mooring systems.", 2018.