

การวิเคราะห์ความเค้นของตัวเรือบริเวณห้องใบจักร Voith Schneider
ของ เรือหลวงลาดหญ้า ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
The Stress Analysis of the Voith Schneider Propeller Room of H.T.M.S. Lat Ya
by Finite Element Method

จารูวรรณ ธนเนตร¹ วิรุฬ ปันโกชา² สุมิตร ชอบสะอาด

กองออกแบบ อู่ทหารเรือพระจุลจอมเกล้า กรมอู่ทหารเรือ
57 ถ.สุขสวัสดิ์ ต.แหลมฟ้าผ่า อ.พระสมุทรเจดีย์ จ.สมุทรปราการ 10290
โทร. 0-24756934² โทรสาร 0-24756150 E-mail: jaruwan@navy.mi.th¹

Jaruan Thananate¹ Wirun Punpocha² Sumitr Chawbsa-aard
Design Division Chulachomkloa naval Dockyard Naval Dockyard Department
57 Suksawat Rd. Laemfapa Amper Samutjedi samutprakarn 10290
Tel. 0-24756934² Fax. 0-24756150 E-mail: jaruwan@navy.mi.th¹

บทคัดย่อ

การวิจัยนี้เป็นงานนำความรู้ทางด้าน Finite Element Analysis โดยใช้โปรแกรม ANSYS 5.4 มาวิเคราะห์โครงสร้างตัวเรือ โดยการจำลองแบบโครงสร้างของห้องที่ติดตั้งใบจักร Voith Schneider (VSP) ของ ร.ล.ลาดหญ้า และใช้วิธี Dynamic Harmonic Analysis มาวิเคราะห์การสั่นสะเทือนที่ตรวจวัดได้ เพื่อตรวจสอบค่าการโก่งตัวและความเค้นที่เกิดขึ้นที่พื้นห้องใบจักรและข้างเรือ โดยจะจำลองแบบของเปลือกเรือบริเวณห้องใบจักร แล้วใส่ความเร็วเชิงมุมไปที่บริเวณจุดศูนย์ของใบจักร ซึ่งอยู่ประมาณกึ่งกลางของแท่นใบจักร และเพิ่มขนาดจนกระทั่งเกิดการสั่นสะเทือนเท่ากับที่ตรวจวัดได้ จะมีการนำเอาการโก่งตัวของเปลือกเรือ เนื่องจากน้ำหนักถ่วงของใบจักรและแรงดันของน้ำเข้ามาคิดรวมด้วยโดยวิธี Superposition ผลที่ได้จากการวิเคราะห์ได้นำไปเปรียบเทียบกับผล การวิเคราะห์ของบริษัทผู้สร้างเรือ ซึ่งผลการเปรียบเทียบพบว่าค่าความเค้นที่ทางคณะวิจัยหาได้ มีขนาดมากกว่าประมาณหนึ่งเท่าตัว ผลลัพธ์ที่ได้ทั้งจากการศึกษาและของ บริษัทผู้สร้างเรือ พบว่าโครงสร้างเรือมีความปลอดภัยในการใช้งาน นอกจากนี้ยังได้ศึกษาการวิเคราะห์แบบ Modal Analysis เพื่อหาความถี่ธรรมชาติของโครงสร้างเปลือกเรือบริเวณดังกล่าว ผลลัพธ์ที่ได้จากการวิจัยนี้สามารถนำไปใช้ประโยชน์ในการใช้งานเรือต่อไป

Abstract

This research studied the application of finite element method in structural analysis by using software " ANSYS 5.4 ". The structure of Voith Schneider propeller foundation and the VSP room floor of H.T.M.S. Lat ya was modeled. By using data gathered from vibration measurement, suitable angular velocities were then applied to the center of the propeller's foundation to

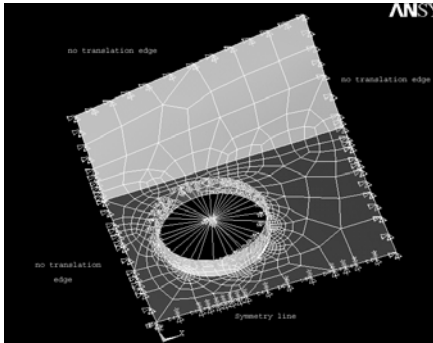
obtain responses comply to those fore-measured. The effect of the propeller weight and water pressure exerting static forces to the hull were also included by method of superposition. The corresponding pattern of hull deflection and stresses were then studied and compared to those computed by Intermarine S.p.A., the builder of the vessel. From the comparison the maximum amplitudes of the computed stresses was 1 time more than that computed by the ship builder . However the stresses derived by both parties did not exceed safety limits. Moreover, the study also covered modal analysis which results in natural frequencies of the structure. These results can be beneficial to the operation of the ship in the future.

1. บทนำ

ร.ล.ลาดหญ้า เป็นเรือลำทำลายทุ่นระเบิดที่กองทัพเรือ สั่งต่อจากบริษัท Intermarine S.p.A ซึ่งอยู่ในอิตาลี ขึ้นประจำการ เมื่อ ธันวาคม 2542 จากการตรวจวัดค่าการสั่นสะเทือนของระบบต่าง ๆ ภายในเรือโดย กองควบคุมคุณภาพ อู่ทหารเรือพระจุลจอมเกล้า กรมอู่ทหารเรือ ก่อนที่จะหมดเวลาตามสัญญาการรับประกันพบว่าโครงสร้างตัวเรือบริเวณห้องใบจักร Voith Schneider Propeller (VSP) มีค่าการสั่นสะเทือนที่สูงกว่าค่าทั่วไปเมื่อเปรียบเทียบกับค่าการสั่นสะเทือนของห้องเครื่องจักรของเรือลำอื่น ๆ [1] ข้อมูลการตรวจวัดเหล่านี้ได้ถูกส่งไปให้ บริษัท Intermarine S.p.A เพื่อทำการวิเคราะห์ ทางบริษัท ๆ ได้ใช้ program finite element "ANSYS" วิเคราะห์ข้อมูลเหล่านั้นและส่งผลการวิเคราะห์ค่า Induced stresses ที่เกิดขึ้นที่เปลือกเรือกลับมาว่าเปลือกเรือมีการสั่นสะเทือนอยู่ในเกณฑ์ที่ปลอดภัย กรมอู่ทหารเรือจึงได้จัดตั้งคณะทำงานขึ้นเพื่อศึกษาวิธีการใช้ โปรแกรม ANSYS เพื่อให้

5. Element type

การคำนวณแบบ finite element แบบจำลองจะถูกแบ่ง (Mesh) ออกเป็นส่วนย่อย (element) ชนิดของ element ที่ใช้แทนเปลือกเรือจะใช้ shell 99 ของ ANSYS 5.4 ซึ่งมีรูปร่างลักษณะดังแสดงในรูปที่ 5



รูปที่ 4 แสดงการ Mesh และ Boundary conditions

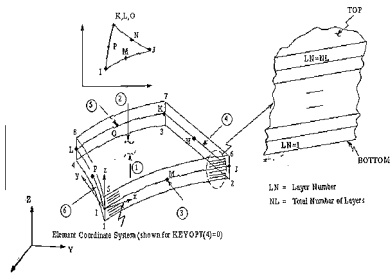
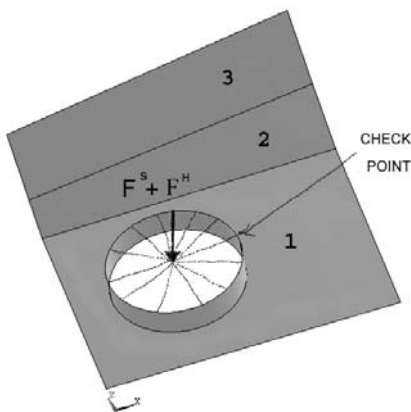


Figure 4.99-1 SHELL99 100-Layer Structural Shell

รูปที่ 5 ลักษณะของ Shell 99 ที่ใช้กับแบบจำลอง [4]

6. แรงที่ทำให้เปลือกเรือโก่งตัว

ตามที่ได้อธิบายมาแล้ว ในสมมติฐานเกี่ยวกับแบบจำลองการพิจารณาแรงที่กระทำทำให้เปลือกเรือโก่งตัวจะอ้างอิงแนวขอบของเปลือกเรือที่เป็นรอยต่อกับผนังกันน้ำเป็นแกนอ้างอิง ซึ่งจะมีแรงที่ทำให้โก่งตัว 3 แรงตามที่แสดงในรูปที่ 6 คือ



รูปที่ 6 แรงที่ทำให้เปลือกเรือบริเวณห้องใบจักร VSP โก่งตัว

1. แรงที่เกิดจากการสั่นสะเทือนของเครื่องใบจักร, แรงกระแทกของน้ำ จากการหมุนของใบจักร และแรงอื่น ๆ ที่มีขนาดเปลี่ยนไปมาเทียบกับเวลา รวมเป็นแรง F^H กระทำที่จุดศูนย์กลางของใบจักร ซึ่งทำให้เกิดความสั่นสะเทือนในแนวตั้ง ที่จุดตรวจวัดตรงขอบใบจักรมี Amplitude 0.3 มม. ที่ความถี่ 7.8 Hz แรง F^H นี้เป็นแรงแบบ Harmonic
2. แรง F^S ที่เกิดจากน้ำหนักถ่วงของใบจักร VSP แรงนี้เป็นแรงแบบ static
3. แรงจากแรงดันของน้ำ ซึ่งพื้นห้องใบจักรมีความลึกเฉลี่ยจากระดับผิวน้ำประมาณ 0.85 เมตร ดังนั้นแรงดันน้ำเฉลี่ยที่กระทำต่อพื้นห้องใบจักร (พื้นบริเวณที่ 1) จะมีค่าประมาณ 8,500 Pa แรงนี้สามารถประมาณได้ว่าเป็นแรงแบบ static (จะละเว้นการพิจารณาแรงดันของน้ำที่ กระทำต่อพื้นที่บริเวณที่ 2 และ 3)

7. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

7.1 การหาค่าความเค้นบนแบบจำลอง อันเกิดจากการสั่นสะเทือน

สมการที่ใช้ในการคำนวณ Harmonic response ของแบบจำลอง ใน ANSYS มาจากสมการการสั่นสะเทือนของ lumped mass คือ

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = F_0 \sin \omega t \quad (1)$$

โดย m = มวลของวัตถุ, c = ค่าความหน่วงของระบบ, k = ค่าความยืดหยุ่นของโครงสร้าง, ω = ความเร็วเชิงมุมที่มากกระทำ, F_0 = ขนาดของแรงกระทำสูงสุด, t = เวลา, u = การขจัด, \dot{u} = ความเร็ว และ \ddot{u} = ความเร่ง ซึ่งถ้าเขียนในรูปสมการ Matrices ของแต่ละ element จะได้

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^0\} \quad (2)$$

โดย

- [M] = Structural mass matrix,
- [C] = Structural damping matrix,
- [K] = Structural Stiffness matrix,
- $\{F^0\}$ = เวกเตอร์ของแรงที่กระทำ,
- $\{u\}$ = เวกเตอร์การขจัด,
- $\{\dot{u}\}$ = เวกเตอร์ความเร็ว และ
- $\{\ddot{u}\}$ = เวกเตอร์ความเร่ง

ซึ่งรูปร่างของ element ที่ใช้ (สามเหลี่ยม, สี่เหลี่ยม, ฯลฯ) จะมีผลต่อ structural mass matrix, [M] ผ่านทาง shape function กล่าวคือ

$$[M] = \int_V [N]^T \rho [N] dV \quad (3)$$

โดย [N] เป็น shape function array ของ element ที่ประกอบกันเป็น model นั้น ๆ, ความเครียด (strain) หาได้จากสมการ

$$\{\epsilon^e\} = [B]\{u\} \quad (4)$$

โดยที่ $\{\epsilon^e\}$ = เวกเตอร์ของความเครียดที่ทำให้เกิดความเค้น, [B] = Strain-displacement matrix, $\{u\}$ = nodal displacement vector ความเค้น (stress) หาได้จาก

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon^e\} \quad (5)$$

โดยที่ $\{\sigma\}$ = เวกเตอร์ความเค้น, [D] = Elasticity matrix

7.2 Method of Superposition

ในกรณีที่ชิ้นวัสดุถูกกระทำโดยแรงหลายชนิด เช่น แรงแนวแกน, แรงโก่งงอ,แรงบิด, และหลายทิศทาง ความเค้นรวมที่เกิดขึ้น เมื่อพิจารณาที่จุดหนึ่ง ๆ ในระนาบหนึ่ง ๆ ของชิ้นวัสดุนั้น จะเป็นผลรวมของค่าความเค้นที่เกิดจากแรงย่อยแต่ละแรง ทั้งนี้ถ้าการเปลี่ยนรูปร่างของเนื้อวัสดุเนื่องจากแรงหนึ่งไม่มีผลกระทบต่อขนาดของแรงอื่น และการยึดหดตัวของวัสดุเนื่องจากแรงเหล่านั้นเป็นแบบเชิงเส้น [5]

เราจะใช้วิธีการนี้ ในการหาค่าความเค้นรวมสูงสุดที่เป็นไปได้ที่เปลือกเรือห้องใบจักร VSP เนื่องจากไม่สามารถ ใช้แรงกระตุ้นที่เป็นทั้ง static และ harmonic รวมกันในเวลาเดียวกัน ในการคำนวณแบบ Harmonic analysis ของโปรแกรม ANSYS

7.3 Modal Analysis

Modal analysis เป็นวิธีการวิเคราะห์ที่จะคำนวณค่าความถี่ธรรมชาติ (Natural frequency) และรูปแบบการสั่นสะเทือน (Mode shape) ของโครงสร้าง ค่า Modal Parameters ของ Modal analysis ประกอบด้วย

1. Modal frequency เป็นผลลัพธ์ของการวิเคราะห์สัญญาณใน time domain แล้วได้ผลลัพธ์เป็นกราฟประกอบด้วยยอด (Peak) หลาย ๆ ยอด ซึ่งแต่ละยอดคือผลจากปรากฏการณ์ Resonance ของแต่ละความถี่ธรรมชาติ
2. Modal damping คือค่าการลดหลั่นของการตอบสนอง (Response decay)
3. Mode shape คือ รูปแบบการสั่นสะเทือน โดยเป็นผลมาจากปรากฏการณ์ Resonance ในย่านความถี่ที่เราสนใจ

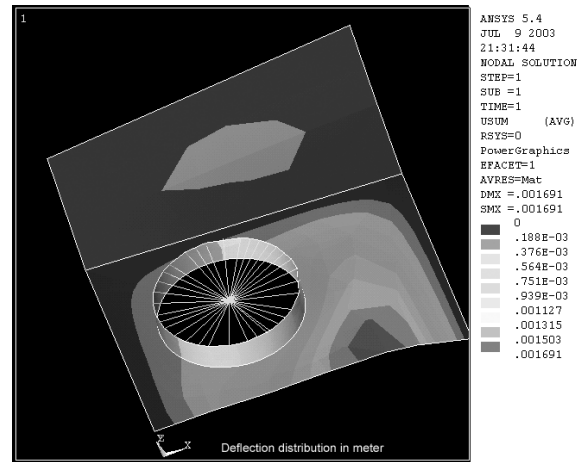
8. การหาค่าความเค้นที่เปลือกเรือจากแรง static

ใบจักร VSP หนึ่งชุดมีน้ำหนักประมาณ 9,000 กิโลกรัม มีส่วนที่จมลงในน้ำประมาณ 2 ลูกบาศก์เมตร เมื่อหักแรงลอยตัวแล้วเหลือน้ำหนักถ่วงจากใบจักรประมาณ 7,000 กิโลกรัม กระทำที่จุดศูนย์กลางของใบจักร แรงจะถูกส่งถ่ายมายังขอบฐานแท่นใบจักรที่เปลือกเรือโดยอาศัย element ที่เป็นข้อต่อ ได้ทำการคำนวณ 2 ครั้ง คือให้ boundary

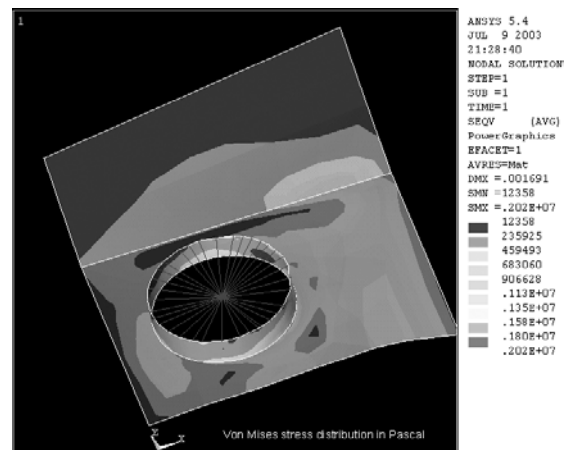
condition เป็นแบบ no translation ครั้งหนึ่ง และ Fix all อีกครั้งหนึ่ง ผลที่ได้สรุปอยู่ในตารางที่ 1 ตัวอย่างการกระจายตัว (distribution) ของการโก่งตัว และ Von mises stress ในกรณี boundary condition เป็นแบบ no translation แสดงอยู่ในรูปที่ 7 และ 8

ตารางที่ 1 ผลการคำนวณ ผลของ static load ที่มีต่อเปลือกเรือ

Boundary condition	No translation	Fix all
Max. deflection (m)	0.00169	0.0008
Max. VM stress (MPa)	2.02	1.7
Max. Shear stress(MPa)	0.75	0.48



รูปที่ 7 การโก่งตัวของเปลือกเรือเนื่องจากความดันของน้ำและน้ำหนักถ่วงของใบจักร (B.C.= no translation)



รูปที่ 8 Von Mises stress distribution เนื่องจากความดันของน้ำและน้ำหนักถ่วงของใบจักร (B.C.= no translation)

9. การหาค่าความเค้นที่เปลือกเรือจากแรง Harmonic

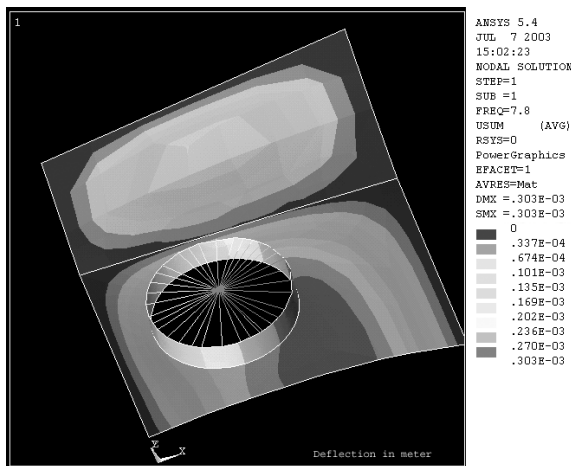
แรงส่วนใหญ่ที่กระตุ้นให้เปลือกเรือบริเวณห้องใบจักรทั้งหมด สันมีความน่าจะเป็นสูงว่ามาจากชุดใบจักร VSP จึงจะใส่แรงกระตุ้นเป็น ความเร็วเชิงมุมไปที่จุดศูนย์กลางของใบจักร ซึ่งอยู่ในระนาบขอบบน ของแท่นใบจักรตรงกลาง วงกลมด้วยความถี่ 7.8 Hz ซึ่งจะถูกส่งผ่าน มายังขอบฐานแท่นใบจักรทาง element ที่เป็นข้อต่อ Amplitude ของ ความเร็วเชิงมุมจะถูกเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ จนกระทั่งได้ค่าการโก่งตัวที่ขอบ แท่นใบจักร VSP ด้านหัวเรือประมาณ 0.3 มม. ตามที่คำนวณได้จาก การวัด หลังจากนั้น ค่า Bending และ Shear stress ที่ได้จะถูกตรวจสอบ การคำนวณจะกระทำ 4 ครั้ง 2 ครั้งแรกจะให้ค่า Damping ของ วัสดุ GRP เท่ากับศูนย์ Boundary condition จะพิจารณาเป็นกรณีนี้ที่ ขอบแบบจำลองเป็นแบบ no translation และแบบยึดแน่น 2 ครั้งหลัง จะให้ค่า Damping ของวัสดุ GRP เท่ากับ 1.5 ผลลัพธ์จากการคำนวณ โดยโปรแกรมแสดงอยู่ในตารางที่ 2 และ 3 และรูปที่ 9 และ 10 จะแสดง ตัวอย่างผลได้รับการกรณีนี้ค่า Boundary condition เป็นแบบ no translation

ตารางที่ 2 ผลของ Harmonic load ที่มีต่อเปลือกเรือ damping = 0

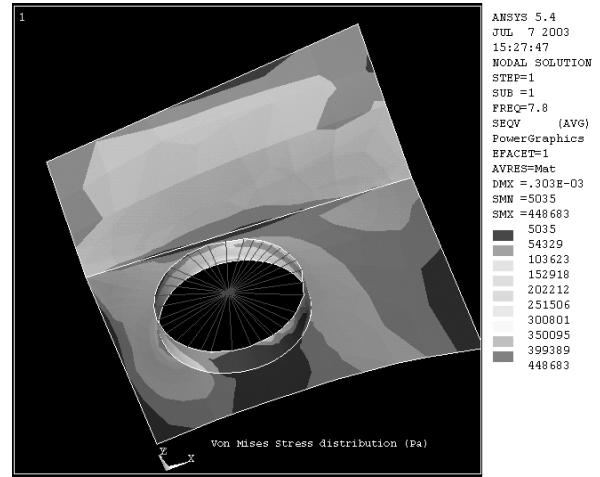
Boundary condition	No translation	Fix all
Max. deflection(m)	0.000303	0.000543
Max. VM stress (MPa)	0.448	1.26
Max. Shear stress (MPa)	0.136	0.373
Excitation velocity(m/s)	0.73	2.0

ตารางที่ 3 ผลของ Harmonic load ที่มีต่อเปลือกเรือ damping = 1.5

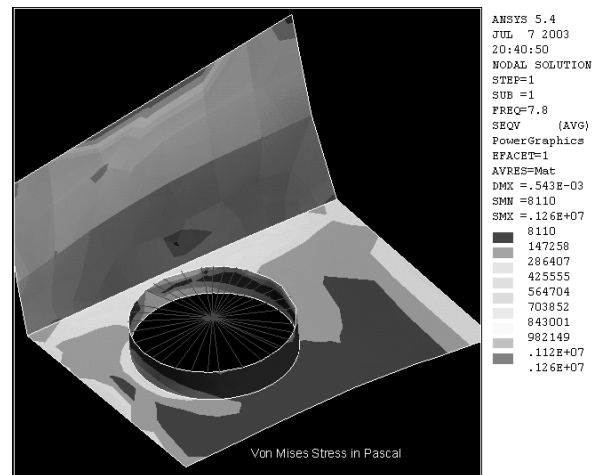
Boundary condition	No translation	Fix all
Max. deflection(m)	0.00146	0.00132
Max. VM stress (MPa)	1.93	3.23
Max. Shear stress (MPa)	0.496	0.690
Excitation velocity(m/s)	200	240



รูปที่ 9 แสดงการโก่งตัวของเปลือกเรือที่ B.C. เป็นแบบ no translation, damp = 0



รูปที่ 10 แสดง Von Mises stress ที่ B.C. เป็นแบบno translation, damp = 0



รูปที่ 11 แสดง Von Mises stress ที่ B.C. เป็นแบบfix, damp = 0

10. การวิเคราะห์ผล

เมื่อนำผลที่ได้จากการคำนวณส่วนของ static load และ sinusoidal load มารวมกันจะได้ผลลัพธ์ดังในตารางที่ 4 และ 5

ตารางที่ 4 ค่ามากที่สุดที่อาจเป็นไปได้ในกรณี damp = 0

Boundary condition	No translation	Fix all
Max. deflection(m)	0.001993	0.001343
Max. VM stress (MPa)	2.468	2.96
Max. Shear stress (MPa)	0.886	0.853

ตารางที่ 5 ค่ามากที่สุดที่อาจเป็นไปได้ในกรณี damp = 1.5

Boundary condition	No translation	Fix all
Max. deflection(m)	0.00315	0.00212
Max. VM stress (MPa)	3.95	4.93
Max. Shear stress (MPa)	1.246	1.17

จากการตรวจสอบรูปแสดง Von Mises stress distribution และ Shear stress distribution ทั้งจาก Static load และ Harmonic load พบว่ามีค่าสูงสุดบริเวณขอบฐานแท่นใบจักร ค่าที่เกิดจากการรวมค่าสูงสุดที่เกิดจาก load ทั้ง 2 ประเภทจึงมีโอกาสเกิดขึ้นได้ ในบริเวณดังกล่าว

สรุปผลการคำนวณค่าความเค้นระหว่างคานะทำงานกับบริษัท ฯ ได้ดังนี้

ตารางที่ 6 สรุปผลการเปรียบเทียบ

	VM Stress(Mpa)	Shear stress (Mpa)
Intermarine S.p.A.	2.1	ไม่แจ้ง
คานะทำงานฯ	4.93	1.246
ค่าที่ปลอดภัย	12.5*	2.25**
% (คานะฯ=100)	42.6	-

* ใช้ค่า ¼ Endurance limit (50 Mpa)

** ใช้ค่า ¼ Interlaminar shear strength (9 Mpa)

ค่าความเค้นสูงสุดที่ทางคานะทำงานคำนวณได้ และที่ทางบริษัทคำนวณได้ต่ำกว่าค่า Endurance limit ของเปลือกเรือซึ่งแสดงว่าเปลือกเรือมีความปลอดภัย ไม่มีการแตกฉกฉกรในการใช้งานแล่นไปตามผิวน้ำ ตามปกติการที่ค่าความเค้นตรงรอยต่อระหว่างเปลือกเรือ กับผนังกันน้ำของแบบจำลองที่ขอบเป็นประเภท no translation มีค่าต่ำกว่าค่าที่คำนวณได้จากขอบที่เป็นประเภท fix (เปรียบเทียบรูปที่ 10 กับรูปที่ 11) เป็นการแสดงความได้เปรียบของการสร้างเปลือกเรือเป็นแบบ monocoque ในกรณีที่เปลือกเรือต้องรับแรงสั่นสะเทือนสูงๆ เพราะโดยปกติบริเวณรอยต่อระหว่างเปลือกเรือกับผนังกันน้ำ (ที่เป็นแบบ Fix) เป็นจุดอ่อนที่มักเกิดการปริแตกขึ้นก่อนส่วนอื่นเสมอ เนื่องจากมีค่า Stress concentration สูง

จากการที่ต้องเพิ่ม Amplitudeการกระตุ้นเป็น 120-280 เท่าตัว (จากตารางที่ 2 และตารางที่ 3) เพื่อให้การสั่นสะเทือนเกิดขึ้นที่ขอบแท่นใบจักรเท่าเดิมเมื่อเปลี่ยนค่า Damping ของเปลือกเรือจาก 0 เป็น 1.5 แสดงว่าค่า Damping ของวัสดุ GRP มีผลต่อ Amplitude ของการสั่นสะเทือนเป็นอย่างมาก การเลือกใช้ค่า Damping ที่เหมาะสมสำหรับวัสดุ GRP นี้เป็นปัญหาหนึ่งของคานะทำงานฯ เนื่องจากทางบริษัท ฯ ไม่ได้ให้ค่าไว้ ในทางทฤษฎีค่า Damping จะมีผลต่อ Amplitude ของการสั่นสะเทือนเป็นอย่างมาก ถ้าความถี่ของการสั่นสะเทือนมีค่าใกล้

กับความถี่ธรรมชาติของวัตถุชิ้นนั้น ๆ ซึ่งข้อสันนิษฐานนี้สามารถตรวจสอบได้จากผลการวิเคราะห์ หาความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองนี้ในหัวข้อถัดไป

11. การหาความถี่ธรรมชาติของแบบจำลอง

โปรแกรม ANSYS สามารถใช้หาความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองได้โดยใช้คำสั่งวิเคราะห์แบบ Modal Analysis โดยที่จะต้องใส่ค่า คุณสมบัติของวัสดุคือค่าความหนาแน่น และค่า Young's modulus และจะต้องใส่ย่านความถี่ (Frequency range) ที่เราสนใจจะวิเคราะห์

จากการทดลองใส่ค่าต่าง ๆ ของวัสดุลงในโปรแกรมพบว่าความถี่ธรรมชาติของแบบจำลอง mode ที่ 1, 2, 3 และ 4 เป็น 7.61, 67.87, 78.18 และ 82.89 Hz. ตามลำดับ โดยความถี่ธรรมชาติของ mode ที่ 1 นับว่าใกล้เคียงกับค่าความถี่ที่ตรวจวัดมาก Mode shape ที่ 1 มีรูปร่างเดียวกับการโก่งตัวของเปลือกเรือ เนื่องจากแรง Harmonic ตั้งในรูปที่ 9

12. สรุป

ค่าความเค้นที่คานะทำงานฯ คำนวณได้มากกว่าที่ทางบริษัท Intermarine S.p.A. คำนวณได้ประมาณ 1 เท่า ตัว เนื่องจาก ทางคานะทำงานฯ ได้นำผลของน้ำหนักใบจักรและแรงดันของน้ำที่กระทำต่อเปลือกเรือเข้ามารวมด้วย ซึ่งจากการคำนวณพบว่า ค่าความเค้นที่เกิดจากแรง static และค่าความเค้นที่เกิดจากแรง harmonic มีขนาดใกล้เคียงกัน ซึ่งตรงนี้ทางบริษัทฯ ไม่ได้นำมาคิด อย่างไรก็ตามจากผลการคำนวณค่าความเค้นที่ได้นับว่าการสั่นสะเทือนของเปลือกเรืออยู่ในเกณฑ์ที่ปลอดภัย

การสั่นสะเทือนที่ตรวจวัดได้ที่มี Amplitude สูงเมื่อเทียบกับความสั่นที่ความถี่อื่น ๆ น่าจะเกิดจากการที่ความถี่ของการสั่นสะเทือนนั้นอยู่ใกล้ค่าความถี่ธรรมชาติที่ 1 ของเปลือกเรือมาก

เปลือกเรือชนิดที่ไม่มีกึ่งเรือและผนังกันน้ำเชื่อม ยึด ติดอย่างแน่นหนาน่าจะเหมาะ สำหรับการรับแรงสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นได้ดี เนื่องจากค่าความเค้นที่เกิดขึ้นตรงตะเข็บรอยต่อกับผนังกันน้ำ จะมีค่าความเค้นต่ำ

ค่า Damping ของวัสดุ GRP มีอิทธิพลต่อ Amplitude ของการสั่นสะเทือนของเปลือกเรือมาก ควรมีการค้นคว้าหรือทดลองเพื่อให้ได้ค่าที่ใกล้เคียงความเป็นจริงถ้าจะมีการวิจัยเกี่ยวกับการสั่นสะเทือนของเปลือกเรือลำนี้ในขอบเขตที่กว้างออกไปในอนาคต

13. กิตติกรรมประกาศ

คานะทำงานฯ ขอขอบพระคุณ พล.ร.ต. ศ. วีรวัฒน์ วงษ์ดนตรี รอง จก.อ.ฝ่ายบริหาร และ พล.ร.ต. มนต์ชัย วิมุขตานนท์ ที่ได้ให้คำแนะนำและกรุณาสนับสนุนคานะทำงานฯ ในการทำงานครั้งนี้

คานะทำงาน ฯ ขอขอบพระคุณ รศ. ดร. ปองวิทย์ ศิริโพธิ์ แห่งภาควิชาวิศวกรรมการบินและอวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ที่ได้ให้การสนับสนุนและให้คำแนะนำในการใช้งานโปรแกรม Finite Element Analysis "ANSYS 5.4"

เอกสารอ้างอิง

- [1] แผนกมาตรฐานและวิเคราะห์ กองควบคุมคุณภาพ อจปร. อร.,” สรุปลผลการตรวจวัดค่าการสั่นสะเทือนระบบขับเคลื่อนของ ร.ล. ลาดหญ้า”, บันทึกข้อความ แผนกมาตรฐานและวิเคราะห์ฯ ที่ กท. 0520.5.5/279 ลงวันที่ 22 ธันวาคม 2542.
- [2] สมศักดิ์ แจ่มแจ้ง, น.ท.,” พลศาสตร์ทางเรือ” กองวิชาวิศวกรรม เครื่องกลเรือ ฝายศึกษาโรงเรียนนายเรือ.หน้า 62
- [3] Intermarine S.p.A., “Technical report in response to deficiency report RTN code G 4/00”, No. 072.A.100.002,16 March 2000.
- [4] Swanson Analysis System,Inc.,” ANSYS User’s Manual : Elements,Vol. III”.
- [5] Boresi, Arthur P., Schmidt, Richard J., Sidebottom, Omar M.,” Advanced Mechanics of Materials “, 5th Ed., John Wiley & Sons, Inc. USA, 1993. p.5