

可調整螺距、可更換葉片複合材料螺槳之研發(3/3)

NSC-92-2611-E-002-020

林輝政

國立台灣大學工程科學及海洋工程研究所

關鍵詞：複合材料、可變螺距、組合螺槳

摘 要

本文發展一新型的複合材料組合可變螺距螺槳，進行設計、製造、測試、分析及改良等工作。以二個小型船舶使用的舷外機螺槳為分析對象，在可組合螺葉及可改變螺距的條件下，進行 CAD 設計並轉換成 CNC 切削資料，製作射出成型模具，並完成複合材料組合可變螺距螺槳原型，使用的軟體包括 I-Deas、Ansys 和 PSF2。採用之基材材料為 Nylon、PPS 及 GV-5H，為配合射出成型，加強材採用 2mm 短纖玻璃纖維，其中 Nylon 及 PPS 應用在螺槳一上，GV-5H 則應用在螺槳二上。依螺葉單點受力測試結果顯示，Nylon 螺槳有變形太大缺點，PPS 螺槳雖然剛性較高，但極限應變太小，容易發生脆性破壞，GV-5H 的強度遠高於 Nylon 及 PPS，是三者中較適合應用在複合材料組合可變螺距螺槳者。此外，在分析方面，分別採用 PSF2 與 ANSYS 於螺槳流力負荷及結構計算，並探討加寬螺葉與螺槳連接長度、增加螺葉厚度及採用較高強度材料來改進複合材料螺槳強度。

Design and Analysis of a Replaceable Blade and Adjustable Pitch Composite Marine Propeller

H.J. Lin

C. R. Lee

Institute of Engineering Science and Ocean Engineering

National Taiwan University, Taipei, Taiwan, R.O.C.

Keywords : Composite Material, Replaceable blade, Adjustable pitch

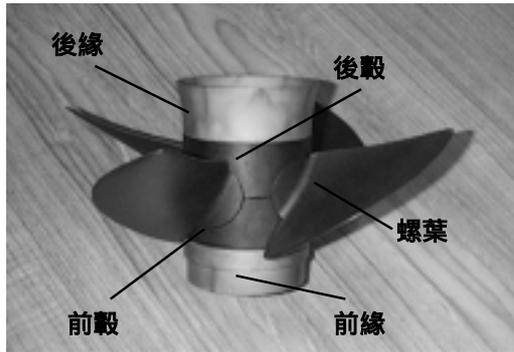
Abstract

A new type of replaceable blade and adjustable pitch composite marine propeller was developed in this paper. Two small out board propeller were considered in the analysis. Works of development includes design, manufacture, testing, analysis and structural improvement. The softwares, I-Deas, ANSYS and PSF2, are used in the CAD, structure and fluid numerical evaluation. Designed data was transfer to CNC cutting machine to produce three injection molds for the manufacture of parts of composite propeller. Matrix of Nylon, PPS and glass fiber with 2 mm length were used in the first propeller. The so called GV-5H material was used in the second propeller. A simple one-point loading test was applied in the structural testing of composite propeller blade. It is found that too much deflection occurred in the Nylon propeller and too brittle in PPS propeller, though all in safety. However, the strength of GV-5H propeller is the best of these three. Increasing of connecting area of blade and hub and the thickness of blade were analyzed to improve the strength of composite propellers.

前 言

一般船舶使用的螺槳大都採用銅合金、鋁合金或是不銹鋼，製造採澆注切削或模具製造。分析方面，早期採用曲樑理論或板殼理論，最近則多採用有限元素計算方法[1-9]，包括板元素、殼元素、固體元素等。流體負荷方面，則有數值升力面法（numerical lifting surface method）、小板法（panel method）等，配合電腦軟體的開發，數值的計算也更加成熟精確。由於複合材料的發展，也開始採用複合材料於螺槳的製造上，唯由於複合材料高強度、低剛性特性，大都應用於小型船舶上，相關的研究也開始加以探討[6,8,9]。

一般小型船舶所使用的舷外機，搭配的螺槳通常是鋁合金或是不銹鋼，由於小型船舶航行於近岸海域，水深較淺，且海草及漂流物較多，螺槳容易受損，螺槳維修是一個經常要面對的問題。不銹鋼螺槳由於其材質較鋁合金螺槳為佳，其材料強度（strength）與剛性（stiffness）均較高，對於海洋環境鏽蝕能力也較好，因此不銹鋼螺槳的各項性能都比鋁合金螺槳為佳。然而，相對的不銹鋼螺槳的價格也比鋁合金螺槳高，以一個直徑約 35cm，螺距約 55cm，主機馬力 200HP 的螺槳為例，不銹鋼螺槳的價格約為鋁合金螺槳價格的二倍，且日後的維修費用也將近二倍。由於小型船舶使用的舷外機螺槳耗損率高，不論是鏽蝕或敲擊硬物都容易損壞，需要經常更換或維修，屬於消耗品類，如果能採用可更換葉片的設計，維修上只需要更換葉片的價錢，且可自行更換，省錢又省時，但此種設計如果採用金屬材質，由於製程上的限制，並不容易做到，而且成本偏高。目前國外已有多項複合材料組合螺槳產品出現，採用短纖維尼龍及碳纖維，以射出成型的方式製造，所以整個組合螺槳的價格遠低於金屬螺槳，價格只有金屬螺槳的十分之一左右，且可以供應單獨葉片零件，以 DIY（do it yourself）自行更換受損葉片，比金屬螺槳的維修費用便宜多了，圖一為一複合材料組合可變螺距螺槳之設計例，其中包括五個元件，包括前、後緣、前、後殼與螺葉組，單獨葉片的設計包含了螺距的調整功能，可以使螺槳、主機與船體整個阻力與推進系統納入後續使用調整的範疇之中，將使得小型船舶螺槳推進應用進入更為成熟階段。



圖一 組合可變螺距螺槳組合圖 (產品來自 Propulse Co.)

採用複合材料組合螺槳最大的優點包括價格低、維修費用省、維修時間短之外，最大的創意來自可變螺距螺槳的應用。但是由於採用短纖複合材料於射出成形的製程中，短纖複合材料的強度遠低於一般長纖複合材料，因此複合材料螺槳強度問題需要充分了解。此外，組合螺槳的接合強度是否足夠也須加以探討。本文即針對複合材料組合螺槳的結構設計及分析進行探討。

組合可變螺距螺槳設計

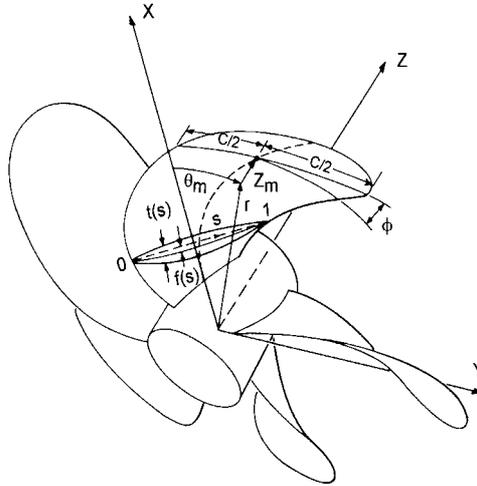
螺葉幾何採用般若科技公司設計，資料分別如表一及表二所示，表中 r 、 R 、 D 、 P 、 Z_m 、 C 、 f 、 t 、 ϕ 分別為螺葉之各斷面半徑、半徑、直徑、螺距、後傾 (rake)、弦長、弦拱 (camber)、葉斷面厚度及螺距角，螺葉數為 4，直徑 28.257 cm，詳細的螺葉斷面幾何資料亦由般若科技公司提供，在此不與贅述。本文利用式(1)~(4)，將表一數據轉換成三維螺葉上下表面幾何，然後應用 I-Deas CAD 軟體進行三維幾何實體建構，式中， s 為一沿弦長變化參數， s 等於 0、1 分別代表導緣 (leading edge) 及尾緣 (trailing edge)， X 、 Y 、 Z 分別為螺葉右舷固定座標系、 Z 軸以螺槳下游方向為正，如圖二所示。

$$\theta_c = \theta_m + C \cdot (s - 1/2) \cdot \cos(\phi) / r + (f \pm t/2) \cdot \sin(\phi) / r \quad (1)$$

$$X = r \cdot \cos(\theta_c) \quad (2)$$

$$Y = r \cdot \sin(\theta_c) \quad (3)$$

$$Z = Z_m + C \cdot (s - 1/2) \cdot \sin(\phi) - (f \pm t/2) \cdot \cos(\phi) \quad (4)$$



圖二 螺槳幾何參數定義

表一 組合螺槳一的幾何資料(D=28.257 cm)

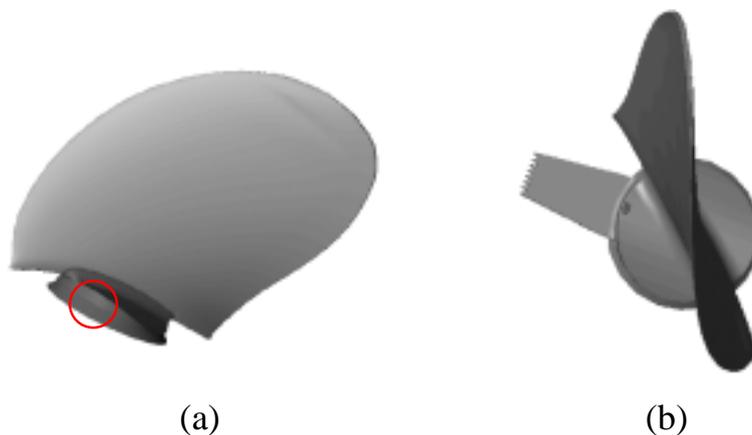
r/R	P/D	Z _m /D	Skew(°)	C/D	f/C	t/D
0.25	1.168	0.003	2.231	0.298	0.013	0.037
0.35	1.168	-0.000	-1.959	0.321	0.015	0.032
0.40	1.168	0.003	-2.445	0.331	0.016	0.030
0.50	1.168	0.015	-1.123	0.347	0.017	0.025
0.60	1.168	0.031	1.734	0.356	0.017	0.021
0.70	1.168	0.047	4.824	0.349	0.018	0.018
0.80	1.168	0.063	7.803	0.319	0.018	0.014
0.90	1.168	0.079	10.951	0.248	0.018	0.011
0.95	1.168	0.087	12.584	0.188	0.017	0.009
1.00	1.168	0.094	14.040	0.000	0.013	0.007

表二 組合螺槳二的幾何資料(D=28.257 cm)

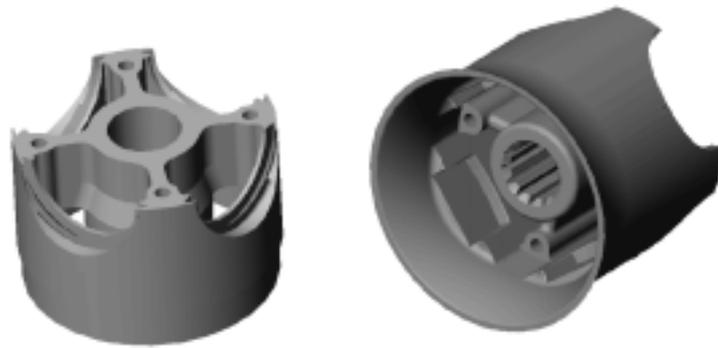
r/R	P/D	Z _m /D	skew(°)	C/D	f/C	t/D
0.29	1.1508	0.0000	0.0000	0.2736	0.0176	0.0354
0.35	1.1671	0.0149	2.1176	0.2983	0.0189	0.0308
0.40	1.1734	0.0270	3.7966	0.3191	0.0198	0.0274
0.50	1.1775	0.0496	6.6272	0.3534	0.0211	0.0219

0.60	1.1756	0.0720	9.4056	0.3731	0.0220	0.0179
0.70	1.1677	0.0976	13.1478	0.3644	0.0224	0.0145
0.80	1.1529	0.1273	18.1824	0.3165	0.0221	0.0120
0.90	1.1330	0.1590	23.8190	0.2201	0.0209	0.0097
0.95	1.1217	0.1743	26.4668	0.1520	0.0199	0.0086
1.00	1.1090	0.1886	28.8134	0.0304	0.0186	0.0075

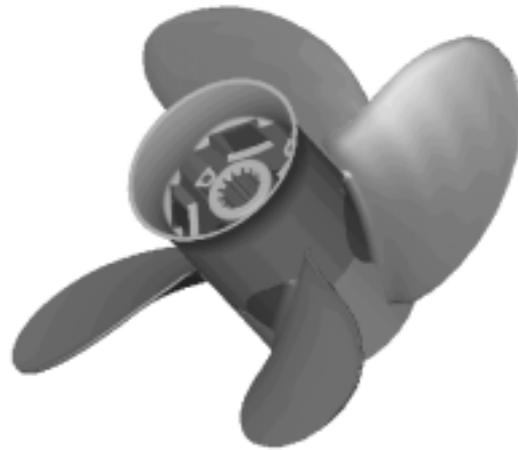
依據複合材料組合螺槳的構想及可變螺距的功能，同時也須避開既有專利的限制，考量組合螺槳將由前、後螺殼及螺葉組三部分組成。螺葉與螺殼接合面（螺葉底座）分別考慮球面與圓柱面設計。球面設計螺葉之螺距調整方式以鋸齒坎入方式可前後各二段調整，如圖三(a)所示，鋸齒位於根部連接構件面上（不清楚，位於圓圈處），而圓柱面設計螺葉之螺殼有一延長之鋸齒構件（如圖三(b)所示），螺距調整方式從螺殼前緣調整之，各可前後各二段調整調整最大螺距角約為 $\pm 4^\circ$ ，組合後螺葉底座固定於螺殼內部。從圖三可看出螺葉根部與螺殼之連接長度減少了，約為固定式螺槳的二分之一左右，因接合處變短將造成該處應力的增加，又螺葉與底座交界處的幾何不連續亦會造成應力集中現象，如果增加螺葉根部與螺殼之連接長度，則可能造成螺殼的結構強度不足，而且也會影響到前後螺殼連接螺絲安裝上的困難。圖四為前後螺殼設計圖，圖五為組合後之可變螺距螺槳，複合材料可變螺距組合螺槳是否有足夠強度，將有賴分析與實測來驗證。



圖三 (a)螺槳一及(b)螺槳二之螺葉設計



圖四 前、後螺殼設計



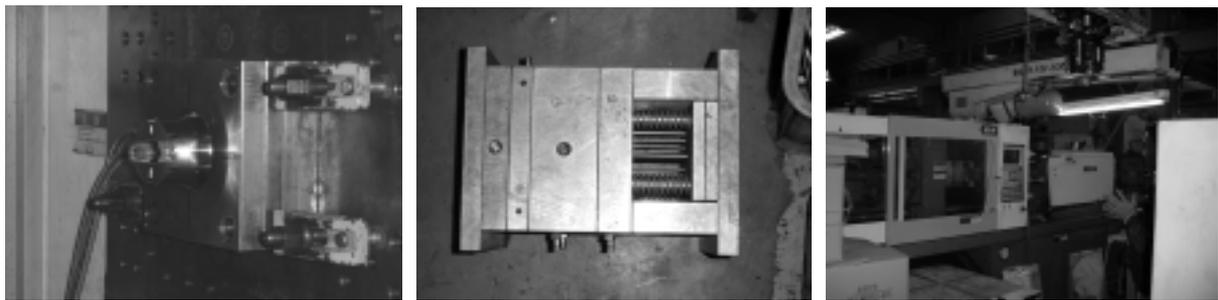
圖五 組合後之可變螺距螺槳

螺槳製造與結構強度實驗

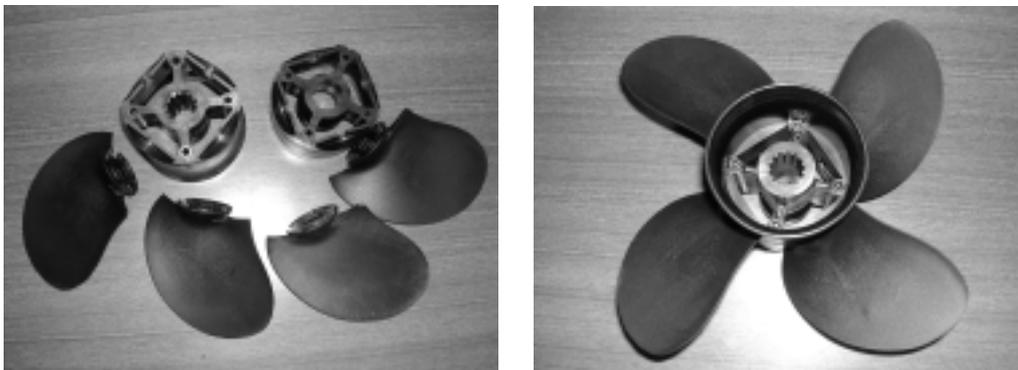
1. 螺槳製造

將所設計之組合可變螺距螺槳幾何經由 I-Deas CAD(computer aided design)軟體轉換成 CNC 切削機資料，製作射出成形模具，經試模後，即可製作複合材料組合可變螺距螺槳之各個組件，圖六為螺殼射出模具之內部、外觀及射出成型機操作情形。採用模具廠現有之測試材料來製作螺槳，包括尼龍(Nylon)、聚伸苯基硫(PPS, polyphenylene sulphide) 及長約 2mm 之短纖維離纖維，以先期探討螺槳之材料與結構強度特性，作為未來改良之依據，Nylon 及 PPS 均是熱可塑性樹脂，大量使用在一般工業上，射出成形的生產速度約一~二分

鐘一個組件，生產速度與厚度有關。之後再採用 GV-5H 材料來製作螺槳二，以改良螺槳一強度上的不足，GV-5H 為生產廠商之產品編號，基材為芳香族聚合樹脂(Aromatic Polyamides),加強材亦為 2mm 之短纖玻離纖維,纖維重量含有率 50%。Nylon PPS 及 GV-5H 之材料係數如表三所示，由於三種材料均是以短纖玻離纖維搭配不同基材，性質可視為等方性材料。圖七為複合材料組合螺槳各個組件及組合完成之可變螺距螺槳。



(a) (b) (c)
圖六 (a) 模具內觀 (b) 模具外觀 及 (c) 射出成型機操作情形



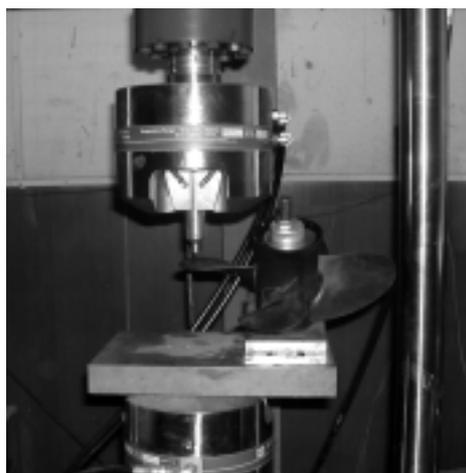
圖七 (a) 複合材料螺槳各組件及 (b) 組合螺槳

表三 Nylon、PPS 及 GV-5H 之材料係數

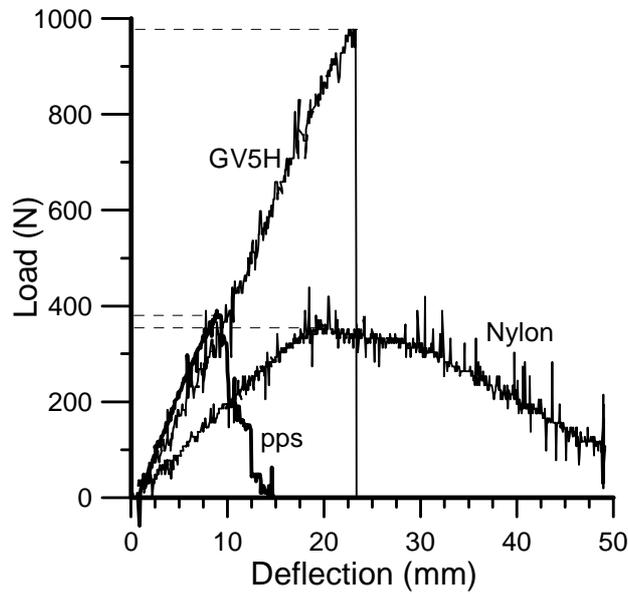
	Nylon	PPS	GV-5H
Young's modulus (MPa)	1500	7500	14528
Poisson's ratio	0.3	0.2	0.2
Tensile strength (MPa)	85	74.4	239
Shear strength (MPa)	42	37	119
Ultimate tensile strain (%)	15	2	8

2. 螺葉單點受力實驗

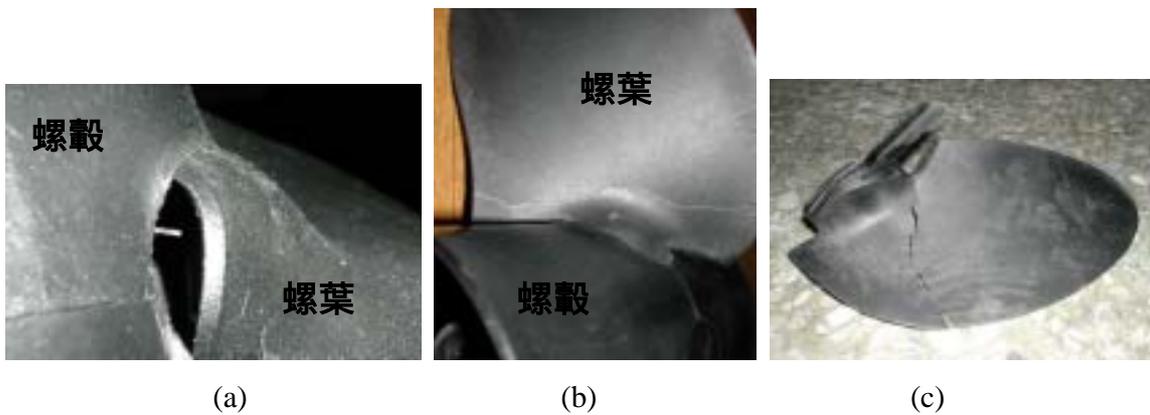
本文採用螺葉單點正向受力測試方法，此為一種簡易測試螺槳葉片強度的方法，廣為工業界使用，配合螺槳幾何，將螺槳鎖在一傾斜的楔形座上，以使螺葉受單點受力處與螺葉保持垂直，並避免螺槳在受壓時產生轉動的現象，施力點選取在 $0.9r$ 處，如圖八所示。圖九為 Nylon、PPS 及 GV-5H 螺葉單點正向受力位移關係圖，圖十為其破壞現象。從圖中可看出 Nylon 螺葉的結構強度與 PPS 螺葉差不多，但變形卻差很多，PPS 螺葉的脆性使其有可能在使用中突然斷裂，將會嚴重影響其可靠性。Nylon 螺槳在受壓時，由於 Nylon 具有相當高的變形能力，且其楊氏彈性係數只有 1500MPa ，因此螺槳的破壞方式並非葉片本身，而是螺葉底座與螺轂接合處，因變形太大整個滑出，最後葉片整片掉落。而 PPS 螺槳因本身剛性最高，產生的變形最小，不會發生螺葉滑出螺轂的情形，而是在葉片與接合底座處產生斷裂的現象。GV-5H 螺葉所能承受負荷最高，約為 Nylon 及 PPS 螺葉的 2.5 倍，其變形量介於 Nylon 及 PPS 螺葉之間，由於 GV-5H 使用在螺葉二，擁有較高的偏斜 (skew)，靠尾緣處所受的應力較高，因此破壞裂縫發生於靠尾緣處，並以約 45° 方向向導緣裂開。圖九中三條曲線都有負荷上下激烈抖動現象，主要原因是在受力過程中，螺葉會有變形及扭轉現象，實驗機之受力點並非固定在螺葉上，因此會有滑動情形發生，造成瞬間負荷減少及增加現象，其中尤以 Nylon 螺葉最為明顯。



圖八 實驗佈置圖



圖九 螺葉受力變形關係圖



圖十 (a) Nylon、(b) PPS 及 (c) GV-5H 螺葉單點受力破壞情形

此單點受力測試，對於實船使用情形具有相當的價值，在般若科技公司的測試報告中，Nylon 螺槳發生整片螺葉掉落不見的情形，而 PPS 螺槳則發生螺葉在根部斷裂情形，比較見見圖十(b)與圖十一可發現破壞的位置、方式幾乎是一模一樣。針對測試所發生之破壞情形，可以改善材質、增加螺葉厚度等方式來改善，此有賴結構之進一步分析。



圖 十一 PPS 螺槳實船測試破壞情形

螺槳結構強度分析與改良

1. 螺葉單點受力結構分析

考慮複合材料螺槳承受單點受力負荷，以驗證螺葉單點受力實驗為考量，分別針對螺槳一及螺槳二於 $0.9r$ 處施加 $400N$ 及 $1000N$ ，來探討螺槳的結構實驗與結構分析的比較。邊界條件方面，以螺葉根部坎入螺轂區域為固定端（固定方式 2）以模擬實際情形，邊界條件的設定見圖十二。結構分析採用 8 點殼元素，以螺葉上下表面的中心面來構建設元素，應用 ANSYS 依線性理論進行計算。由於 Nylon、PPS 及 GV-5H 都是短纖均勻分佈結構，因此視為等方性材料。

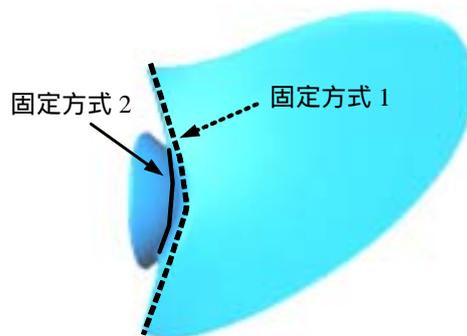


圖 十二 螺葉根部二種固定方式示意圖

圖十三為螺葉一單點受力之 σ_x 分佈計算結果，其他應力的值相對 σ_x 小很多，從圖中可看出最大應力分佈於靠近螺葉根部約 $0.3r$ 處，與圖十(b)之 PPS 螺葉單點受力破壞實驗結果比較，是相當合理的結果。至於 Nylon 螺葉部份，由於其剛性特別低，在受力過程中，螺葉根部因大量變形而滑移出螺殼接合處，而造成另一種形式的破壞。圖中也可看出在固定方式 2 之前後邊界處，都有應力集中現象情形。最大主軸應力(principal stress) 為 58.8 MPa，低於 PPS 材料強度，誤差值可能來自 Nylon 及 PPS 的材料非線性，及因為螺葉幾何大變形造成施力點滑動之影響。

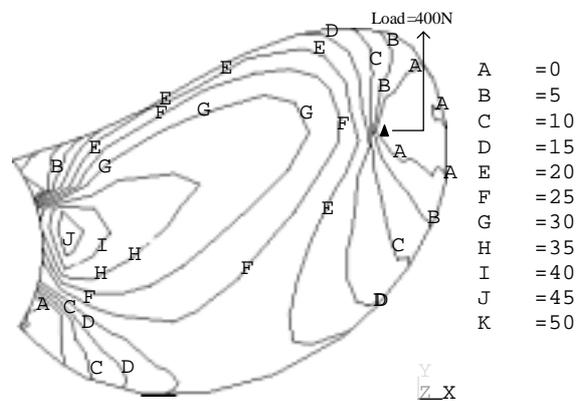


圖 十三 螺葉一單點受力之 σ_x (MPa)分佈

圖十四為螺葉二單點受力之 σ_x 分佈計算結果，從圖中可看出最大應力位於螺葉根部固定方式 2 之邊界處，由於螺葉二的歪斜(skew)相當大，螺葉同時承受彎矩及扭矩，除了彎矩外，也承受相當大的扭矩，造成固定邊界區域靠尾緣處，有非常強烈的應力集中現象。與圖十(c)之 GV-5H 螺葉破壞實驗現象相比較，螺葉裂縫即初始於固定邊界處，因此分析結果確可解釋螺葉的破壞現象，且由於扭矩的作用促使其裂縫延螺葉的 45° 方向成長，造成如圖十(c)所示的破壞現象。其最大主軸應力為 285 MPa，已高於 GV-5H 的材料強度 239 MPa。

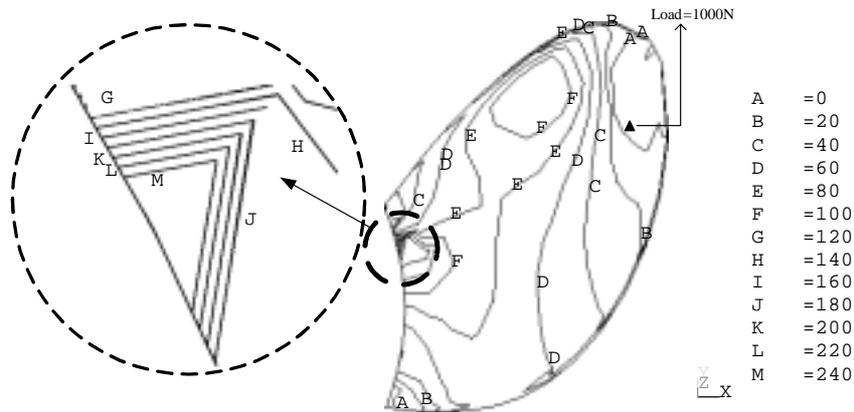


圖 十四 螺葉二單點受力之 σ_x (MPa)分佈

2. 螺槳分佈負荷結構分析與改良

(a) 固定式與組合式螺槳之應力分析比較

分佈負荷受力部份，採用 8 點殼元素，邊界條件方面分別考慮固定整個螺葉根部（固定方式 1）及固定螺葉根部底座處連接部分（固定方式 2）二種情形，如圖十二所示。固定方式 1 的情形相當於固定式螺槳，固定方式 2 為組合螺槳。分佈負荷部份，採用 PSF2 進行計算，考慮螺槳半徑方向及寬度方向各有八點控制點，計算所得之 64 個等間距渦流強度資料，經自行撰寫之轉換程式，將渦流強度資料轉換成螺葉上下表面流場速度及壓力差。因為流力計算出的點壓力差和結構計算的節點位置並不相同，因此需要再將壓力差透過內插程式求得結構計算節點上的壓力差。由於 PSF2 係一經常被使用而熟悉的軟體，因此有關流體壓力的分佈不再贅述。複合材料的破壞指標（failure index）採用 Tsai-Wu 法則，如式(5)所示，式中 X^u 、 Y^u 、 S^u 分別為材料之正向及剪切方向強度， σ_1 、 σ_2 、 σ_{12} 則分別為所承受之正向及剪切應力，破壞指標高於 1 時材料發生破壞。

$$\left(\frac{\sigma_1}{X^u}\right)^2 - \frac{Y^u}{X^u} \left(\frac{\sigma_1}{X^u}\right) \left(\frac{\sigma_2}{Y^u}\right) + \left(\frac{\sigma_2}{Y^u}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{12}}{S^u}\right)^2 = \text{Failure index} \quad (5)$$

以螺槳一為分析對象，設計船速為 24.5 節、螺槳轉速 2700RPM。分析結果顯示主要應力在 X 方向，近根部處值最大，Y 方向及 Z 方向的應力值約只有 X 方向五分之一左右。固

定方式 2 的分析由於只考量了螺葉根部底座處連接部分，應力值會較固定方式 1 者為高。如果比較固定方式 1 及 2，組合螺槳的設計方式在最大主應力上會有約 18% 的折損。比較表四最大主應力的分析結果與 Nylon、PPS 及 GV-5H 的破壞強度（85、74.4、239 MPa），或從破壞指標來看，螺槳設計點的結構強度應該沒問題，唯如果考量非設計點、使用環境的複雜性以及動態、衝擊、疲勞等情形，Nylon 及 PPS 材料強度的餘裕就可能不足，因此較適於採用的材料為 GV-5H。

表 四 不同固定方式螺槳一之結構分析比較

固定方式	最大主應力 (MPa)	Failure Index	Z 方向最大位移量 (mm)
1	30.29	0.0522	1.944
2	34.59	0.0575	1.925

組合螺槳的設計使得螺葉與螺殼連接寬度降低，影響所及使本文分析之螺槳結構強度降低 14%，除了必須採用較佳的材料之外，如能針對螺葉與螺殼接合處的長度加以改良，或適度提升螺葉根部厚度，在不影響螺槳性能情況下，也可提升螺葉強度。

(b) 螺葉厚度改良前後之應力分析比較

由以上應力分析圖發現應力最大值出現在螺葉近根部處，因此考慮將根部厚度加厚，將可適度改善強度不足的問題，讓應力最大值不要在近根部處，盡量能往葉片半徑較大處移動，而且對於螺槳流體性能的影響也會降至最低。以螺槳一為分析對象，選定增加厚度區域及條件如下表所示：

表 五 加厚條件

加厚位置	0.25r	0.29r	0.35r	0.4r
加厚倍數	1.4	1.3	1.2	1.1

搭配的材質為 GV-5H，採用固定方式 2、殼元素分析，在螺槳設計點的外力作用之下，組合可變螺距螺槳加厚與原始厚度螺槳的 X 方向應力值及最大位移比較如圖十五~十六及

表六所示，厚度增加對應力及位移都有明顯的改善，X 方向的應力值約減少 23%，位移方面則減少 16%左右，破壞指標值從 0.0575 降至 0.0178，若安全係數取破壞指標開根號的倒數，則原螺槳與加厚螺槳之安全係數各可達到 4.2 及 7.5 左右。從圖十五及十六的比較可看出，由於厚度的改變，最大應力分佈遠離葉根，往螺葉中央區域移動。加厚螺葉厚度可提升相當多的結構強度，確保複合材料組合螺槳之結構安全性。

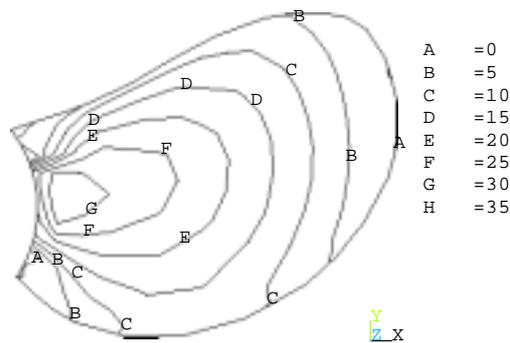


圖 十五 原厚度螺槳一分佈負荷下之 σ_x (MPa)分佈

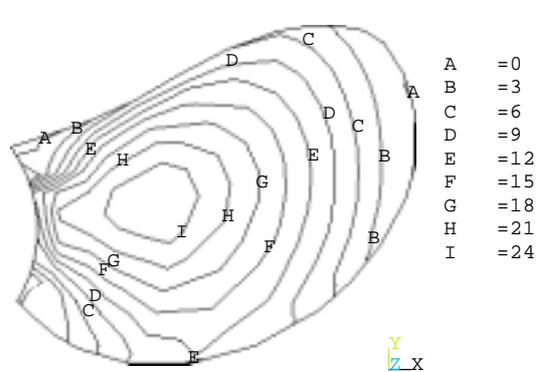


圖 十六 加厚螺槳一分佈負荷下之 σ_x (MPa)分佈

表 六 固定方式 2 加厚與原厚度 GV-5H 螺槳一之結構分析比較

	最大主應力 (MPa)	Failure Index	Z方向最大位移量 (mm)
原螺槳	34.59	0.0575	1.925
加厚螺槳	26.57	0.0178	1.624

結 論

本文主要在發展一新型的複合材料組合可變螺距螺槳，進行設計、製造、測試及分析。複合材料組合螺槳的開發，對於未來的應用有非常重要的影響，而且可調整螺距的設計更增加不少未來應用的方便性與靈活性。以一小型船舶使用的舷外機螺槳為分析對象，應用電腦進行 CAD 設計並轉換成 CNC 切削機資料，製作射出成形模具，材料考量 Nylon、PPS 及 GV-5H，以 2mm 之短纖維離纖維，用射出成形方式生產。依螺葉單點受力測試結果顯示，Nylon 複合材料螺槳之破壞模式為太大變形導致葉片整個滑落，PPS 螺槳因本身剛性高，最後的破壞發生在葉片根部產生斷裂的現象，實驗顯示二者承受的最大單點力約 400N 左右。GV-5H 剛性及破壞強度大，可承受的最大單點力達 1000N。有關螺槳負荷分析方面，採用單點受力與分佈負荷方式，分佈負荷採用 PSF2 進行計算，結構分析方面則採用 ANSYS 進行計算，相關之資料轉換採用自行撰寫之轉換程式完成，採用 8 點殼元素進行分析，邊界條件方面分別考慮固定整個螺葉根部及固定螺葉根部底座處連接部分二種情形。分析結果顯示主要受力在螺葉長度方向，以靠近螺葉根部處應力值最大。而且組合螺槳的設計，螺葉與螺轂的接合長度降低，最大主應力有將近 14% 的折損。螺葉部份面積經加厚後，應力值及位移量均有大量改善，使得螺槳結構強度大量提升。

致 謝

本文為國科會研究計畫研究成果，感謝國科會研究計畫經費支持，使得本計畫得以完成。

參 考 文 獻

1. Genalis P, "Elastic Strength of propellers - an analysis by matrix methods", Ph.D. Thesis, University of Michigan, U.S.A., 1970.
2. James H. Ma, "Stresses in marine propellers", J. of Ship Research, Vol.18, pp252-264, 1974.
3. Sontvedt T., "Propeller blade stresses, application of finite element methods", Computers & Structures, Vol.4, pp193-204, 1974.
4. Atkinson P. and Glover R. J., "Propeller hydroelastic effects", SNAME on the propeller's '88 Symposium, No.21, 1988.
5. Jiang C. W., Hung T. T., Raymond N. and Shin Y.S., "Propeller Hydrodynamic Loads and Blade Stresses and Deflections during Backing and Crash Operations", Trans. SNAME on the Propeller's '88 Symposium, No.8, 1988.
6. Lin C.F., "Three Dimensional Stress Analysis of a Fiber-Reinforced Composite Thruster Blade", Trans. SNAME on the Propeller's '91 Symposium, No.9, 1991.
7. Kerwin J. E. and Lee C. S., "Prediction of Steady and Unsteady marine Propeller Performance by Numerical Lifting-Surface Theory", Trans. SNAME, Vol.86, pp218-253, 1978.
8. 林俊吉, "複合材料螺槳之偶合水彈特性分析", 國立臺灣大學造船及海洋工程學系博士論文, 1996.
9. H. J. Lin and J. J. Lin, "Nonlinear hydroelastic behavior of propellers using a finite-element method and lifting surface theory", Journal of Marine Science and Technology, Vol. 1, No. 2, pp.114-124, 1996.