

## 高速船舶軸系校中研究之有限元素分析

張明雄

中國驗船中心

### ABSTRACT

The purpose of this thesis to study problems of the propulsion shafting alignment for over 100 gross-tons high speed crafts built by the local shipyards. Main concerns are driven to adopt the finite element method (FEM) design methods to calculate the static reaction forces at shaft bearings for the whole shafting system of high speed craft and then, to compare these results with those obtained from an overseas shipyard's original design value, such that the accuracy and characteristics of currently used method can be verified and shown.

It is verified that the result of numerical solutions obtained by using the method which near match with those from the overseas shipyard's original design in a static shafting alignment analysis. In this study result shows that it can further be applied to the practical design and numerical analyses in all respects for high speed craft shafting alignment. Moreover, the advantage of the proposed approaches, it also offer a safer and more reliable guarantee for marine navigations and reduce the possibility of machinery damage and malfunction and thus, they can promote the safety of life at sea and the whole running economical efficiency for the ships' owner.

**Key words:** High Speed Craft, Shafting Alignment, Finite Element Method (FEM).

### 摘 要

本篇文章之主旨在於研究目前國內中小型造船廠所建造 100 總噸級以上之高速船舶推進軸系校中問題，研究主軸在於嘗試運用有限元素法 (Finite Element Method) 理論方法於實船分析之案例中，計算後所求得整

個軸系在靜態下各軸承上之反作用力與國外造船廠原設計計算結果互相比較探討以驗證該理論方法之特色及準確性。

研究結果驗證出所運用之理論方法求解在靜態狀況下各軸承上所承受之反作用力與國外造船廠原設計計算結果相近。分析結果說明該方法可應用於高速船舶推進軸系校中實務設計及各項分析之領域中。其預期效益可增加高速船舶於海上航行運轉時之安全性及可靠性，並減少因機械損傷與故障發生進而提升海上人命安全及船東整體營運之經濟效益。

關鍵詞：高速船舶、軸系校中、有限元素法

## 一、前言

台灣四面環海，是一個海島型國家；是以舉凡各行各業在從事不同經濟活動及任務時，種是與海洋脫離不了關係。目前這十幾年來，由於國內經濟高度發展及成長結果，為因應各種海上活動，包括離島間海上交通運輸及貨物運送、休閒娛樂、觀光、賞鯨、海釣與海上緝毒走私、救難、搜尋及人員運送等任務需求。海巡署及民間私人企業紛紛建造多種不同需求之高速艇，如高速巡邏艇、高速交通船、離島觀光及賞鯨船、海釣船及休閒娛樂用船等。

因此，近幾年來為因應國內各種不同需求之高速船舶建造逐漸大型化、多樣化、功能化及舒適化之趨勢下；則高速船舶航行時之安全及避免因推進軸系校中設計問題所造成機械故障損傷而影響海上人命安全及船東營運經濟效益將成為重要研究課題。

根據了解，一般中小型造船廠對於建造 100 總噸級以上之高速船舶，有關其推進軸系之校中設計計算等工作；大多委託由國外主機製造廠、減速機製造廠、螺槳俾葉製造廠，或是由國外知名造船廠等其中之一來負責整合設計及計算後，提供計算安裝數據及施工圖樣；再由國內造船廠或外包工廠來進行安裝。且安裝後該整個軸系上各軸承的負荷和彎曲力矩等實際操作狀況，是否符合船級協會相關法規規定或原廠廠家所設計容許值內之要求；因大部份船廠未做安裝後查核工作而無法得知。

本文之研究目的，在於希望透過該研究探討能更增加高速船舶在海上航行運轉時推進軸系之安全性及可靠性，並減少不必要之機械損傷與故障發生與船舶上架維修次數及成本增加，進而提高船舶海上航行時人命安全。

## 二、設計條件

### 2.1 高速船定義

世界各大船級協會對於高速船之定義大致上皆依據國際海事組織(IMO)之所屬海事安全委員會(MSC)在西元1994年所招開第63次委員會會議中所採納之第36次決議案，即MSC.36(63)決議案[4]。其所採納之高速船規範(1994 HSC Code)中對高速船所下之定義[6]。現以中國驗船中心於2003年出版之高速船舶建造與入級規範內對高速船所下之定義來說明之[14]。

“高速船”：係指最大船速以每秒m/s計，等於或大於以下(2-1-1)式所規定之船舶：

$$3.7 \nabla^{0.1667} \quad (\text{m/s}) \quad (2-1-1)$$

式中： $\nabla$ =對應於設計水線之排水體積( $\text{m}^3$ )。

### 2.2 設計目的

高速船推進軸系(Shafting System)一般係由主機、減速機、軸聯接器、中間軸、軸承、傳動軸、艙軸管、大小軸架及推進器組合而成之推進系統(Propulsion System)。而軸系校中設計與計算，對船舶機裝工程而言[9]；關係建造成敗及海上人命安全與船東整體營運效益，實為船舶建造設計中極為重要之一環。

因此軸系校中設計主要目的可歸類如下所述：

- 1.設計整個軸系的靜力負荷均勻分佈，確保整體軸系所承受應力負荷等在原始設計規劃之範圍內。
- 2.確保軸承及軸套之負荷在設計安全值內及符合船級協會規範相關規定。
- 3.確保減速機前後端軸承負荷在廠家設計容許值範圍內，並防止整個軸系及傳葉不必要之振動。

## 2.3 研究範圍

一般軸系校中設計可以分為兩階段，第一階段為軸系校中設計計算問題；第二階段為軸系校中下水後的安裝及有關計算問題。而本文研究之主要內容，係針對高速船舶推進軸系之校中設計計算等問題為研究主軸；可歸屬為軸系校中設計的第一階段。

另一方面，對於本文有關高速船舶推進軸系校中(Propulsion Shafting Alignment)設計之研究範圍其軸系主要佈置係為主機、減速機、軸聯接器、中間軸、艉軸管、艉軸、前後軸支架軸承及推進器等所組合而成之推進系統(Propulsion System)。

至於其他高速船舶推進系統，諸如噴水式(Water Jet Propulsion System)以及穿水式(Surface Drive Propulsion System)推進系統則不在本文之研究範圍內。

## 2.4 法規及設計要求

各船級協會有關高速船舶規範中，對於軸系校中設計過程中各軸承(Shaft Bearings)、後艉軸管軸承(Aft Stern Tube Bush Bearing)以及前軸支架軸承(Forward Shaft Strut Bush Bearing)所能承受之負荷範圍其規定雖然各有不同，但是規範之精神卻是大同小異。並且推進軸上所能承受由於彎曲力矩所產生之彎曲應力，亦不能超過所使用推進軸材料本身之降伏強度為考慮。除此之外，在軸承支撐點附近，所產生之傾斜角度，亦需符合船級協會高速船舶規範要求。

現在依照勞氏驗船協會(LR)之“1996年版之特別用途船舶建造與入級規範”(Rules and Regulations for Classification of Special Service Craft, 1996) [3]以及挪威驗船協會(DNV)之“2003年版之高速輕構與海軍水面推進船艇建造與入級規範”(Rules for Classification of Ships / High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft, 2003) [2]內有關範圍之規定及一般設計要求重點綜合摘要整理說明如下所述。

### 2.4.1. 軸系校中設計時各軸承所須承受壓力之要求範圍

後艉軸管軸承(Aft Sterntube Bush Bearing)之壓力範圍：

(1)使用經認可之強化樹脂材料者(Approved Reinforced Resin Bush Bearing)

$$P \leq 0.55 \text{ N/mm}^2$$

(2)使用經認可之橡膠材料者(Approved Rubber Composition Bush Bearing)

$$P \leq \text{依製造廠家規定 (一般為 } 0.25 \text{ N/mm}^2 \text{)}$$

(3)使用白合金材料者(White Metal Bush Bearing)

$$P \leq 8 \text{ N/mm}^2$$

(4)使用鑄鐵或青銅材料者(Cast Iron and Bronze Bush Bearing)

$$P \leq \text{依製造廠家規定}$$

(5)使用鐵梨木者(Lignumvitae Bush Bearing)

$$P \leq \text{依製造廠家規定}$$

#### 2.4.2.軸系校中設計時推進軸所須承受彎曲應力(Bending Stress)之要求範圍

一般造船廠對於推進軸所須承受之彎曲應力  $S_p$  設計要求因設計上使用不同材質而各有不同之要求。但是實務設計上一般要求以不超過以下公式之要求，如 (2-4-1) 式所示，

$$S_p \leq 0.05\sigma_y$$

(2-4-1)

式中，  $S_p$ ：推進軸承受之彎曲應力

$\sigma_y$ ：推進軸材料之降伏強度

#### 2.4.3. 軸系校中設計時之傾斜(Slope)之要求範圍

傾斜的意義，主要是指推進軸與後艉軸軸承之間傾斜之最大角度，如下圖 2.1 所示， $\theta$  即為推進軸與後艉軸軸承之間傾斜角度。而上述之角

度必須適當，否則，傾斜之角度太大將造成軸承負荷過大及過度磨擦，其結果易遭致軸承之損壞。

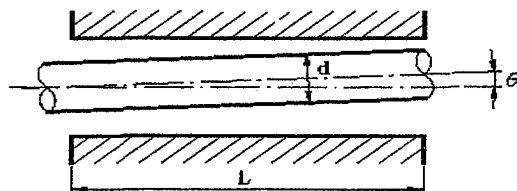


圖 2.1 推進軸與後艏軸軸承之間最大傾斜角度

至於船級協會有關推進軸與軸承之間最大傾斜角度之規定，大致綜合區分如下所述，

(1)後艏軸管軸承(Stern Tube Bush Bearing)與推進軸(Propeller Shaft)之間最大傾斜角度 $\theta$ 設計要求之規定，如(2-4-2)式所示，

$$\text{最大傾斜角度 } \theta \leq 3.0 \times 10^{-4} \text{ rad} \quad (2-4-2)$$

(2)前軸支架軸承(Forward Shaft Strut Bush Bearing)及中間軸軸承(Intermediate Shaft Bearing)與推進軸(Propeller Shaft)之間傾斜角度 $\theta$ 設計要求之規定：

最大傾斜角度 $\theta$ ：一般盡量為零

#### 2.4.4 各軸承支撐點之決定

軸系上各軸承支撐點位置決定關係著軸承間之跨距(Span)大小進而影響整個軸系校中計算的結果與準確性，非常重要，設計時必須考慮相關要求。船級協會對於高速船舶推進軸系上之中間軸軸承(Intermediate Shaft Bearing)及前軸支架軸承(Forward Shaft Strut Bush Bearing)支撐點位置之決定沒有強制規定，是依據各船級協會及船廠設計經驗[11,12]而定，一般而言，中間軸軸承及前軸支架軸承該處支撐點位置均被設定在該軸承之中心點上如圖 2.2 所示。

## Intermediate Shaft

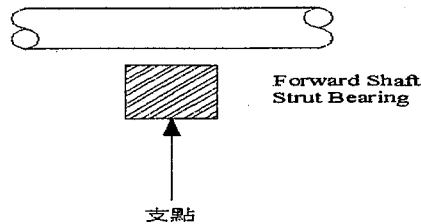


圖 2.2 一般中間軸軸承之中心點為支點之示意圖

但是對於後艏軸管軸承(Aft Stern Tube Bush Bearing)或後軸支架軸承(Aft Shaft Strut Bush Bearing) 長度之規定而言，船級協會則依據船廠設計上所選用不同的後艏軸管軸承材質而有不同軸承長度之規定，大致綜合區分如下所述，

- (1) 水潤滑式艏軸管軸承內襯經認可之橡膠材料者(Approved Rubber Composition Bush Bearing)

艏軸管軸承長度  $\geq 4$  倍之艏軸長度

- (2) 水潤滑式艏軸管軸承內襯經認可之強化樹脂材料者(Approved Reinforced Resin Bush Bearing)

艏軸管軸承長度  $\geq 2$  倍之艏軸長度

- (3) 油潤滑式艏軸管軸承內襯白合金材料者(White Metal Bush Bearing)

艏軸管軸承長度  $\geq 1.5$  倍之艏軸長度

- (4) 油潤滑式艏軸管軸承內襯鑄鐵或青銅材料者(Cast Iron and Bronze Bush Bearing)

艏軸管軸承長度  $\geq 4$  倍之艏軸長度

- (5) 其他非金屬材料之艏軸管軸承內襯者(Non Metallic Bush Bearing)

依製造廠家規定且製造材料須要認可之

由上述規定中得知艏軸管軸承其長度一般較中間軸軸承及前軸支架

軸承長度來得長，約為艏軸直徑之 1.5~4 倍不等，且其艏端裝有相當重量之螺旋槳，因此，依據各造船廠經年之設計經驗，一般均設定該處軸承之支撐點位置在  $1/3$  艏軸直徑位置上如圖 2.3 所示。若是鐵藝木艏軸管軸承則以  $4/3$  艏軸軸徑之處為支撐點位置，如圖 2.4 所示。

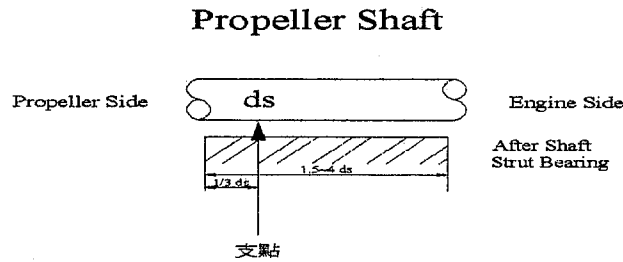


圖 2.3 一般艏軸管軸承以  $1/3$  艏軸軸徑  $ds$  處為支點之示意圖

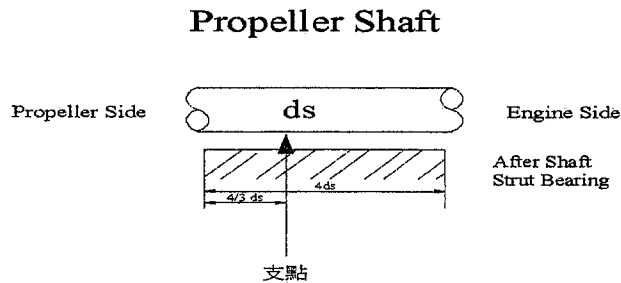


圖 2.4 一般鐵藝木艏軸管軸承以艏軸軸徑  $ds$  之  $4/3$  處為支點之示意圖

### 三、有限元素法之理論分析

#### 3.1 理論基礎

推進軸系受力分析係採用有限元素法為理論基礎[1]，進行受力分析與理論推導，在進行理論推導之前，將軸系視為一連續樑，支撐軸承視為剛性體，並且將船殼與軸承之變形等視為彈性支撐。

一般基本假設說明如下：

1. 逆時針彎曲力矩為正。
2. 逆時針撓角為正。
3. 沿 Y 軸正方向受力為正。

4. 沿 Y 軸正方向之位移為正。

步驟一：樑受力自由體圖如圖 3-1 所示。

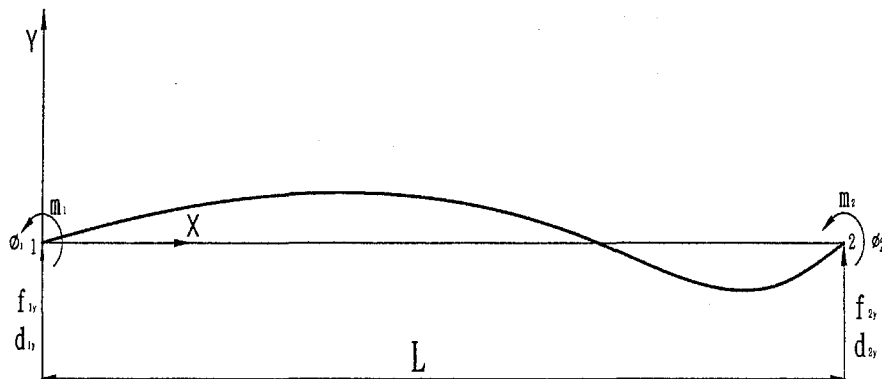


圖 3.1 樑受力自由體圖

步驟二：選擇位移方程式；由於節點 1 及節點 2 均有橫向位移  $d_y$  及微小撓角  $\phi$ ，因此節點 1 及節點 2 共有四個自由度，故選擇假設位移方程式如 (3-1-1) 式。

$$v(x) = a_1 x^3 + a_2 x^2 + a_3 x + a_4 \quad (3-1-1)$$

如圖 3-1 所示，可得 (3-1-2) 式、(3-1-3) 式、(3-1-4) 式及 (3-1-5) 式之邊界條件。

$$v(0) = d_{1y} = a_4 \quad (3-1-2)$$

$$\frac{dv(0)}{dx} = \phi_1 = a_3 \quad (3-1-3)$$

$$v(L) = d_{2y} = a_1 L^3 + a_2 L^2 + a_3 L + a_4 \quad (3-1-4)$$

$$\frac{dv(L)}{dx} = \phi_2 = 3a_1 L^2 + 2a_2 L + a_3 \quad (3-1-5)$$

將 (3-1-2) 式、(3-1-3) 式、(3-1-4) 式及 (3-1-5) 式之邊界條件帶入 (3-1-1) 式，整理可得 (3-1-6) 式。

$$v = \left[ \frac{2}{L^3} (d_{1y} - d_{2y}) + \frac{1}{L^2} (\varphi_1 + \varphi_2) \right] x^3 + \left[ -\frac{3}{L} (d_{1y} - d_{2y}) - \frac{1}{L} (2\varphi_1 + \varphi_2) \right] x^2 + \varphi_1 x + d_{1y} \quad (3-1-6)$$

將 (3-1-6) 式寫成 (3-1-7) 之矩陣式，即

$$v = [N] \{d\} \quad (3-1-7)$$

其中

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} d_{1y} \\ \varphi_1 \\ d_{2y} \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} \quad (3-1-7a)$$

$$[N] = [N_1 \quad N_2 \quad N_3 \quad N_4] \quad (3-1-7b)$$

$$N_1 = \frac{1}{L^3} (2x^3 - 3x^2L + L^3) \quad N_2 = \frac{1}{L^3} (x^3 - 2x^2L^2 + xL^3) \quad (3-1-8)$$

$$N_3 = \frac{1}{L^3} (-2x^3 + 3x^2L) \quad N_4 = \frac{1}{L^3} (x^3L - x^2L^2)$$

步驟三：如圖 3.2、圖 3.3 及圖 3.4 所示，考慮關連性之方程式，如 (3-1-9) 式及 (3-1-10) 式。

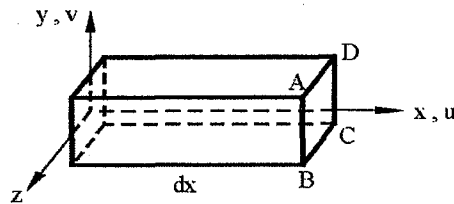


圖 3.2 梁變形前之斷面圖

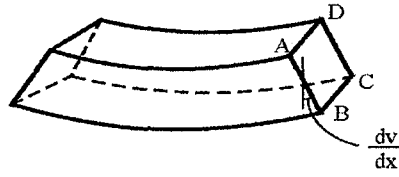


圖 3.3 樑變形後之斷面圖

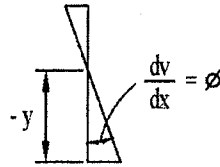


圖 3.4 ABCD 截面之撓角

$$\epsilon(x, y) = \frac{du}{dx} \quad (3-1-9)$$

$$u = -y \frac{dV}{dx} \quad (3-1-10)$$

將 (3-1-10) 式帶入 (3-1-9) 式中可得 (3-1-11) 式。

$$\epsilon_x(x, y) = -y \frac{d^2v}{dx^2} \quad (3-1-11)$$

由材料力學得知[16,17]，應力與應變及應力與彎矩之關係 (3-1-12) 式，故應變與彎曲力矩之關係 (3-1-13) 式，因此可得樑之橫向位移方程式與彎曲力矩之關係 (3-1-14) 式及橫向位移方程式與剪力之關係 (3-1-15) 式。

$$\sigma = \epsilon \times E, \quad \text{且} \quad \sigma = \frac{M_y}{I} \quad (3-1-12)$$

$$\epsilon = -\frac{M_y}{EI} \quad (3-1-13)$$

$$m(x) = EI \frac{d^2 v}{dx^2} \quad (3-1-14)$$

$$V = EI \frac{d^3 v}{dx^3} \quad (3-1-15)$$

步驟四：導出樑之剛性矩陣及方程式。

將前述樑之基本假設、邊界條件及 (3-1-14) 式與 (3-1-15) 式，帶入 (3-1-6) 式，則可得到 (3-1-16) 式、(3-1-17) 式、(3-1-18) 式及 (3-1-19) 式。

$$f_{1y} = V = EI \frac{d^3 v(0)}{dx^3} = \frac{EI}{L^3} (12d_{1y} + 6L\phi_1 - 12d_{2y} + 6L\phi_2) \quad (3-1-16)$$

$$m_1 = -m = -EI \frac{d^2 v(0)}{dx^2} = \frac{EI}{L^3} (6Ld_{1y} + 4L^2\phi_1 - 6Ld_{2y} + 2L^2\phi_2) \quad (3-1-17)$$

$$f_{2y} = -V = -EI \frac{d^3 v(L)}{dx^3} = \frac{EI}{L^3} (-12d_{1y} - 6L\phi_1 + 12d_{2y} - 6L\phi_2) \quad (3-1-18)$$

$$m_2 = m = EI \frac{d^2 v(L)}{dx^2} = \frac{EI}{L^3} (6Ld_{1y} + 2L^2\phi_1 - 6Ld_{2y} + 4L^2\phi_2) \quad (3-1-19)$$

將 (3-1-16) 式、(3-1-17) 式、(3-1-18) 式及 (3-1-19) 式，用矩陣表示成 (3-1-20) 式。

$$\begin{Bmatrix} f_{1y} \\ m_1 \\ f_{2y} \\ m_2 \end{Bmatrix} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_{1y} \\ \phi_1 \\ d_{2y} \\ \phi_2 \end{Bmatrix} \quad (3-1-20)$$

在 (3-1-20) 式中剛性矩陣  $[K]$  如 (3-1-21) 式。

$$[K] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (3-1-21)$$

### 3.2 軸系受力分析

圖 3.5 與圖 3.6 所示，分別為某高速船軸系佈置圖與軸系分析示意圖，該軸系佈置係由三段軸分別由三個液壓軸連結器來連結而成，其軸長不等長但軸徑及材質一致；從後艉軸支架至減速機輸出端共有四處支撐點，分別為後艉軸支架、前艉軸支架、水密隔艙壁機械軸封以及減速機輸出端底座。同時後艉軸支架外之推進軸上有一集中負荷俾葉接合於上。

由於該軸系負荷計有均佈負荷及集中負荷兩種，因此討論該軸系受力狀況時，僅就前述兩種負荷狀態來進行分析。

考慮整個軸系佈置圖與軸系分析示意圖，如圖 3.5、圖 3.6 所示；由於整個軸系所要考量的外在因素有螺旋槳重量、軸本身自重及軸連結器之自重，因此可將整個軸系分析圖離散成為兩個主要類型來作分析，如圖 3.7、圖 3.8 所示，並分別計算出各類型軸系之各元件之剛性矩陣及受力狀況。

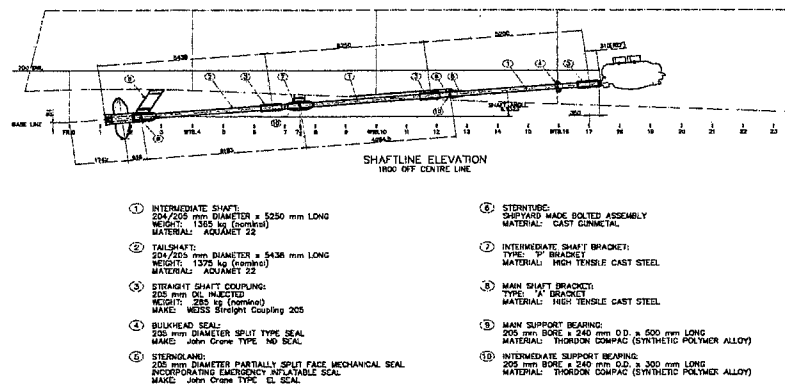


圖 3.5 某高速船軸系佈置示意圖

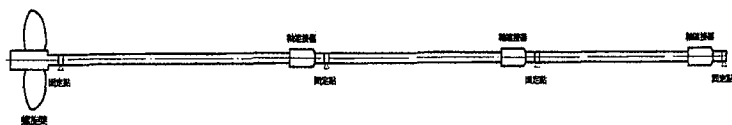


圖 3.6 某高速船軸系分析示意圖

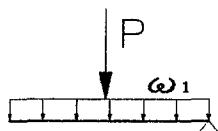


圖 3.7 螺旋槳重量及軸自重受力圖

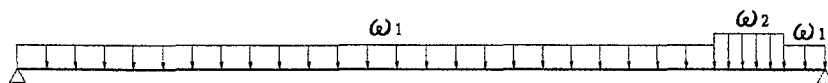


圖 3.8 軸連接器及軸自重受力圖

考慮軸系受螺旋槳重量及軸本身自重如圖 3.9 所示；

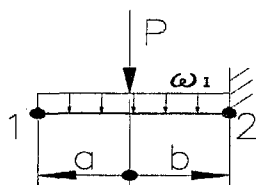


圖 3.9 螺旋槳及軸自重受力分析圖

利用重疊法原理可將圖 3.9 分解成軸自重所承受之均佈載重如圖 3.10 所示及軸受螺旋槳自重所承受之集中負荷如圖 3.11 所示；

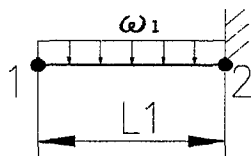


圖 3.10 軸自重受力分析圖

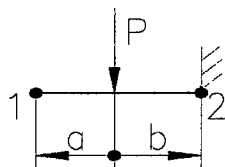


圖 3.11 軸受螺旋槳自重受力分析圖

圖 3.10 中可經由有限元素法相關附錄 A 中查表得到節點 1 及節點 2 之等效局部節點力及彎曲力矩，如 (3-2-1) 式、(3-2-2) 式所示[1]。

$$\begin{aligned} f^{(w)}_{1y} &= -\frac{\omega_1 L_1}{2} \\ f^{(w)}_{2y} &= -\frac{\omega_1 L_1}{2} \end{aligned} \quad (3-2-1)$$

$$\begin{aligned} m^{(w)}_{1y} &= -\frac{\omega_1 L_1^2}{12} \\ m^{(w)}_{2y} &= \frac{\omega_1 L_1^2}{12} \end{aligned} \quad (3-2-2)$$

圖 3.11 中可經由有限元素法相關附錄 A 中查表得到節點 1 及節點 2 之等效局部節點力及彎曲力矩，如 (3-2-3) 式、(3-2-4) 式所示。

$$\begin{aligned} f^{(\ell)}_{1y} &= -\frac{pb^2(L+2a)}{L^3} \\ f^{(\ell)}_{2y} &= -\frac{pa^2(L+2b)}{L^3} \end{aligned} \quad (3-2-3)$$

$$\begin{aligned} m^{(\ell)}_{1y} &= -\frac{pab^2}{L^2} \\ m^{(\ell)}_{2y} &= \frac{pa^2b}{L^2} \end{aligned} \quad (3-2-4)$$

將 (3-2-1) 式、(3-2-2) 式及 (3-2-3) 式、(3-2-4) 式，由重疊法原理可得圖 3.9 之等效局部節點力 (3-2-5) 式、(3-2-6) 式及彎曲力矩 (3-2-7) 式、(3-2-8) 式。

$$f_{1y} = -\frac{\omega_1 L_1}{2} - \frac{pb^2(L+2a)}{L^3} \quad (3-2-5)$$

$$f_{2y} = -\frac{\omega_1 L_1}{2} - \frac{pa^2(L+2b)}{L^3} \quad (3-2-6)$$

$$m_1 = -\frac{\omega_1 L_1^2}{12} - \frac{pab^2}{L^2} \quad (3-2-7)$$

$$m_2 = \frac{\omega_1 L_1^2}{12} + \frac{pa^2b}{L^2} \quad (3-2-8)$$

由圖 3.9 中已知節點 2 為固定端，故其邊界條件如 (3-2-9) 式

$$d_{2y} = 0 \quad \text{且} \quad \phi_2 = 0 \quad (3-2-9)$$

將 (3-2-5) 式、(3-2-7) 式及邊界條件 (3-2-9) 式帶入可將 (3-1-20) 式寫成 (3-2-10) 式。

$$\begin{Bmatrix} -\frac{\omega_1 L_1}{2} - \frac{pb^2(L+2a)}{L^3} \\ -\frac{\omega_1 L_1^2}{12} - \frac{pab^2}{L^2} \end{Bmatrix} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L \\ 6L & 4L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_{1y} \\ \phi_1 \end{Bmatrix} \quad (3-2-10)$$

可解出  $d_{1y}$  及  $\phi_1$ ；如 (3-2-11) 式所示。

$$\begin{Bmatrix} d_{1y} \\ \phi_1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\frac{\omega_1 L_1^4}{8EI} - \frac{pb^2(2L+a)}{6EI} \\ -\frac{\omega_1 L_1^3}{6EI} + \frac{pb^2}{2EI} \end{Bmatrix} \quad (3-2-11)$$

將 (3-2-11) 式帶入 (3-1-20) 式可得到 (3-2-12) 式，並可求出等效節點力及彎曲力矩，如 (3-2-13) 式所示，

$$\begin{Bmatrix} F_{ly}^{(e)} \\ M_1 \\ F_{2y}^{(e)} \\ M_2 \end{Bmatrix} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L_1 & -12 & 6L_1 \\ 6L_1 & 4L_1^2 & -6L_1 & 2L_1^2 \\ -12 & -6L_1 & 12 & -6L_1 \\ 6L_1 & 2L_1^2 & -6L_1 & 4L_1^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\omega_1 L_1^4}{8EI} - \frac{pb^2(2L_1+a)}{6EI} \\ \frac{\omega_1 L_1^3}{6EI} - \frac{pb^2}{2EI} \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3-2-12)$$

$$\begin{Bmatrix} F_{ly}^{(e)} \\ M_1^{(e)} \\ F_{2y}^{(e)} \\ M_2^{(e)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\frac{\omega_1 L_1}{2} - \frac{pb^2(L_1+2a)}{L^3} \\ -\frac{\omega_1 L_1^2}{12} - \frac{pab^2}{L^2} \\ \frac{\omega_1 L_1}{2} + \frac{pb^2(L_1+2a)}{L^3} \\ -\frac{5\omega_1 L_1^2}{12} - \frac{pb^2(L_1+a)}{L^2} \end{Bmatrix} \quad (3-2-13)$$

整體節點所受之節點力 (F) 等效節點力 (F<sup>(e)</sup>) 及等效局部節點力 (f)

三者間之關係如 (3-2-14) 式，最後可求出整體節點所受之節點力如 (3-2-15) 式所示，

$$F = F^{(e)} - f \quad (3-2-14)$$

$$\begin{Bmatrix} F_{ly} \\ M_1 \\ F_{2y} \\ M_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_1 L_1 + \frac{p(a^2+b^2)(L_1+2a)(L_1+2b)}{L^3} \\ -\frac{\omega_1 L_1^2}{2} - \frac{p[b^2(L_1+a)-(a^2b)]}{L^2} \end{Bmatrix} \quad (3-2-15)$$

考慮軸系受軸連接器重量及軸本身自重如圖 3.12 所示；

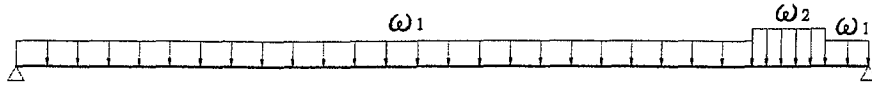


圖 3.12 螺旋槳及軸自重受力分析圖。

由功能法可得知均佈載重所產生的功 ( $W_{\text{distributed}}$ ) 如 (3-2-16) 式，而離散節點所產生的功 ( $W_{\text{discrete}}$ ) 如 (3-2-17) 式

$$W_{\text{distributed}} = \int_0^L \omega(x) \times v(x) dx \quad (3-2-16)$$

$$W_{\text{discrete}} = m_2 \phi_2 + m_3 \phi_3 + f_{2y} d_{2y} + f_{3y} d_{3y} \quad (3-2-17)$$

將 (3-1-6) 式帶入 (3-2-16) 式可得 (3-2-18) 式

$$\begin{aligned} W_{\text{distributed}} = \int_0^{L_2} \omega(x) \times v(x) dx = & -\frac{L_2 \omega}{2} (d_{2y} - d_{3y}) - \frac{L_2^2 \omega}{4} (\phi_2 + \phi_3) \\ & - L_2 \omega (d_{3y} - d_{2y}) + \frac{L_2^2 \omega}{3} (2\phi_2 + \phi_3) - \phi_2 \left( \frac{L_2^2 \omega}{2} \right) - d_{1y} (\omega L_2) \end{aligned} \quad (3-2-18)$$

考慮圖 3.13 可將 (3-2-18) 式計算整理成 (3-2-19) 式

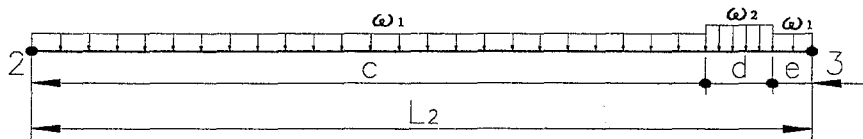


圖 3.13 均佈載重受力分析圖

$$\begin{aligned}
 \int_0^{L_2} \omega(x) \times v(x) dx = & - \left[ \frac{c\omega_1}{2} + \frac{(d-c)\omega_2}{2} + \frac{(e-d)\omega_1}{2} \right] (d_{2y} - d_{3y}) \\
 & - \left[ \frac{c^2\omega_1}{4} + \frac{(d-c)^2\omega_2}{4} + \frac{(c-b)^2\omega_1}{4} \right] (\phi_2 + \phi_3) \\
 & - [c\omega_1 + (d-c)\omega_2 + (e-d)\omega_1] (d_{3y} - d_{2y}) \\
 & + \left[ \frac{c^2\omega_1}{3} + \frac{(d-c)^2\omega_2}{3} + \frac{(e-d)^2\omega_1}{3} \right] (2\phi_2 + \phi_3) \\
 & - \left[ \frac{c^2\omega_1}{2} + \frac{(d-c)^2\omega_2}{2} + \frac{(e-d)^2\omega_1}{2} \right] \phi_2 \\
 & - [c\omega_1 + (d-c)\omega_2 + (e-d)\omega_1] d_{2y}
 \end{aligned} \quad (3-2-19)$$

ie ( $L_2 = c + d + e$ )

由功能法原理得知均佈載重所產生的功 ( $W_{distributed}$ ) 可等於離散節點所產生的功 ( $W_{discrete}$ ) 如 (3-2-20) 式所示：

$$W_{distributed} = W_{discrete} \quad (3-2-20)$$

將 (3-2-17) 式及 (3-2-20) 式帶入 (3-2-19) 式，由帶值法可得到等效局部節點力 (3-2-21) 式、(3-2-22) 式及彎曲力矩，(3-2-23) 式、(3-2-24) 式

$$f_{2y} = - \left( \frac{c\omega_1}{2} + \frac{(d-c)\omega_2}{2} + \frac{(e-d)\omega_1}{2} \right) \quad (3-2-21)$$

$$f_{3y} = - \left( \frac{c\omega_1}{2} + \frac{(d-c)\omega_2}{2} + \frac{(e-d)\omega_1}{2} \right) \quad (3-2-22)$$

$$m_2 = - \left( \frac{c^2\omega_1}{12} + \frac{(d-c)^2\omega_2}{12} + \frac{(e-d)^2\omega_1}{12} \right) \quad (3-2-23)$$

$$m_3 = \frac{c^2\omega_1}{12} + \frac{(d-c)^2\omega_2}{12} + \frac{(e-d)^2\omega_1}{12} \quad (3-2-24)$$

由圖 3.12 中可知軸系兩端點為固定支點，故可得邊界條件 (3-2-25)

式

$$d_{2y} = d_{3y} = 0 \quad (3-2-25)$$

將(3-2-23)式、(3-2-24)式及邊界條件(3-2-25)式帶入後，可將(3-1-20)式寫成(3-2-26)式。

$$\begin{Bmatrix} -\left(\frac{c^2\omega_1}{12} + \frac{(d-c)^2\omega_2}{12} + \frac{(e-d)^2\omega_1}{12}\right) \\ \frac{c^2\omega_1}{12} + \frac{(d-c)^2\omega_2}{12} + \frac{(e-d)^2\omega_1}{12} \end{Bmatrix} = \frac{EI}{L_2^3} \begin{bmatrix} 4L_2^2 & 2L_2^2 \\ 2L_2^2 & 4L_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_2 \\ \phi_3 \end{Bmatrix} \quad (3-2-26)$$

由(3-2-26)式可解出 $\phi_1$ 及 $\phi_2$ ；如(3-2-27)式所示；

$$\begin{Bmatrix} \phi_2 \\ \phi_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\frac{[\omega_1 c^2 + \omega_2 (d-c)^2 + \omega_1 (e-d)^2] L_2}{16EI} \\ \frac{[\omega_1 c^2 + \omega_2 (d-c)^2 + \omega_1 (e-d)^2] L_2}{16EI} \end{Bmatrix} \quad (3-2-27)$$

將(3-2-27)式帶入(3-1-20)式即可求出等效節點力及彎曲力矩，如(3-2-28)式所示；

$$\begin{Bmatrix} F_{2y}^{(e)} \\ M_2^{(e)} \\ F_{3y}^{(e)} \\ M_3^{(e)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{[\omega_1 c^2 + \omega_2 (d-c)^2 + \omega_1 (e-d)^2] L_2}{8EI} \\ 0 \\ \frac{[\omega_1 c^2 + \omega_2 (d-c)^2 + \omega_1 (e-d)^2] L_2}{8EI} \end{Bmatrix} \quad (3-2-28)$$

再由(3-2-14)式，可求出整體節點所受之節點力及彎曲力矩，如(3-2-29)式所示；

$$\begin{Bmatrix} F_{2y} \\ M_2 \\ F_{3y} \\ M_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\omega_1 c + \omega_2 (d - c) + \omega_1 (e - d)}{2} \\ \frac{[\omega_1 c^2 + \omega_2 (d - c)^2 + \omega_1 (e - d)^2]}{24} \\ \frac{\omega_1 c + \omega_2 (d - c) + \omega_1 (e - d)}{2} \\ \frac{[\omega_1 c^2 + \omega_2 (d - c)^2 + \omega_1 (e - d)^2]}{24} \end{Bmatrix} \quad (3-2-29)$$

最後利用重疊法原理將 (3-2-15) 式及 (3-2-29) 式可計算出節點 2 之節點力及彎曲力矩，如 (3-2-30) 式所示；

$$\begin{Bmatrix} F_{2y} \\ M_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \omega_1 L_1 + \frac{p(a^2 + b^2)(L_1 + 2a)(L_1 + 2b)}{L^3} + \frac{\omega_1 c + \omega_2 (d - c) + \omega_1 (e - d)}{2} \\ -\frac{\omega_1 L_1^2}{2} - \frac{p[b^2(L_1 + a) - (a^2 b)]}{L^2} - \frac{[\omega_1 c^2 + \omega_2 (d - c)^2 + \omega_1 (e - d)^2]}{24} \end{Bmatrix} \quad (3-2-30)$$

#### 四、實船計算分析

##### 4.1 實船軸系佈置

本章節將例舉某一雙俾推進系統(Dual Propulsion System)之高速船舶，其左右舷各有一部主機所構成之推進軸系(Propulsion Shafting System)。而每一舷主要佈置要件係為主機、減速機、軸聯接器(三個)、中間軸(二支)、艉軸管、前軸支架軸承、艉軸、後軸支架軸承及推進器等所組合而成。如圖 4.1 為某高速船舶軸系佈置圖所示。

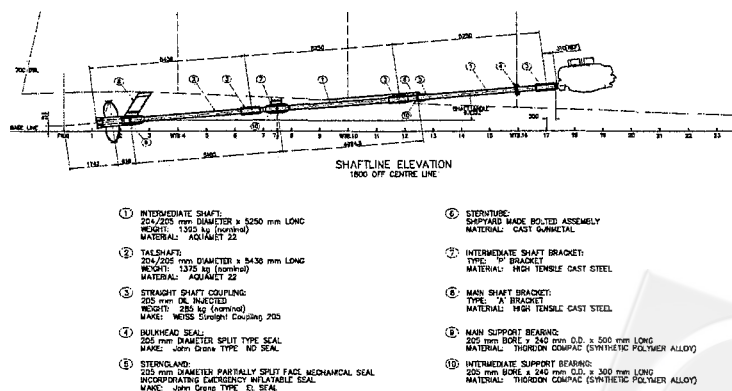


圖 4.1 某高速船舶軸系佈置示意圖

分別運用本文中前述第三章有限元素法理論基礎並搭配著有限元素數值分析軟體 Ansys Workbench 8.0 版之運算工具來執行實船推進軸系之校中計算工作。其計算條件是假設在靜態狀況下各軸承間之高低位置與整個軸系在同一參考線上，亦即指各軸承間之高低位置與參考線中間所產之誤差量  $\delta=0$  來各自求解整個軸系各軸承上之反作用力等各項數據。

其最終設計分析目標是使得整個推進軸系上在靜態以及在操作狀態下，各軸承上的反作用力能夠符合船級協會之高速船舶規範中所要求之容許範圍內，並符合在原始設計規劃之範圍內。

#### 4.2 有限元素法數值分析

本章節將以第四章有限元素法所推導之理論基礎為架構，利用電腦輔助 3D 繪圖軟體 Solid Works 2004 畫出整個軸系實體模型，並運用數值分析軟體 Ansys Workbench 8.0 來進行整個軸系受力分析，茲將相關分析參數及資料說明如下：

##### 1. 中間軸兩支：

每支中間軸尺寸及重量： $205\text{ mm}(\phi) \times 5250\text{ mm}(L) \times 13,377\text{ N}$   
(1365 Kgf)

##### 2. 艏軸一支：

艏軸尺寸及重量： $205\text{ mm}(\phi) \times 5438\text{ mm}(L) \times 13,475\text{ N}$ (1375Kgs)

##### 3. 中間軸及艏軸材質：Aquamet 22 Stainless Steel

##### 4. 中間軸及艏軸材質成分 [22]：(Wt %)

| C            | Si          | Mn      | P  | S        | Cr           | Ni        | Mo         | Cu | N          | V          | Co+Ta   |
|--------------|-------------|---------|----|----------|--------------|-----------|------------|----|------------|------------|---------|
| Max.<br>0.06 | Max.<br>1.0 | 4.0-6.0 | 73 | Max.0.03 | 20.5<br>23.5 | 11.5-13.5 | 1.5<br>3.0 | —  | 0.2<br>0.4 | 0.1<br>0.3 | 0.1-0.3 |

Material note : Iron content above calculated as remainder.

##### 5. 中間軸及艏軸材料機械性質：

Young's-modulus : 209 GPa

Mass Density :  $7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

Tensile Yield : 379 MPa

Tensile Ultimate : 689 MPa





圖 4-4 軸系受力剪力圖

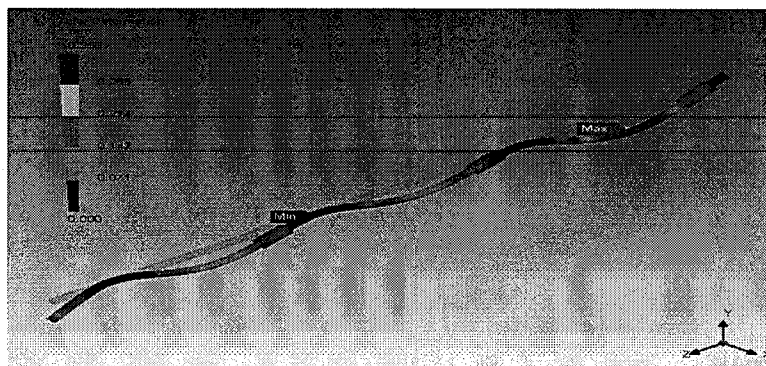


圖 4-5 軸系受力變形圖

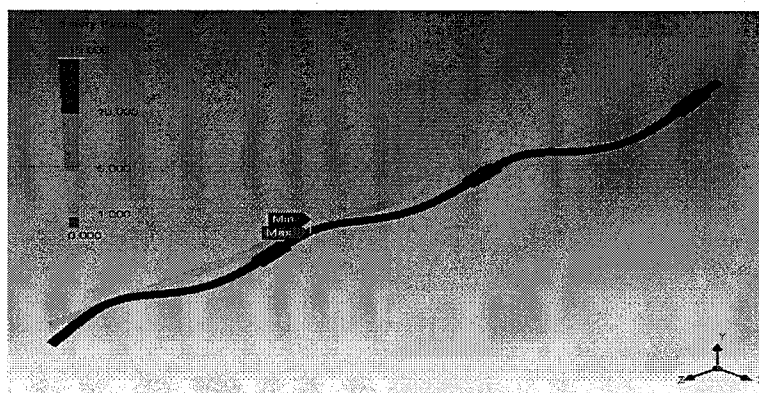


圖 4-6 軸系受力安全係數分佈圖

#### 10.分析結果說明：

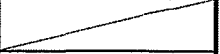
茲將上述有限元素法數值分析結果以及整個軸系在靜態狀況下受力分析型態圖表整理後，其中包括有關整個軸系受力後各個固定支點所承受之正向反作用力以及最大與最小等效應力、剪應力等分佈情況。整理

如表 4-1 及 4-2 所示並說明如下。

表 4-1 軸系受力各個支點正向反力分析結果數據表

| 固定支點位置<br>數值分析方法及結果 | 第一固定支點<br>(後軸支架軸承) | 第二固定支點<br>(前軸支架軸承) | 第三固定支點<br>(艉軸管軸承) | 第四固定支點<br>(減速機輸出端軸承) |
|---------------------|--------------------|--------------------|-------------------|----------------------|
| 有限元素法支點正向反力         | 23.606 KN          | 15.073 KN          | 16.227 KN         | 8.414 KN             |

表 4-2 軸系受力分析型態結果數據表

| 分析型態 | 等效應力      | 剪應力       | 變形       | 安全係數                                                                                |
|------|-----------|-----------|----------|-------------------------------------------------------------------------------------|
| 最大值  | 22.68 MPa | 11.87 MPa | 0.356 mm |  |
| 最小值  | 1411.8 Pa | 814.68 Pa | 0 mm     |                                                                                     |

- (1) 由圖 4-3 可知整個軸系受力後之等效應力在材料本身之容許最大降伏強度以內，非常安全。其最大等效應力發生區域顯示在第四固定支點(減速機輸出端軸承支點)處附近，而最小等效應力則發生於螺旋槳外緣處。
- (2) 由圖 4-4 可知整個軸系受力後之最大剪應力發生區域顯示在第三固定支點(艉軸管軸承支點)處附近，而最小應力則發生於螺旋槳外緣處。
- (3) 由圖 4-5 可知整個軸系受力後之最大變形量發生在第三固定支點(艉軸管軸承支點)與第四固定支點(減速機輸出端軸承支點)之間，而最小變形量則發生在第二固定支點(前軸支架軸承)處附近。
- (4) 由圖 4-6 可知整個軸系受力後之最小安全係數為 15，即發生在第二固定支點(前軸支架軸承)處附近。其最小安全係數設計值遠高於一般機械設計手冊所要求之最小安全係數設計值甚多。

## 五、結論與建議

### 5.1 結論

本研究其設計分析目標是使得推進軸系在靜態狀況下，各軸承的反作用力能夠符合船級協會之高速船舶規範中所要求之容許範圍，並且符合於原始設計規劃範圍以內。

將上述實船之整個軸系在靜態狀況下各軸承上所承受的反作用力的

計算分析結果與國外造船廠負責該實船軸系校中設計的計算結果相較後，整理如表 5-1 所示並說明如下。

表 5-1 軸系受力各軸承支點正向反作用力與國外原廠設計值分析結果比較表

| 固定支點位置      | 第一固定支點<br>(後軸支架軸承) | 第二固定支點<br>(前軸支架軸承) | 第三固定支點<br>(艗軸管軸承) | 第四固定支點<br>(減速機輸出端軸承) |
|-------------|--------------------|--------------------|-------------------|----------------------|
| 數值分析方法及結果   |                    |                    |                   |                      |
| 有限元素法支點正向反力 | 23.606 KN          | 15.073 KN          | 16.227 KN         | 8.414 KN             |
| 國外原廠設計值     | 22.035 KN          | 14.313 KN          | 18.482 KN         | 7.681 KN             |

由表 5-1 可得知運用有限元素法數值分析結果與國外原廠設計值兩者差異不大且在一般設計容差以內並符合在原始設計規劃，各軸承上所承受的反作用力亦能夠符合船級協會之高速船舶規範中所要求之容許範圍以內。

所以該研究結果驗證出本研究中所採用之理論方法運用於實船計算後所求得整個軸系在靜態狀況下各軸承上之反作用力與國外負責該軸系校中設計計算之造船廠所設計計算結果相近，證實該理論方法可應用於實際高速船舶推進軸系校中設計及各項分析之領域中。其效益除可增加高速船舶於海上航行運轉時推進軸系之安全性及可靠性外，並可減少因機械損傷與故障發生而影響到海上人命安全及船東整體營運之經濟效益。

## 5.2 建議

1. 運用有限元素法數值分析結果出來後，由上圖 4-3 中可知整個軸系受力後之等效應力雖然在材料本身之容許最大降伏強度以內，且軸承上所承受的反作用力亦能夠符合船級協會之高速船舶規範以及國外原廠設計值之要求。但是其最大等效應力發生區域顯示在第四固定支點(減速機輸出端軸承支點)處附近，則建議於新船軸系設計佈置及計算階段時，必須考慮到減速機本身(包括兩端軸承)之構造、材質強度、熱膨脹系數及潤滑等因素，並了解該船之使用特性及軸系設計佈置後，方能達成最佳之匹配。

2. 本研究中並不包含船殼變形、軸系於動態運轉中軸承之熱膨脹及潤滑油膜厚度變化等因素。

### 參考文獻

- [1] Daryl L. Logan, "Finite Element Method", Third Edition, 2002.
- [2] DNV, "Rules for Classification of Ships / High Speed, Light Craft and Naval Surface Craft", Part 4, Chapter 4, 2003.
- [3] LR, "Rules and Regulations for Classification of Special Service Craft", Part 13, Chapter 4, 1996.
- [4] IMO, Resolution of MSC. 36 (63), 1994.
- [5] IMO, Resolution of MSC. 97 (73), 2000.
- [6] International Code of Safety for High-Speed Craft, 1994 (1994 HSC Code).
- [7] International Code of Safety for High-Speed Craft, 2000 (2000 HSC Code).
- [8] Li Chang-Sheng, Koai Kwang-Lwh, "Optimization of Shaft Alignment on Ship", National Taiwan University, 1978.
- [9] Wei Wei-Min, "Solving Alignment Problem of a Regular Diesel Vessel by using Cubic Spline Curve Method", ISME Taipei, Dec. 13, 1992.
- [10] Harrington and Group of Author, "Marine Engineering", Society of Naval Architecture and Marine Engineering, U.S.A., 1978.
- [11] Hitachi Zosen, Design Department, "Calculation of Alignment", 1980.
- [12] Ishikawajima-Harima, Reserch Department, "Alignment", 1980.
- [13] Pressicaud, J.P., "Technical Assistance for Line-Shafting Alignment", Technical Bulletin, Head of Alignment Section, B.V., 1986.
- [14] 中國驗船中心，高速船建造與入級規範，2002。
- [15] 余建本，智慧型多域基因演算法於船舶軸系排列多目標最佳化設計之應用，高雄第一科技大學機械與自動化工程研究所碩士論文，2003。
- [16] Gere and Timoshenko，材料力學，科技圖書股份有限公司，1991。
- [17] 詹崑祥、張庭瑋、梁英文、鐘毅、段鏞、盧永華，材料力學，翰伸

出版有限公司，1997。

- [18] 魏為明，小型四衝程船用柴油主機軸承系統校中及振動之研究，海運學報，第四期，1996。
- [19] 魏為明，大型二衝程船用柴油主機軸系校中問題之技術研究，海運學報，第三期，1995。
- [20] 蔡宗壁，汪光兆，BSDM 排軸法應用於 PFGII 及柴油主機之實測，中船季刊，第十四卷，第二期，1993 年 4 月。
- [21] 湯烈漢，梁內應力與撓度的分析，明煌印刷事業有限公司，1982 年 8 月初版。
- [22] 宏昇螺旋槳股份有限公司不鏽鋼船用軸材料成分表。