

發展一適合對轉螺槳的邊界元素法跡流模型

邱揚程* 辛敬業*¹ 莊靖秋** 林允進**

*國立台灣海洋大學 系統工程暨造船學系
**般若科技股份有限公司

關鍵詞：對轉螺槳、葉尖渦、螺槳尾跡流、RANS、邊界元素法

摘要

本文藉由黏性流計算方法探討對轉螺槳的流體動力學特性，尤其專注於前、後螺槳的尾跡流交互作用，文中並透過黏性流計算方法的流場分析，對於對轉螺槳邊界元素法中的尾跡流模型進行修正，以使其更接近真實流況下的尾跡流特性，從而建立一兼顧計算精度與計算效率的對轉螺槳邊界元素計算方法。本文黏性流計算方法採用 URANS 方法，勢流計算方法採用以速度勢為基礎的邊界元素法，使用此兩種方法計算對轉螺槳之性能並與實驗值進行比較。透過黏性流計算方法，分析並闡述對轉螺槳的尾跡流特性，包括尾跡流的收縮、葉尖渦的交互作用、尾渦強度的變化，以及前、後螺槳對於流場的影響。尾跡流分析結果發現前螺槳尾渦之渦強度往下游移動時會因後螺槳的切割而使其渦強度降低，而對轉螺槳之下游尾跡流場是後螺槳所主導。本文因此在邊界元素法中將在後螺槳下游之前螺槳尾跡流加入截斷與渦強度衰減兩個參數，修正後的邊界元素法計算結果，改善了計算的精準度，和黏性流方法的計算結果非常接近，尤其是後螺槳。計算結果也顯示相同系列之對轉螺槳，為達到計算精度的提升，可套用相同的尾跡流參數組合。透過觀察分析黏性流方法計算所得的細節流場，對於邊界元素法尾跡流模型進行改進，確實增加了邊界元素法的精準度，使得對轉螺槳邊界元素法可有效地進行性能預測，協助設計。

前言

對轉螺槳系統(Contra-Rotating Propeller, CRP)，由於後螺槳能夠回收前螺槳的旋向動能損失，故相比於單獨螺槳，對轉螺槳系統擁有更高的推進效率[1]；另一方面，對轉螺槳系統也擁有更好的力矩平衡效果，因此也被應用於需要穩定航向性的水下載具，在遊艇或舷外機這種在螺槳直徑上有所限制的船舶或推進器上，對轉螺槳系統能使推力負載由兩個螺槳分擔，降低螺槳單位面積的負荷，就能降低單一螺槳發生空化的機率，進而減少空化所造成的負面影響。隨著對燃油經濟性，以及全球對於節能和減少溫室氣體 (GHG) 的排放要求，為了滿足這樣的需求及相關的條約規範，對轉螺槳這類的省能源裝置也正以各種形式在發展。

有鑑於對轉螺槳前、後螺槳的旋轉與交互作用為非定常問題，此交互作用會造成兩者之間以及下游尾跡流流場表現複雜，導致在設計階段時，要透過黏性流計算方法對對轉螺槳之受力進行預測，必需花費相當的計算資源或時間成本；而透過勢流邊界元素法(Boundary Element Method, BEM)進行受力計算與預測，可大幅降低計算資源，然而其計算過

程簡化了部分對轉螺槳在真實流況中的流體動力學特性，尤其是尾跡流模型方面，這可能導致計算精確度的下降，因此要利用數值方法同時兼顧計算精確度以及計算的時間成本，相比於單獨螺槳是困難許多的。本文主要藉由黏性流計算方法，探討對轉螺槳的受力與流體動力學特性，尤其是尾跡流場的交互作用，並針對目前所發展的對轉螺槳勢流分析程式[2][3]中所採取的尾跡流模型[4][5]進行修正，從而建立一兼顧計算精度與計算效率的對轉螺槳邊界元素計算方法。

計算方法與結果

1. 幾何與計算設定

本研究中所採用的對轉螺槳幾何是源自於 Miller 在 1981 年於 DTNSRDC 所發佈的文章[5]。所採用的幾何有兩種，兩者的差異在於前、後螺槳的葉片數不同，後螺槳使用的葉片幾何也不同，CRP 4*4 (由 DTMB3686、DTMB3687 所組成，為 4*4 螺槳)，另一組為 CRP 4*5 (由 DTMB3686、DTMB3849 所組成，為 4*5 螺槳)，兩組對轉螺槳幾何如圖 1 與圖 2

¹ 辛敬業 (hsin@mail.ntou.edu.tw)

所示。在這兩組對轉螺槳幾何中，前螺槳的直徑均比後螺槳大，後螺槳的直徑為前螺槳的 98%，且兩螺槳之間的間距為前螺槳直徑的 0.141 倍。之後，我們將此篇文獻中 Miller 對這兩組對轉螺槳的敞水性能實驗結果作為依據，來驗證黏性流方法與 BEM 的計算結果。

對轉螺槳的前進係數(Advance coefficient, J)定義如下：

$$J = \frac{V_a}{nD_F}$$

其中， V_a 為軸向入流速度； n 為轉速，單位為 RPS； D_F 為前螺槳直徑。前、後螺槳的推力與扭矩係數定義如下：

$$\text{Front} \Rightarrow K_T = \frac{T_F}{\rho n^2 D_F^4} ; K_Q = \frac{Q_F}{\rho n^2 D_F^5}$$

$$\text{Rear} \Rightarrow K_T = \frac{T_R}{\rho n^2 D_F^4} ; K_Q = \frac{Q_R}{\rho n^2 D_F^5}$$

其中， T_F 為前螺槳之推力； T_R 為後螺槳之推力； Q_F 為前螺槳之扭矩； Q_R 為後螺槳之扭矩； n 為轉速，單位為 RPS； D_F 為前螺槳直徑。

計算域中的網格佈置分為三部分，前螺槳的內網格、後螺槳的內網格以及外網格。內網格包含的區域為螺槳本體、部分螺殼及靠近螺槳周遭的流場，搭配移動網格法(Sliding mesh method)來模擬真實螺槳的旋轉運動，由於此區域包含螺槳葉片的複雜幾何，故使用多面體網格(Polyhedral mesh)來佈置，雖然耗費的網格成本較多，但可對螺槳幾何有更精準的描述。外網格為內網格以外之計算域範圍，此區域沒有複雜幾何，故使用網格成本較低的六面體網格(Trimmed mesh)來佈置。圖3為計算域與邊界條件示意圖，為模擬實驗配置，在預測螺槳性能時，前後螺槳以固定轉速的方式旋轉($n=12$ rps)，藉由改變不同的入流速度來量測不同前進係數的操作情況。各個不同算例中，判斷計算收斂的標準由受力和流場變化兩個面向作為依據，參考：

- 1) 觀察螺槳之推力及扭矩非常週期性的變化，前後週期對時間平均後的變化量小於 1%。
- 2) 對轉螺槳葉尖渦的演化呈現週期性表現。

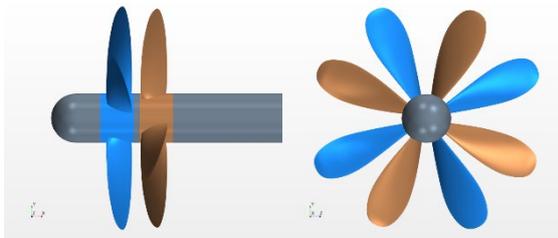


圖 1: CRP 4*4 幾何示意圖(前槳藍色；後槳橘色)

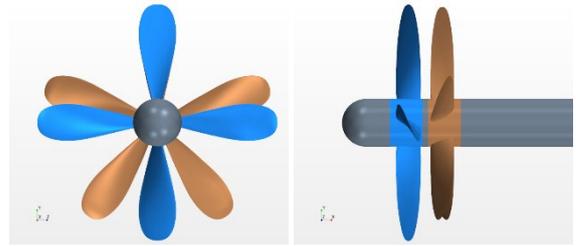


圖 2: CRP 4*5 幾何示意圖(前槳藍色；後槳橘色)

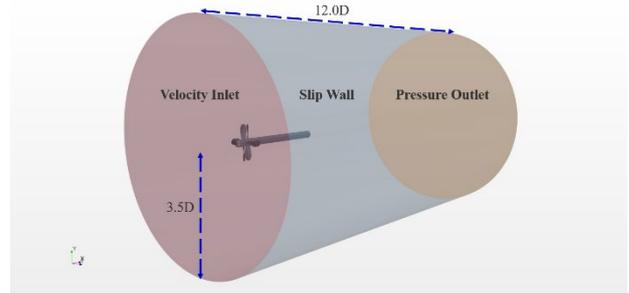


圖 3: 計算域示意圖

表 1: 各網格代號及相應網格總數

| 網格代號 | 網格總數(百萬) |
|----------|----------|
| Coarse 2 | 1.5 |
| Coarse 1 | 2.7 |
| Mid | 4.8 |
| Fine 1 | 8.8 |
| Fine 2 | 16.4 |

2. 網格與時間步驗證

以前螺槳半徑當作網格的基礎尺寸並固定 y^+ 值，依照前述的佈置方式建立一基礎網格，後以此網格為依據對基礎尺寸以 $\sqrt[3]{2}$ 倍進行縮放，便能使整個計算域的網格達成一致性的加密或鬆弛，以此方法建立起五套網格配置，總網格數如表 1 所示。時間步長為考量一致性和計算效率，先將其設定為 2.315×10^{-4} s，即每走一個時間步，前、後螺槳會對轉 1° ，詳細的時間步長選擇將在下一節做探討。

以這五套網格分別計算設計條件下時間平均之總推力與總扭矩性能表現，結果如圖 4 所示，可以發現到隨著網格數的增加，推力及扭矩的量值並無太大的變化，但總體而言其趨勢會向下收斂，而 Fine_1 及 Fine_2 之間的結果差距已低於 1%。若對尾跡流場的描述不夠精準，對於探討對轉螺槳尾跡流的特性影響重大，因此這部分展示出 Coarse_1、Fine_1 及 Fine_2 的網格配置對比個別葉尖渦的瞬時流場細節，如圖 5 所示，相比於 Fine_1 及 Fine_2，Coarse_1 無法體現出前、後螺槳尾渦細微的交互現象；而 Fine_1 及 Fine_2 在流場表現的部分兩者間無太大區別。綜合以上兩方面以及考量到計算效率，

本節最終選擇 Fine_1 的網格配置做下一小節時間步長的探討。

由於對轉螺槳的旋轉及交互作用為非非常問題，因此時間步長的選擇是至關重要的，關乎其是否能精準描述對轉螺槳的性能表現及流場特性。延續前一小節的 Fine_1 網格配置，搭配不同時間步長，分別對應每步 3° 、 1° 、 0.5° 的旋轉，庫朗數分別為 >2 、 ≈ 1.5 、 <1 。發現到經過時間平均後，時間步長對於對轉螺槳的受力計算影響不大。但觀察 CRP 4*4 前螺槳之推力隨時間的非非常變化後，如圖 6 及圖 7 所示，可以發現隨著前、後螺槳轉動時所造成的相位差，推力會有巨幅的週期性波動產生，如此一來，造成 3° 的時間步長，無法有足夠的資料個數去描述推力的區域極小值(圖 6)，嚴重的話，可能導致後續對受力進行時間平均上的偏差，而比較非非常計算結果(圖 8)後發現兩者幾乎沒有差別，這也代表在非非常性能的計算上， 1° 的時間步長已達到收斂。綜合以上並考量計算效率，將採用 Fine_1 網格配置搭配 1° 的時間步長進行後續的研究。

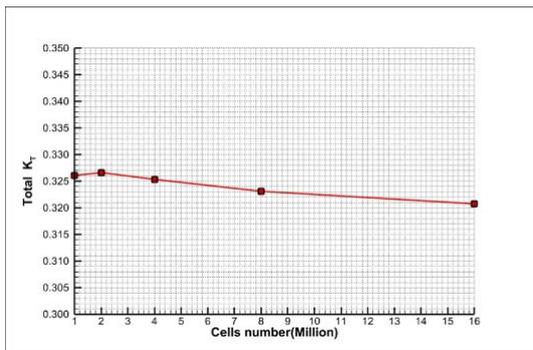


圖 4: 總推力隨網格數增加的收斂情形

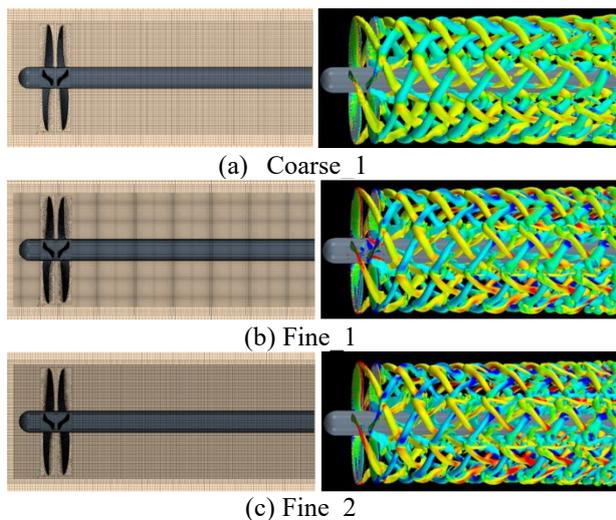


圖 5: 不同網格數之葉尖渦瞬時流場細節

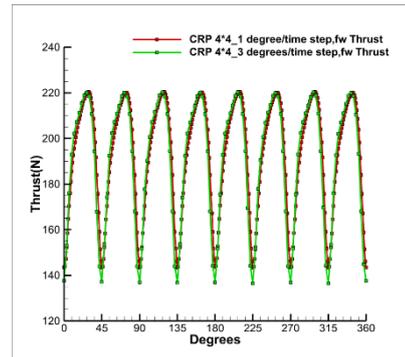


圖 6: CRP 4*4 前螺槳推力隨時間的非非常變化_1

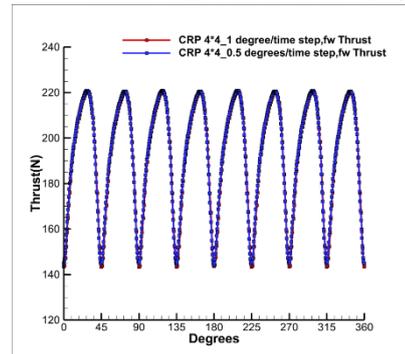


圖 7: CRP 4*4 前螺槳推力隨時間的非非常變化_2

3. 計算方法驗證

圖 8 至圖 11 呈現 CRP 4*4 和 CRP 4*5 之前、後螺槳，黏性流方法計算結果、BEM 計算結果和 Miller 在 1981 年量測的實驗值[5]，由於對轉螺槳的推力扭矩是非非常變化，因此此處 K-J 圖上的推力及扭矩都是經過時間平均過後的結果。總結 CRP 4*4 和 CRP 4*5 的受力預測結果，CRP 4*4 方面，不論是黏性流計算方法亦或是 BEM，其受力預測的精準度都比 CRP 4*5 差，尤其 CRP 4*4 後螺槳的扭矩在高負載情況下預測偏差都較大，但在設計條件附近時，黏性流扭矩計算結果就和實驗值十分吻合。CRP 4*5 方面，黏性流計算方法的預測結果和實驗值吻合度很高，而 BEM 在 CRP 4*5 後螺槳的性能預測精準度上就略遜於黏性流計算方法。

我們也發現，無論是 CRP 4*4 或 CRP 4*5，其各自前螺槳在黏性流計算方法和 BEM 的受力預測結果和計算趨勢都非常相近，表示此兩種方法在對前螺槳受力預測上有良好的一致性。此處 BEM 的尾跡流模型皆採用與單獨螺槳相同的設定，後續，我們將藉由探討對轉螺槳的流體動力學特性，從而修正 BEM 的數值模型，使其設定更符合真實物理現象，進而觀察修正後結果的受力預測趨勢。

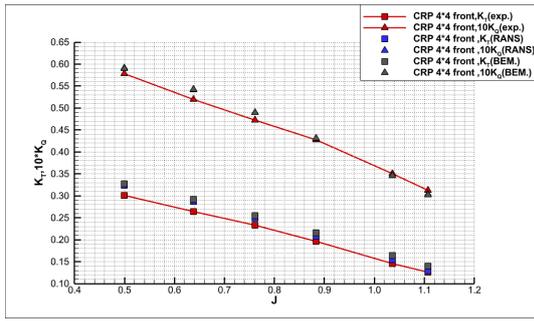


圖 8: CRP 4*4 前螺槳之受力計算

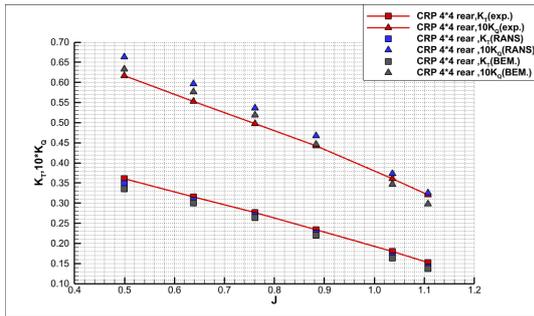


圖 9: CRP 4*4 後螺槳之受力計算

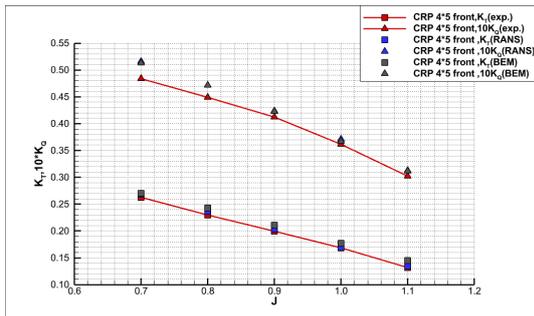


圖 10: CRP 4*5 前螺槳之受力計算

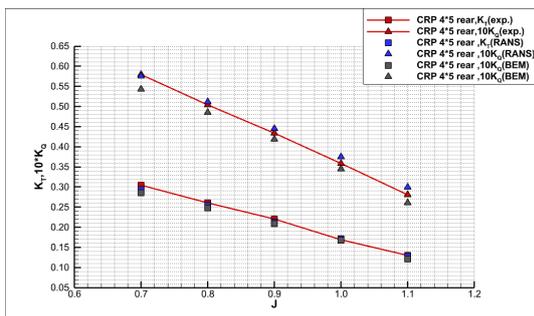


圖 11: CRP 4*5 後螺槳之受力計算

對轉螺槳的尾跡流分析

圖 12 為 $J=1.03$ 時 CRP 4*4 的葉尖渦強度，可以觀察到前螺槳的葉尖渦管會被後螺槳所阻擋及切割，經後螺槳葉片和後螺槳葉尖渦的干涉後，前螺

槳葉尖渦管的渦強度會迅速下降，後續和後螺槳渦管纏繞在一起並往下游移動，這樣的結果在 Hu 等人[7]的研究中同樣有發現。圖 13 呈現 $J=1.03$ 時，前、後螺槳葉尖渦往下游的演化歷程，在第一個交會點，前螺槳的葉尖渦在此會從後螺槳葉尖渦的下方纏繞上去，再往下游移動至第二、三個交會點時，渦結構明顯發生變形，且前、後螺槳各自的葉尖渦管會斷裂並互相連接。

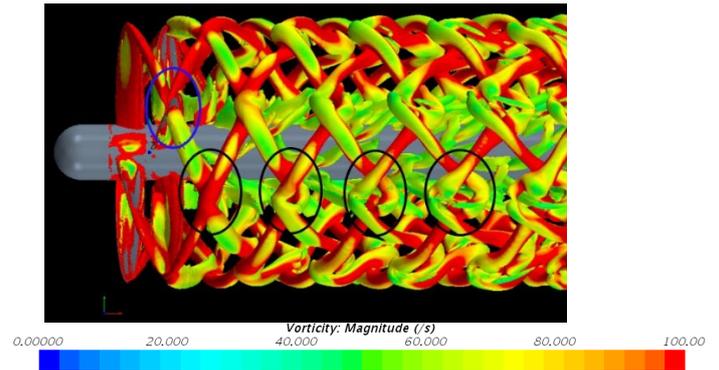


圖 12: CRP 4*4 葉尖渦強度

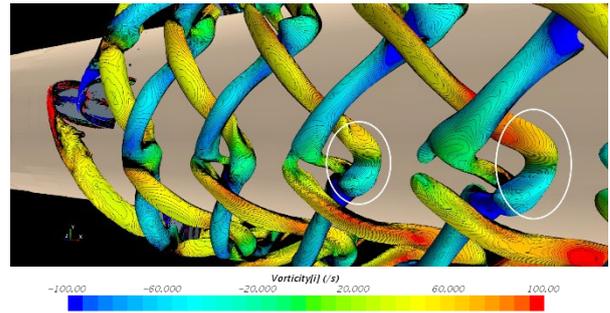


圖 13: CRP 4*4 前、後螺槳葉尖渦交會處的變化

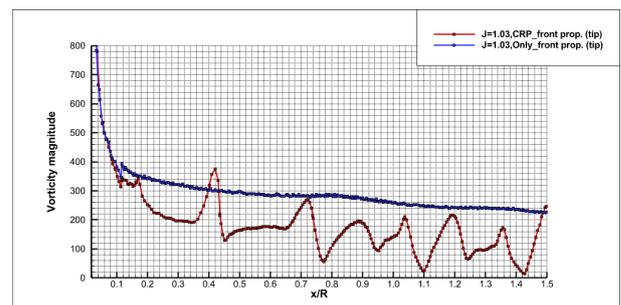
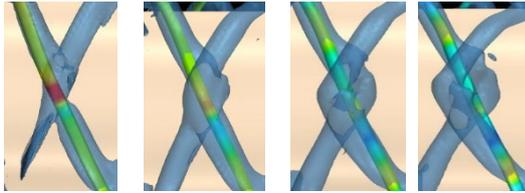


圖 14: CRP 4*4 之前螺槳與單獨前螺槳的葉尖渦強度變化

接著，將擷取 CRP 4*4 前、後螺槳葉尖螺旋狀流線上的渦強度量值，以得知葉尖渦強度沿下游的變化情況。圖 14 和圖 16 中 $x/R=0$ 的位置皆以前螺槳葉尖處作為原點，並以前螺槳半徑做無因次化。圖 14 為對轉螺槳之前螺槳與單獨前螺槳葉尖流線上

的渦強度變化，圖中 $x/R=0$ 至 $x/R=0.16$ ，兩者渦強度的衰減情形是差不多的，但當 x/R 大於 0.16 後，對轉螺槳中的前螺槳渦強度突然陡降，此情況是單獨螺槳沒有觀察到的，所以推測此情況的發生和後螺槳有很大的關聯性，而此下降的起點發現剛好是後螺槳葉片前緣的所在位置，因此可以認定此處渦強度的下降是因後螺槳切割與阻擋所致。



(a)第一交會點(b)第二交會點 (c)第三交會點(d)第四交會點

圖 15: 前、後螺槳葉尖渦交會處

仔細觀察尾跡流，我們可以發現：

- (1) $x/R=0.42$ 處，如圖 15(a)所示，對轉螺槳之前螺槳的流線由於和後螺槳葉尖渦交會的緣故，導致彼此相互加劇流場旋轉的程度，渦強度在此第一交會點陡升且產生渦強度的峰值；當 x/R 大於 0.42 後，對轉螺槳之前螺槳的流線通過與前、後螺槳葉尖渦的交會點，渦強度立即下降至原本的強度量值。
- (2) $x/R=0.72$ 處，對轉螺槳之前螺槳的流線第二次通過前、後螺槳葉尖渦交會處，如圖 15(b)所示，前螺槳葉尖渦在接近後螺槳葉尖渦的上游處開始有向下繞捲後螺槳葉尖渦的情況發生，但還未完全破壞彼此結構，因此還是有可觀測的交會點存在，此處和第一次交會點一樣會有渦強度的局部峰值產生；在前螺槳流線通過與後螺槳葉尖渦的二次交會點後，前螺槳葉尖渦會從上方繞捲離開，從而導致真實的葉尖渦管位置偏離流線，造成 $x/R=0.77$ 處前螺槳流線上的渦強度陡降。
- (3) 撇除和後螺槳交會處的渦強度峰值($x/R=0.42$ 、 $x/R=0.72$)，以及渦管偏離流線的渦強度谷值($x/R=0.77$)，觀察真實葉尖渦管通過流線處，可以發現流線上所呈現的渦強度在後螺槳影響下，渦強度約為單獨前螺槳渦強度的 $50\% \sim 60\%$ 。
- (4) $x/R=0.8$ 至 $x/R=0.9$ 處，前螺槳流線即將接近前、後螺槳葉尖渦第三次交會處，如圖 15(c)所示，此時真實的前螺槳葉尖渦會向下繞捲後螺槳葉尖渦，這造成原本離開第二交會點後的上捲前螺槳葉尖渦重新回到葉尖流線的所在位置，導致渦強度會回復至第二交會點前原本的強度量值；在第二交會點後，由於前、後螺槳的交互作用，如前節所觀察到前、後螺槳的葉尖渦結構會因

相互纏繞和連接而產生不穩定的現象，因此已無法觀察到前、後葉尖渦管實質的交會點，後續也就沒有第一、第二交會點所觀察到渦強度相互疊加而產生峰值的情況發生。

- (5) $x/R=0.95$ 至 $x/R=1.1$ 為前、後螺槳葉尖渦的第三交會區的渦強度變化，對應圖 15(c)為真實渦管在計算域中的位置，從中看到前螺槳葉尖渦靠近後螺槳葉尖渦時下捲的情況比前面第一、第二交會點時更為劇烈，這造成葉尖渦管偏離流線位置，導致 $x/R=0.95$ 處渦強度的下降，同樣的，遠離第三交會區時，前螺槳葉尖渦同樣會上捲並偏離流線位置，導致 $x/R=1.1$ 處渦強度的下降。
- (6) 第三交會區後($x/R>0.9$)，前螺槳葉尖渦結構在前、後螺槳葉尖渦交會區開始有繞捲斷裂並相互連接的情況發生，導致真實葉尖渦管位置頻繁地偏移流線又經過流線，使渦強度發生不規則擾動，此時流線上渦強度的擾動並不能代表真實渦結構的渦強度變化。

以上對於對轉螺槳尾跡流的觀察與[8][9]的發現類似。

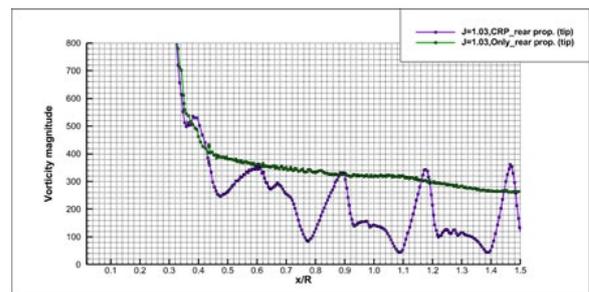


圖 16: CRP 4*4 之後螺槳與單獨後螺槳的葉尖渦強度變化

圖 16 為對轉螺槳之後螺槳與單獨後螺槳葉尖流線上的渦強度變化，圖 16 中 $x/R=0.4$ 處，由於前、後螺槳葉尖渦在此發生第一次交會，此處對轉螺槳之後螺槳葉尖流線上的渦強度會微幅上升，且發現此第一交會點渦強度上升的程度，相較於前螺槳流線上和後螺槳葉尖渦第一交會點渦強度上升的程度是很少的，這也再次印證前螺槳葉尖渦在通過後螺槳後，其渦強度和後螺槳有著一定的落差；而後遠離第一交會點時，後螺槳葉尖渦會上捲並微幅偏離流線所處位置，導致 x/R 大於 0.4 後渦強度的陡降；但此處渦管上捲的情形並沒有使渦結構嚴重變形，因此陡降的情況並無持續太久。 $x/R=0.45$ 至 $x/R=0.6$ 隨著葉尖渦管回復至流線位置的過程中，渦強度也隨之回升，此回升後的強度和單獨後螺槳的量值十分接近。後螺槳葉尖渦強度和單獨後螺槳葉尖渦強度相差不多，代表前螺槳對於後螺槳葉尖渦強度影響並不大。

對轉螺槳邊界元素法之改進

前述一系列針對 CRP 4*4 尾跡流流場的表現與尾渦強度變化的分析，可以得知前螺槳的尾流渦系，在通過後螺槳後，其渦強度會降低且結構會被後螺槳所破壞，也就是對轉螺槳下游尾跡流區域的流場表現，是由後螺槳所主導，相比於後螺槳，前螺槳的影響較低。有鑑於此，我們推測在對轉螺槳的 BEM 中，前螺槳的尾跡流在通過後螺槳後，對比於單獨螺槳將尾跡流持續延伸下去的設定方式，應該要使前螺槳的尾跡流消失或使其偶極子速度勢強度衰減，才能貼近我們在黏性流計算中所觀察到的尾跡流場表現，如此一來，前螺槳尾跡流在對轉螺槳系統的下游處，對整個對轉螺槳受力計算的影響就會降低。

我們因此在對轉螺槳的 BEM 程式中新增兩種參數，其一為前螺槳的尾跡流在後螺槳之後的延伸長度，此延伸到的位置也可稱之為前螺槳尾跡流的截斷位置，在此範圍內尾跡流上的速度勢不會衰弱，單位為前螺槳半徑(R)；其二為前螺槳尾跡流上速度勢的衰減係數，代表前螺槳尾跡流在前述給定的延伸位置，下游部分的前螺槳尾跡流對於受力計算的影響程度，若此值為 0，則代表前螺槳尾跡流只延伸到給定的位置，下游就完全截斷，不再對受力的計算產生影響，若此值為 0.5，則代表前螺槳尾跡流延伸到給定的位置後，其下游尾跡流的速度勢影響都會衰減一半，以此類推。

1. DTMB 系列應用修正模型之計算結果

我們接下來應用所提出的修正尾跡流模型對 CRP4*4 與 CRP4*5(統稱 DTMB 系列)進行計算，以及結果的分析比較。圖 17 為 CRP 4*4 之前螺槳尾跡流完全截斷在後螺槳後不同位置，其前螺槳受力計算結果和實驗值的比較，如前述，前螺槳尾跡流在後螺槳後對於前螺槳的受力計算影響甚小，因此不同截斷位置和實驗值的誤差亦無太大改變。圖 18 為 CRP 4*4 之前螺槳尾跡流完全截斷在後螺槳後不同位置，其後螺槳受力計算結果和實驗值的比較，和實驗值的誤差最小處，可以視為最佳截斷位置，而截斷位置在 0.25R~0.4R 間會產生受力計算的陡升，在此推測是數值計算上的不穩定所造成，在推力係數方面，前螺槳截斷位置在 0.5R~0.6R 時和實驗值之間的誤差最小，扭矩係數方面，前螺槳截斷位置在 0.75R 時和實驗值之間的誤差最小。可以發現推力和扭矩各自的最佳截斷位置有些許差異，而這些計算值都是衰減係數為 0 的狀況。

從黏性流計算中可以發現，CRP 4*4 的前螺槳尾渦強度雖然被後螺槳影響而有所衰弱，但不至於

完全消失，因此為了貼近真實流場現象，在此將截斷前螺槳尾跡流位置設定在後螺槳後 0.5R 處，但在這之後的尾跡流依舊存在，且會透過衰減係數來對其進行修正，從前述藉由黏性流計算方法分析前螺槳葉尖流線上渦強度的結果得知，對轉螺槳系統中的前螺槳葉尖渦強度約為單獨前螺槳的 50%~60%，因此衰減係數就設定為 0.5 進行計算。

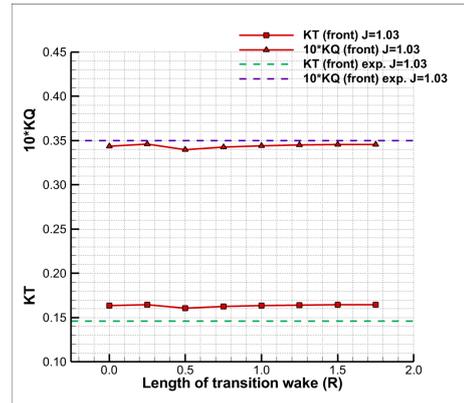


圖 17: CRP 4*4 前螺槳尾跡流截斷在後螺槳後不同位置，前螺槳之受力變化

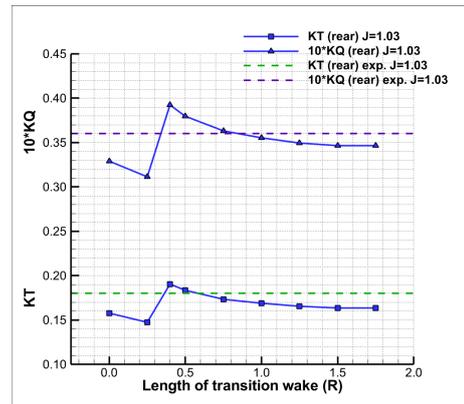


圖 18: CRP 4*4 前螺槳尾跡流截斷在後螺槳後不同位置，後螺槳之受力變化

截斷前螺槳尾跡流與運用衰減係數版本之 BEM 的計算結果(以下簡稱為 BEM 0.5_0.5)和無截斷前螺槳尾跡流版本之 BEM 的計算結果(以下簡稱為 BEM 100_0)比較如圖 19 所示，從中可以發現前螺槳在兩種情況下的受力計算結果差異不大；後螺槳推力係數部分，BEM 0.5_0.5 的計算結果相較於 BEM 100_0 的計算結果在各操作點都提升了精準度，大幅降低了和實驗值的誤差，平均誤差從 6.81% 降至 1.55%，在設計點 J=1.03 時，BEM 100_0 的推力係數低估實驗值約 9%，BEM 0.5_0.5 的推力係數低估實驗值約 3%。後螺槳扭矩係數部分，發現在高負載的操作情況下，相比於 BEM 100_0，BEM 0.5_0.5 和實驗值

的計算誤差上升許多，但在設計點 $J=1.03$ 時，BEM 100_0 的扭矩係數低估實驗值約 3.7%，而 BEM 0.5_0.5 的扭矩係數只有高估實驗值約 1%。總結以上，CRP 4*4 中，除了高負載條件下的後螺槳扭矩計算結果之外，將前螺槳尾跡流截斷的做法確實能夠使其計算結果更貼近於實驗值。

接下來我們比較了 CRP 4*4 前、後螺槳，BEM 0.5_0.5、黏性流方法、實驗值的計算結果，如圖 20 所示，從中可以發現無論是前螺槳或後螺槳，BEM 0.5_0.5 和黏性流方法的計算趨勢非常相近，彼此差距都在 5% 以內，兩者保持相當的一致性，尤其後螺槳在高負載情況下扭矩高估的計算趨勢，兩者可說是如出一轍，這樣相似的計算趨勢可謂是印證了此截斷前螺槳尾跡流模型與黏性流方法的關聯性。因為此截斷尾流的作法和衰減係數的選擇，都是我們從黏性流計算方法中，分析對轉螺槳尾跡流特性，對 BEM 中尾跡流模型所進行的修正。也就是說，如果對於黏性流的計算結果具有信心，此模型是可信的。

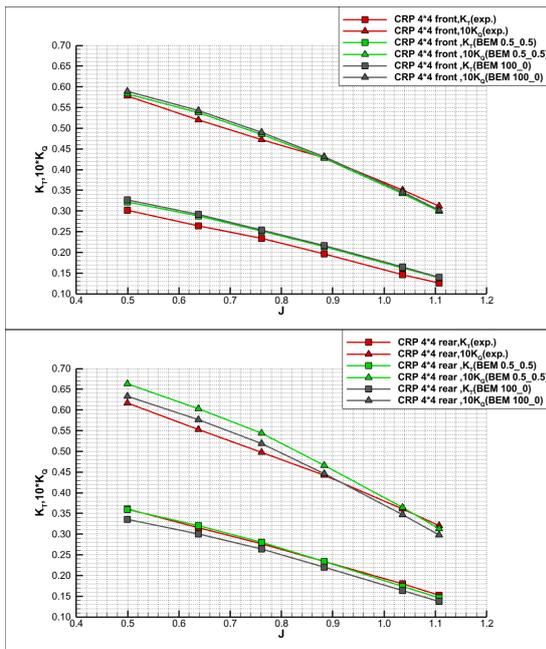


圖 19: CRP4*4 是否截斷前槳尾跡流之計算結果(上圖為前螺槳，下圖為後螺槳)

接著將透過和 CRP 4*4 相同的前螺槳尾跡流截斷位置與衰減係數之組合(截斷於後螺槳後 0.5R，衰減係數為 0.5；BEM 0.5_0.5)，應用於對轉螺槳 CRP 4*5 的 BEM 計算上，圖 21 為 CRP 4*5 的 BEM 0.5_0.5 和 BEM 100_0 計算結果比較，和 CRP 4*4 相同，前螺槳的受力計算在兩種計算方法下的差異不大；而後螺槳的部分，BEM 0.5_0.5 的受力計算明顯的更貼近實驗值，推力係數部分，平均誤差從

4.76% 下降至 2.14%，在設計點 $J=1.1$ 時，BEM 100_0 的推力係數低估約 6.4%，BEM 0.5_0.5 的推力係數只有高估約 1.3%；扭矩係數部分，平均誤差從 4.91% 下降至 1.07%，在設計點 $J=1.1$ 時，BEM 100_0 的扭矩係數低估約 7%，BEM 0.5_0.5 的扭矩係數低估約 0.7%。

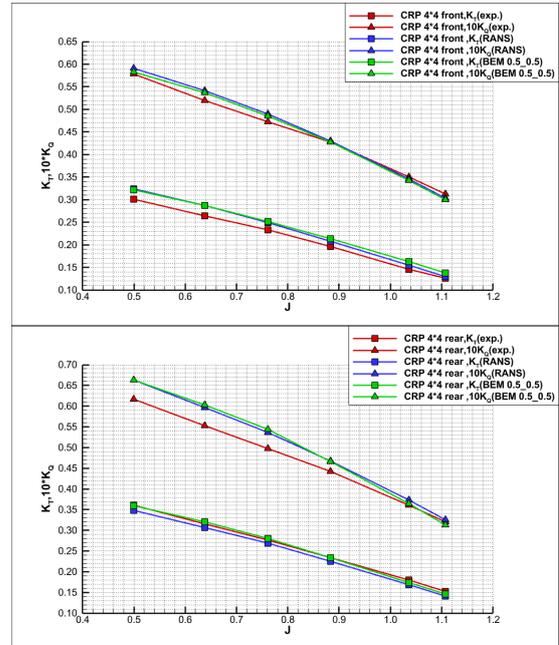


圖 20: 截斷尾流之 BEM、黏性流方法、實驗值三方計算結果比較(上圖為前螺槳，下圖為後螺槳)

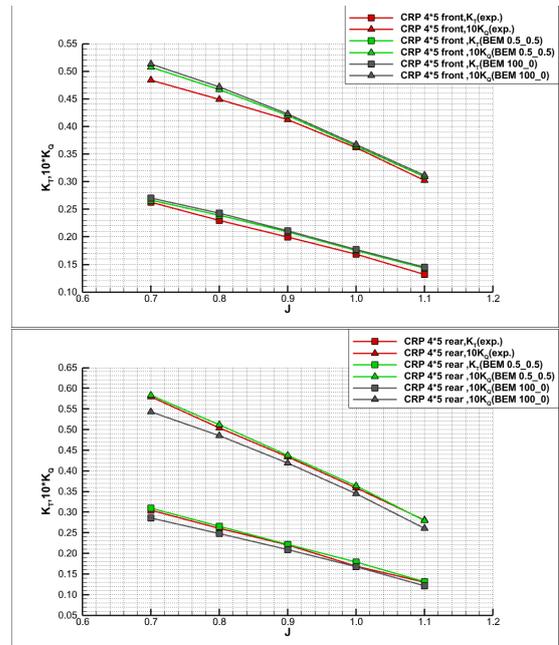


圖 21: CRP4*5 是否截斷前槳尾跡流之計算結果(上圖為前螺槳，下圖為後螺槳)

由此可見，和 CRP 4*4 相同的前螺槳尾跡流截斷位置與衰減係數之組合，在 CRP 4*5 上也能大幅增進在設計點的計算精準度，甚至 CRP 4*5 的後螺槳計算精度，無論是推力還是扭矩的計算在各操作點都獲得了大程度的改善。

2. 快艇系列對轉螺槳之計算分析

接著，將透過截斷前螺槳尾跡流模型之 BEM，計算專用於快艇上的對轉系列螺槳(以下稱之為快艇系列)，並探討截斷前螺槳尾跡流對於受力計算的影響，這系列中的對轉螺槳和前述的 DTMB 系列，幾何部分最大的不同在於快艇系列的高歪斜(skew)、高傾斜(rake)設計與較大的葉片伸展面積比(EAR)，因應不同的操作情況，系列中有不同的螺距設計，分別命名為 P19.5；P21.0_1，P21.0_2，P21.0_3，P21.0_4；P22.5_1，P22.5_2，P22.5_3；P24.0，P24.0_2；P25.5；S2_P22.5 共 12 組，除了 S2_P22.5 前、後螺槳均為 3 葉，其他皆為前螺槳 3 葉、後螺槳 4 葉的配置。

由於以上的對轉螺槳皆無實驗值的緣故，將利用黏性流的計算結果當作比較的基準。3*4 葉系列螺槳將從 P19.5 的計算結果切入，並探討在 BEM 中截斷前螺槳尾跡流的做法對其他同為 3*4 葉系列，但不同螺距設計之對轉螺槳的受力計算影響；以及探討在 BEM 中截斷前螺槳尾跡流的做法對 3*3 葉的 S2_P22.5 的受力計算影響。

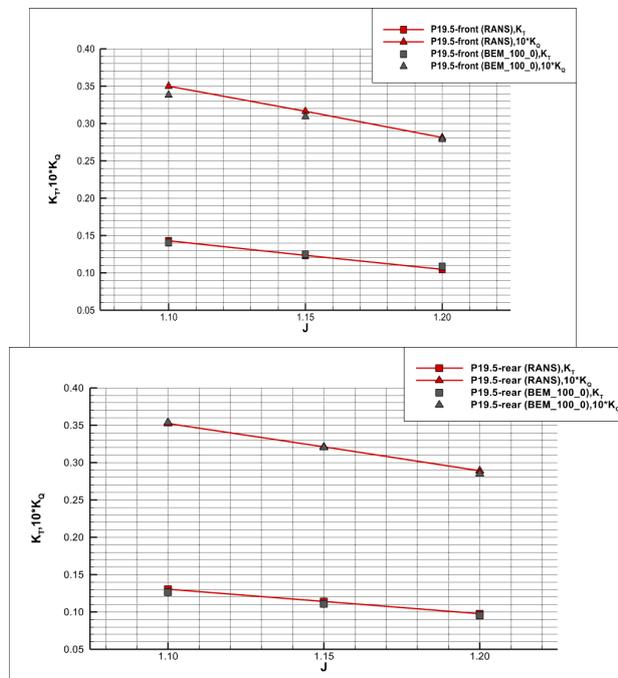


圖 22:P19.5 黏性流和無截斷前螺槳尾跡流之 BEM 計算結果(上圖為前螺槳，下圖為後螺槳)

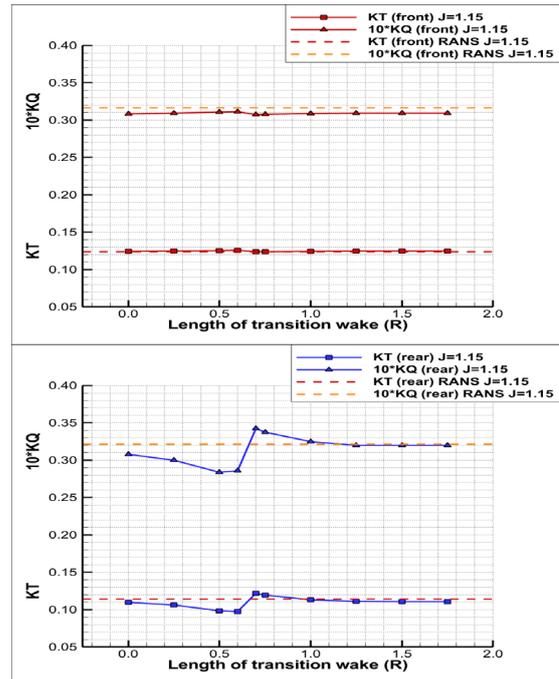


圖 23:P19.5 之前螺槳尾跡流截斷於不同位置，前後螺槳的受力變化(上圖為前螺槳，下圖為後螺槳)

首先分析 P19.5，圖 22 為 P19.5 前、後螺槳個別的 K-J 圖，其中包含黏性流和無截斷前螺槳尾跡流之 BEM 的計算結果，從中可以發現不需截斷前槳尾跡流，BEM 的計算結果和黏性流就非常一致，兩者的差距皆小於 5%。圖 23 為 P19.5 在 $J=1.15$ 時，前螺槳尾跡流截斷在後螺槳後不同位置，其前後螺槳受力計算結果和黏性流計算結果的比較。可以發現和 DTMB 系列一樣，對於前螺槳的受力計算影響甚小；而對於後螺槳，完全截斷所得到的計算結果 (0R)，和未截斷前螺槳尾跡流 (1.75R) 的計算量值也相差不多，和黏性流計算結果差距也不大。

P19.5 的分析結果顯示與 DTMB 系列不同的趨勢，因此，我們將快艇系列，相同為前螺槳 3 葉、後螺槳 4 葉的對轉螺槳，也針對這些螺槳在設計點操作情況下的尾跡流截斷位置做出分析，由於前螺槳的尾跡流截斷與否對前螺槳的受力計算影響都不大，因此在此只展示後螺槳的受力和黏性流計算結果的百分比差距變化，結果如圖 24 所示，從圖 24 中可以發現前螺槳尾跡流在後螺槳後 1.25R 就不再對後螺槳的受力計算產生影響，而 P19.5 是其中唯一一組不需截斷前螺槳尾跡流，受力計算就非常貼近黏性流計算結果，但系列中的其他組螺槳若是沒有將前螺槳尾跡流截斷，其受力計算則都會高估於黏性流計算結果，彼此間有 6% 甚至 15% 以上的差距。而若是將系列中各組螺槳之前螺槳尾跡流截斷在 0R 的位置，也就是前螺槳尾跡流在後螺槳後都不復存在

的情況下，其無論是推力或扭矩的計算，和黏性流計算結果差距都在正負 5% 以內，由此推論，若是減少快艇系列對轉螺槳之前螺槳尾跡流在後螺槳後對受力計算的影響程度，其修正後的計算結果能和黏性流計算結果有著相當的一致性以及精準度。

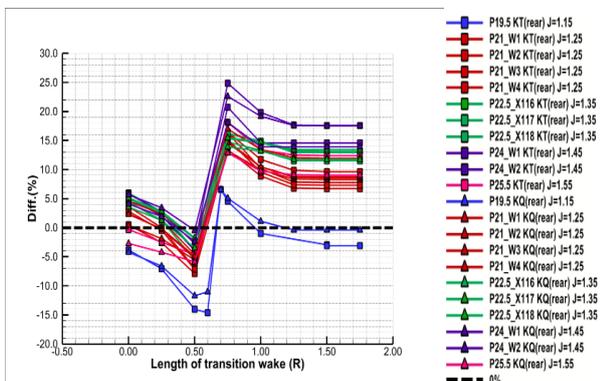


圖 24: 快艇系列對轉螺槳之前槳尾跡流截斷於不同位置的 BEM 和黏性流計算結果的差距(同為設計點的操作情況，同顏色為同型號，方形代表推力，三角形代表扭矩)

接著是對於快艇系列螺槳中，3*3 葉快艇螺槳 S2 P22.5 的計算結果分析，圖 25 為 S2 P22.5 對轉螺槳之前、後螺槳個別的 K-J 圖，其中包含黏性流和無截斷前螺槳尾跡流之 BEM 的計算結果，前螺槳部分，BEM 計算結果和黏性流計算結果的差距不大，而後螺槳部分，推力的兩種計算方法差距不多，但扭矩方面的差距就非常顯著，約 10% 至 14% 的差距。

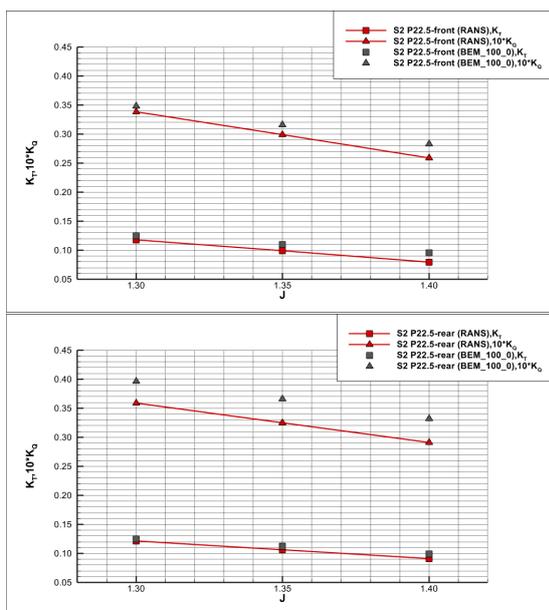


圖 25: S2 P22.5 黏性流和無截斷前螺槳尾跡流之 BEM 計算結果(上圖為前螺槳，下圖為後螺槳)

圖 26 為 S2 P22.5 在 J=1.35 時，前螺槳尾跡流截斷在後螺槳後不同位置，其前後螺槳推力和扭矩係數和黏性流計算結果的比較，可以發現和前述結論相同，前螺槳尾跡流在後螺槳後對於前螺槳的受力計算影響甚小。而對於後螺槳，將前螺槳尾跡流截斷於不同位置對推力的計算影響不大，和黏性流計算結果的差異也較小；而扭矩部分，將前螺槳尾跡流截斷於後螺槳後約 0.5R 的位置能獲得和黏性流計算方法最相近的計算結果。

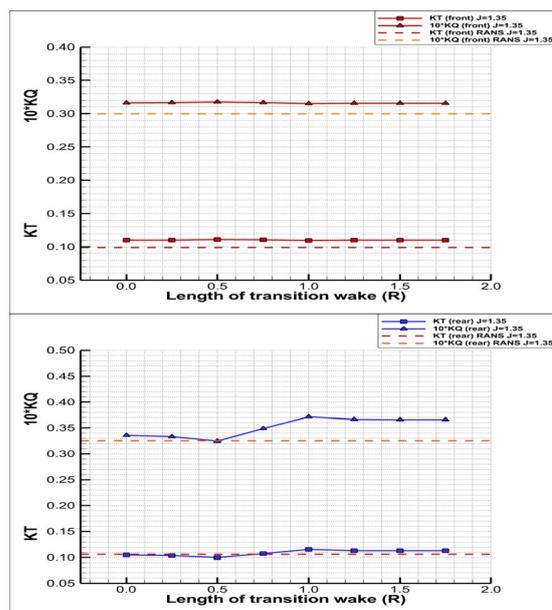


圖 26: S2 P22.5 之前槳尾跡流截斷於不同位置，前後螺槳的受力變化(上圖為前螺槳，下圖為後螺槳)

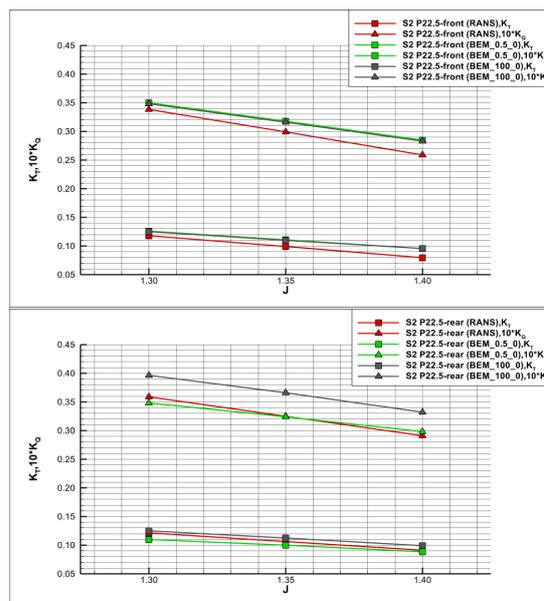


圖 27: S2 P22.5 不同版本之 BEM 計算結果

接著，我們便使用此截斷位置(BEM_0.5_0)對設計點的前、後兩個操作點進行計算，並和無截斷前螺槳尾跡流之 BEM (BEM_100_0)進行比較，結果如圖 27 所示，前螺槳的受力和後螺槳的推力計算在兩種計算方法下的差異不大，而後螺槳的扭矩部分經過前螺槳尾跡流截斷的修正，其計算結果和黏性流計算結果十分接近，兩者計算結果的差距從原先無截斷前螺槳尾跡流的 14%下降至 2.5%以內。

結論

本文藉由黏性流 URANS 計算方法，探討對轉螺槳之前、後螺槳尾跡流交互作用，再根據黏性流的分析結果對對轉螺槳的 BEM 分析程式進行修正，建立一兼顧計算精度與計算效率的對轉螺槳邊界元素法。

1. 由於前螺槳尾跡流在後螺槳之下游對於流場的影響減少，我們根據黏性流計算中的分析結果，在 BEM 中我們透過尾跡流參數的調整，使前螺槳尾跡流消失或使其所具有的速度勢影響衰減。並可藉由找到一最佳截斷位置與衰減係數之組合，提高 BEM 對後螺槳受力計算的精度。
2. 應用 BEM 0.5_0.5 計算 DTMB 系列螺槳 CRP 4*4 與 CRP 4*5，CRP 4*4 的計算結果顯示截斷前槳尾跡流的 BEM 能獲得和黏性流方法非常相近的計算趨勢。雖然前槳推力和後槳扭矩和實驗值誤差較大，但最大誤差仍在 10%以內。而 CRP 4*5 的計算結果顯示，後螺槳在設計點的受力計算結果和實驗值誤差從 6%~7% 下降至 0.7%~1.3%。
3. 對於快艇系列螺槳，若將系列中各組螺槳之前螺槳尾流都截斷在 OR 的位置，也就是前螺槳尾跡流在後螺槳後都不復存在的情況下，其無論是推力或扭矩的計算，和黏性流計算結果的差距會從原本無截斷前槳尾流的 10%~15%下降至正負 5%以內。

由於同系列可以應用相同的尾跡流模型修正參數，使得對轉螺槳邊界元素法在設計階段即可有效地進

行性能預測，節省應用黏性流方法計算的冗長時間。

本文藉由分析對轉螺槳的流體動力學特性並對 BEM 計算設定進行修正，使其更貼合真實流場情況，文獻中尚未發現相同的作法。修正後的 BEM 能達到和黏性流方法相近的計算精準度，也一定程度改善了和實驗值之間的誤差，此計算方法便能提供設計者在設計階段時，能針對對轉螺槳之性能進行快速且精準的預估。

參考文獻

1. Inukai, Yasuhiko. "Development of Electric Propulsion Vessels with Contra-Rotating Propeller." *マリンエンジニアリング* 46.3 (2011): 313-319.
2. 陳冠臻, "對轉螺槳非常力之計算與分析", 碩士論文, 國立台灣海洋大學, 2011.
3. Hsin, Ching-Yeh. Development and analysis of panel methods for propellers in unsteady flow. Diss. Massachusetts Institute of Technology, 1990.
4. Kerwin, J. E., "The Solution of Propeller Lifting Surface Problems by Vortex Lattice Methods, M. I. T., Ph. D. Thesis", 1961.
5. Kerwin, Justin E. A deformed wake model for marine propellers. MASSACHUSETTS INST OF TECH CAMBRIDGE DEPT OF OCEAN ENGINEERING, 1976.
6. Miller, Marlin L. Experimental Determination of Unsteady Forces on Contra-rotating Propellers for Application to Torpedoes. DAVID W TAYLOR NAVAL SHIP RESEARCH AND DEVELOPMENT CENTER BETHESDA MD SHIP PERFORMANCE DEPT, 1981.
7. Hu, Jian, et al. "Tip vortex prediction for contra-rotating propeller using large eddy simulation." *Ocean Engineering* 194 (2019): 106410.
8. Capone, Alessandro, Fabio Di Felice, and Francisco Alves Pereira. "On the flow field induced by two counter-rotating propellers at varying load conditions." *Ocean Engineering* 221 (2021): 108322.
9. Pereira, Francisco Alves, Alessandro Capone, and Fabio Di Felice. "Flow field and vortex interactions in the near wake of two counter-rotating propellers." *Applied Ocean Research* 117 (2021): 102918.

DEVELOPMENT OF A SUITABLE WAKE MODEL FOR THE CONTRA-ROTATING PROPELLER BOUNDARY ELEMENT METHOD

Y.-C. Chiu C.-Y. Hsin*¹ C.-C. Chuang** Solas Y. J. Lin ***

*Department of Systems Engineering and Naval Architecture, National Taiwan Ocean University

**Solas Science & Engineering Co., LTD

Keywords: contra-rotating propellers, tip vortex, propeller wake, RANS, boundary element method

ABSTRACT

This paper investigates the hydrodynamic characteristics of contra-rotating propellers using the viscous flow calculation method, focusing mainly on the interaction of wake flows between the front and rear propellers. By analyzing flow fields using the viscous flow method, modifications are made to the wake flow model in the boundary element method for contra-rotating propellers, aiming to make it closer to the characteristics of wake flows under actual conditions. We thus can establish a boundary element method for contra-rotating propellers that balances computational accuracy and efficiency. The viscous flow method is the URANS method, while the potential flow method is the boundary element method based on perturbation potential. Both methods compute the performance of contra-rotating propellers and compare the results with experimental data. The viscous flow URANS method analyzes wake flow characteristics for contra-rotating propellers, including wake contraction, the interaction of blade tip vortices, variations in wake vortex strength, and the influence of front and rear propellers on the flow field. In this study, two parameters, namely truncation and vortex strength attenuation, are added to the wake flow of the front propeller downstream of the rear propeller in the boundary element method. The results obtained from the modified boundary element method improve computational accuracy, closely matching the results of the viscous flow method, especially for the rear propeller. The results also indicate that the same set of wake flow parameters can improve the computational accuracy of propellers of the same series. Observing and analyzing the detailed flow fields obtained from the viscous flow method makes improvements to the wake flow model in the boundary element method, significantly enhancing its accuracy. Therefore, we can effectively use the boundary element method in design processes.