การประชุมวิชาการนวัตกรรมด้านวิศวกรรมและเทคโนโลยีเพื่อเศรษฐกิจและสังคม ครั้งที่ 3
The 3rd Conference on Innovation Engineering and Technology for Economy and Society
วันที่ 29 มีนาคม 2563 ณ มหาวิทยาลัยเกษมบัณฑิต วิทยาเขตร่มเกล้า

การศึกษาวิเคราะห์สาเหตุของการแตกหักของเพลาข้อเหวี่ยง เครื่อง Compressed Natural Gas (CNG) Compressor

Failure Analysis a Crankshaft of Compressed Natural Gas (CNG) Compressor

ดำรงค์ จักษุทิพย์[1] สาคร รอดประชา[1] หนึ่งสยาม ฉุยเนย[1] ชานนท์ มูลวรรณ[1] สำเริง เนตรภู่[2,*]
[1,2] สาขาวิชาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษมบัณฑิต

Damrong Jaksuthip[1] Sakron Rodpracha[1] Nuengsiam Chuynoey[1] Charnont Moolwan[1]
and Samroeng Netpu[2]
[1,2] Department of Industrial Engineering, Faculty of Engineering, Kasembundit University
E-mail: Charnont Moolwan@kbu.ac.th

บทคัดย่อ

จุดประสงค์โครงการนี้ได้ศึกษาการวิเคราะห์ความเสียหายของเพลาข้อเหวี่ยง โดยมีวัตถุประสงค์เพื่อหาสาเหตุหลักที่แท้จริง หาแนวทางแก้ไข และป้องกันไม่ให้เกิดขึ้นอีกในอนาคต ความเสียหายของเพลาข้อเหวี่ยงเกิดขึ้น หลังที่ใช้งานได้ 15,490 ชั่วโมง โดยปกติการออกแบบอายุการใช้งานของเพลาข้อเหวี่ยงอยู่ที่ประมาณ 40,000-50,000 ชั่วโมง การตรวจสอบเชิงลึกของเพลาข้อเหวี่ยงพบความแข็งแรงสูงสุด 271.30 HV บริเวณ 1 มิลลิเมตร จากผิวนอกของเพลาข้อเหวี่ยง (Outer) จุดกึ่งกลางของชิ้นงาน (Core) มีความแข็งเฉลี่ย 260.16 HV แต่บริเวณผิวชั้นนอกของเพลา (Case) พบความแข็งต่ำ 247.70 HV เนื่องจากเป็นเนื้อเหล็กคาร์บอนปานกลางและพื้นผิวไม่ผ่านกระบวนการชุบแข็ง ส่วนผสมทางเคมีอยู่ในมาตรฐานเหล็กเกรด 45 GB/T699 Steel (China) และในการวิเคราะห์เพลาข้อเหวี่ยงนี้ใช้วิธี Finite element จำลองแบบสามมิติของเพลาข้อเหวี่ยงเครื่อง Compressor CNG โดยใช้ซอฟต์แวร์ Autodesk Inventor Professional ซอฟแวร์ Finite element (FEM) ถูกนำมาใช้เพื่อการวิเคราะห์การแสดงผลของแรงบิดของเพลาข้อเหวี่ยง จุดความเครียดสูงสุดซึ่งได้เปรียบเทียบผลทางทฤษฎี FEA และการทดลอง ผลลัพธ์จะเป็นรากฐานทางทฤษฎีที่มีคุณค่าสำหรับการแก้ปัญหาและปรับปรุงการออกแบบเพลาข้อเหวี่ยง
คำสำคัญ: ความเสียหายของเพลาข้อเหวี่ยง

Abstract

The purpose of this project was to study the analysis of crankshaft damage. With the objective of finding the root cause. Find solutions and prevent them from occurring in the future. Damage to the crankshaft occurs faster than scheduled. After using 15,490 hours. Usually, the design life of the crankshaft is approximately 40,000-50,000 hours. In-depth inspection of the crankshaft found the highest strength 271.30 HV at 1 mm from the Outer surface of the crankshaft. The center of the work piece. With an average hardness of 260.16 HV. But the outer surface area of the shaft. Found low hardness 247.70 HV because it is a medium carbon steel material and the surface is not hardened. Chemical ingredients are in the standard steel grade 45 GB / T699 Steel (China) and in the analysis of the crankshaft, Finite element method is used to simulate the three dimensions of the crankshaft, Compressor CNG By using Autodesk Inventor Professional software. Finite element software (FEM) is used to analyze the display of the crankshaft torque. Peak stress point which compares the theoretical results Peak stress point which compares FEA theoretical results and experiments.
Keywords: Crankshaft damage

1. บทนำ

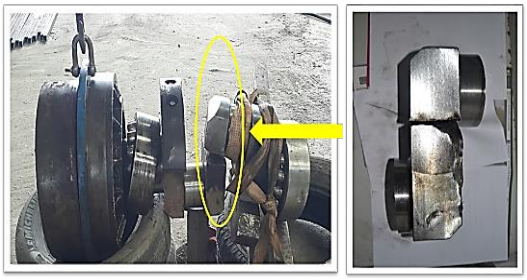
เนื่องจากในภาคอุตสาหกรรมของประเทศไทย ยังนำเข้าชิ้นส่วนอะไหล่เครื่องจักรกล จากต่างประเทศ ซึ่งก่อให้เกิดต้นทุนค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ และยังทำให้เสียโอกาสในการศึกษาพัฒนาผลิตภัณฑ์ทางด้านวิศวกรรม คณะผู้จัดทำจึงได้มองเห็นถึงประโยชน์ ในการศึกษาวิเคราะห์โครงสร้างของวัสดุชิ้นส่วนเครื่องจักรกล เพื่อหาแนวทางปรับปรุงพัฒนา ลดต้นทุนค่าใช้จ่ายให้กับสายงานการผลิตในภาคอุตสาหกรรมและพลังงานทางเลือก Compressed Natural Gas (CNG) ประเทศไทย ซึ่ง Crankshaft ที่นำมาทำการวิเคราะห์หาสาเหตุของการแตกหัก ทำจากวัสดุ 45 GBT 699 ขนาด 385.6x936x460 มิลลิเมตร เป็นชิ้นส่วนของเครื่อง Compressor CNG Model D-2.5/18-270 ซึ่งเป็นชิ้นส่วนที่ใช้มอเตอร์ 355 Kw เป็นตัวส่งกำลัง ฉะนั้นเพลาข้อเหวี่ยง จำเป็นต้องผลิตจากวัสดุที่มีความแข็งแรง ซึ่งเพลาข้อเหวี่ยง ได้ถูกออกแบบให้มีอายุการใช้งานมากกว่า 40,000 – 50,000 ชั่วโมง แต่ในความเป็นจริงชิ้นส่วนได้ถูกใช้งานเพียงแค่ 15,490 ชั่วโมง จึงเกิดการแตกหักก่อนระยะเวลาที่กำหนดการวิเคราะห์ความเสียหายของเพลาส่วนใหญ่มักจะพบการแตกหักเนื่องจาก การล้า การรับแรงกระแทก การสึกหลอ การแตกหักจากความเค้น ซึ่งการแตกหักจากการล้า จะมีสาเหตุมาจากแรงกระทำแบบรอบจึงทำให้เกิดความเค้นหนาแน่น (Stress Concentration) สูงขึ้น บริเวณที่เป็นจุดกำเนิดรอยแตก โดยมีปัจจัยต่าง ๆเช่น การล้าของวัสดุอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงของแรง ที่เปลี่ยนแปลงขนาดและกระทำกลับไปกลับมา (Dynamics Load) บนวัสดุ ซ้ำกันไปเป็นเวลานาน ทำให้วัสดุในจุดที่รับแรงเค้น (Stress) เกิดการล้าตัวมากขึ้นเรื่อย ๆ วัสดุจึงเกิดรอยแตกร้าว (Crack) จากรอยแตกร้าวเล็ก ๆ ก็จะขยายเป็นรอยใหญ่และเกิดพังเสียหาย รวมถึงรัศมีของเพลาข้อเหวี่ยงที่ไม่ตรงตามขนาด การใช้งานร่วมกับเครื่องจักรที่ชำรุด รวมทั้งปัจจัยอื่น ๆ ที่ไม่อาจส่งผลโดยตรงต่อการล้าแต่ทำให้ความต้านทานการล้าลดลง และเกิดการแตกหักในที่สุด เช่น การเลือกวัสดุที่ไม่เหมาะสม การออกแบบไม่เหมาะสม ปัจจัยต่าง ๆ เหล่านี้จะก่อให้เกิดการเสียหายเนื่องจากการล้าของเพลาข้อเหวี่ยง

การออกแบบชิ้นส่วนเพื่อหลีกเลี่ยงความเสียหาย [5] ผู้ออกแบบต้องตระหนักว่าชิ้นส่วนที่ออกแบบมี โอกาสเกิดความเสียหายได้หลายแบบเช่น การรับภาระเกิน (Overload) ความล้า (Fatigue) การคืบ (Creep) การผุกร่อน (Corrosion) การสึกหรอ (Wear) การโก่งงอ อย่างไรเสถียรภาพ (Buckling) เป็นต้น การระบุว่าชิ้นส่วนควรได้รับการออกแบบภายใต้เกณฑ์ความเสียหาย (Failure Criteria) แบบใดต้องพิจารณาปัจจัยหลายอย่างประกอบกัน เช่น การเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระตามเวลา หรือโหมดของภาระ (ดึง กด บิด ดัด ฯลฯ) อุณหภูมิ (สูงหรือต่ำเทียบกับจุดหลอมเหลวของวัสดุ) สภาพแวดล้อม (กัดกร่อนหรือเฉื่อย) รูปร่างของชิ้นส่วน (เรียวยาว แผ่นบาง ฯลฯ) เป็นต้น ถ้าผู้ออกแบบไม่มีประสบการณ์การออกแบบ จะต้องคาดการณ์ว่ามีโหมดความเสียหายใดบ้างที่มีโอกาสเกิดขึ้นได้โดยพิจารณาจากปัจจัย ต่าง ๆ ที่กล่าวไป จากนั้นจึงออกแบบชิ้นส่วนด้วยเกณฑ์ที่ป้องกันไม่ให้เกิดความเสียหายในโหมดเหล่านั้น หลังจากสร้างชิ้นส่วนแล้วก็ควรนำชิ้นส่วนไปทดสอบในสภาวะทดสอบจริงหรือสภาวะทดสอบเทียบเท่าเพื่อทวนสอบว่าชิ้นส่วนใช้งานในสภาวะใช้งานได้โดยไม่เสียหายหรือมีอายุใช้งานมากกว่าหรือเท่ากับที่ต้องการหรือไม่

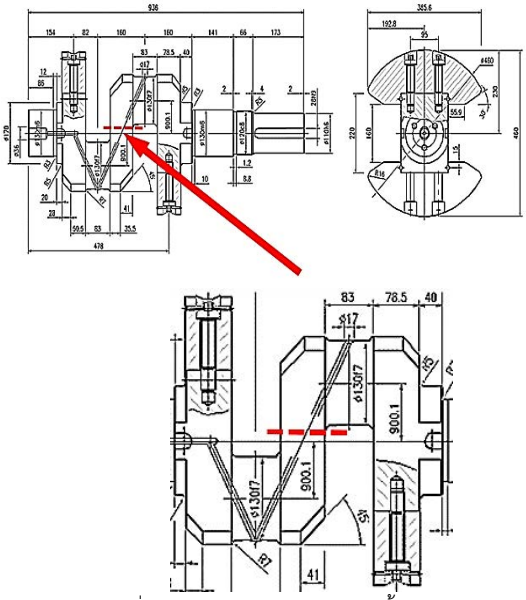
2. การทดลอง

2.1 การวิเคราะห์ ตรวจสอบรอยแตกระดับมหาภาคและวิเคราะห์ส่วนผสมทางเคมี

นำชิ้นส่วนข้อเหวี่ยง มาตรฐาน 45 GBT 699 ที่เกิดการแตกหักมาทำการการตรวจสอบพื้นผิวรอยแตก



รูปที่ 1 ตำแหน่งการแตกหักข้อเหวี่ยง



รูปที่ 2 ตำแหน่งรอยแตกบริเวณรูน้ำมัน

รูปที่ 3 ลักษณะพื้นผิวรอยแตกหักด้านบน

รูปที่ 4 ลักษณะพื้นผิวรอยแตกหักด้านล่าง

ตารางที่ 1 วิเคราะห์ส่วนผสมทางเคมี วัสดุ: 45 GB/T 699

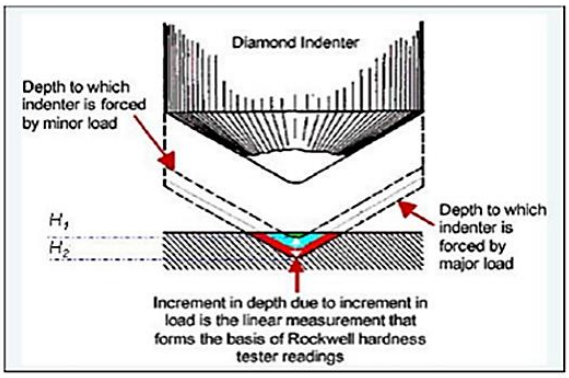
Chemical Analysis (%)	
Carbon	0.41253
Manganese	0.65942
Silicon	0.29484
Phosphorus	0.01984
Sulfur	0.00875
Nickel	0.18003
Chromium	1.05513
Copper	0.05431
Molybdenum	0.15843
Vanadium	0.00389
Titanium	0.00278
Aluminum	0.01375
Tungsten	0.00635
Arsenic	0.01159
Stannum	0.00701
Cobalt	0.01616
Plumbum	0.00163
Boron	0.00009
Antimony	0.00142
Bismuth	0.00265
Calcium	0.00032
Zinc	0.00012
Nitrogen	0.02090

ตารางที่ 2 เปรียบเทียบส่วนผสมทางเคมี ของเหล็กมาตรฐานต่าง ๆ

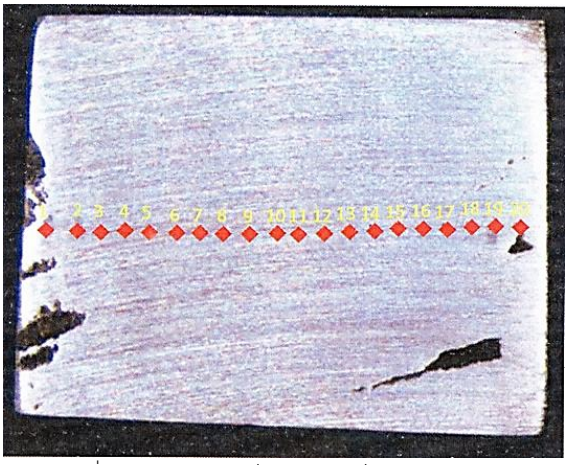
Chemical Analysis (%)	Material		
	AISI 1045	S45C JIS	45 GB
Carbon	0.42~0.50	0.42~0.48	0.42~0.50
Silicon	0.17~0.37	0.15~0.35	0.20~0.45
Manganese	0.50~0.80	0.60~0.90	0.50~0.80
Phosphorus	0.030 Max	0.030 Max	0.030 Max
Sulfur	0.030 Max	0.035 Max	0.030 Max
Chromium	≤0.25	≤0.20	≤0.25
Molybdenum	0.01	0.02	0.01
Nickel	≤0.30	≤0.20	≤0.30
Copper	≤0.25	≤0.30	≤0.25

2.2 การทดสอบความแข็ง (Hardness Testing)

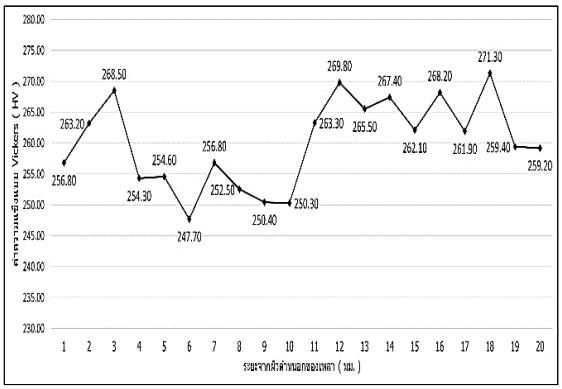
การทดสอบความแข็งแบบ Rockwell นี้นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในภาคอุตสาหกรรมเนื่องจากสามารถทำการทดสอบความแข็งได้อย่างรวดเร็ว และสามารถอ่านค่าความแข็งได้จากเครื่องมือวัดโดยตรง โดยไม่จำเป็นต้องมีการแปรค่าจากการวัดเส้นผ่านศูนย์กลาง



รูปที่ 5 การวัดค่าความแข็งแบบ Rockwell



รูปที่ 6 ทดสอบความแข็งแรงของเหล็ก 45 GB/T 699
ด้วยเครื่อง Mitutoyo, HV-115 ทดสอบแรงกดที่ 10 Kgf

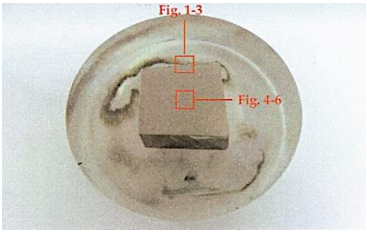


รูปที่ 6 กราฟแสดงความแข็งของเหล็ก 45
GB/T 699 ที่ใช้ทดสอบ

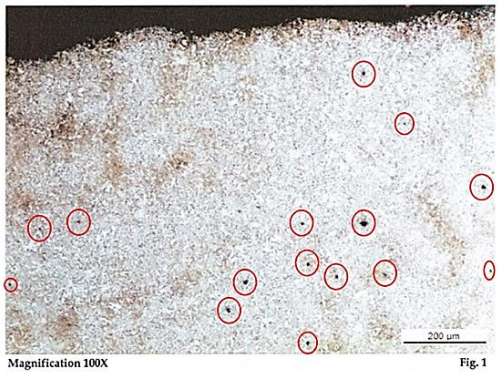
จากการทดสอบความแข็งของเหล็กที่ใช้ทำ Crankshaft พบ ความแข็งสูงสุดที่ 271.3 Hv ต่ำสุด 247.7 Hv แสดงว่าวัสดุที่ทำไม่ได้ผ่านกระบวนการชุบแข็งหลังจากผ่านกระบวนการขึ้นรูป ด้วยการ Machine

2.3 การตรวจสอบโครงสร้างจุลภาค

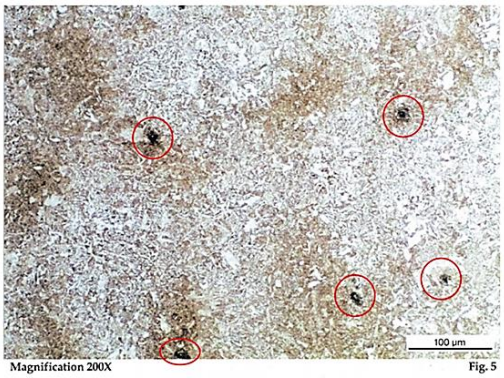
การตรวจสอบโครงสร้างจุลภาคโดยตรวจสอบชิ้นงานตัวอย่างที่ 1 เป็นด้านเดียวกับการ วิเคราะห์ส่วนผสมทางเคมี การตรวจสอบอ้างอิงตามมาตรฐาน ASTM E407-07 โดยที่ใช้กำลังขยาย 100x และ 200x
เตรียมผิวชิ้นงานตัวอย่างมีการเตรียมผิวขัดหยาบด้วยกระดาษทรายเบอร์ 240 400 600 1000 1200 2000 และขัดละเอียดด้วยผงเพชร ขนาด 1 µm ใช้เวลาในการกัดกรด 10 วินาที ด้วยสาร Nital ความเข้มข้น 2% การตรวจสอบโครงสร้างจุลภาค เครื่อง Optical Microscope



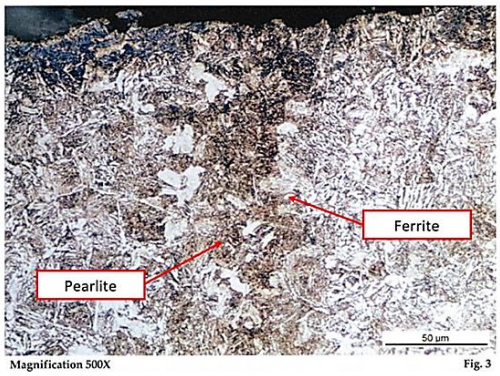
รูปที่ 7 ตำแหน่ง Test location Fig 1-3 และ Fig 4-6



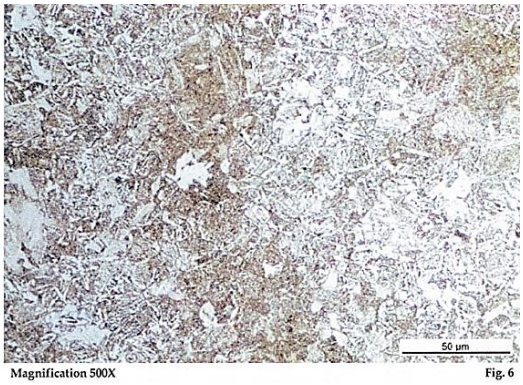
รูปที่ 8 ตำแหน่ง Defect Fig 1-3 Magnification 100x



รูปที่ 9 ตำแหน่ง Defect Fig 5 Magnification 200x



รูปที่ 10 ตำแหน่ง Fig 3 ของโครงสร้างจุลภาคของเฟอร์ไรต์ – เพิร์ลไลท์ ของเหล็ก Magnification 500x



รูปที่ 11 ตำแหน่ง Fig 6 ของโครงสร้างจุลภาคของเฟอร์ไรต์ – เพิร์ลไลท์ของเหล็ก Magnification 500x

2.4 การวิเคราะห์ความเค้น (Stress Analysis)

การวิเคราะห์ความเค้นเพื่ออยากทราบว่าความเค้นเฉือนสูงสุด บนเพลาโดย เปรียบเทียบกับความเค้นเฉือนใช้งาน ของวัสดุที่ใช้ Crankshaft นั้นรับภาระทางสถิติ (Static) เกินหรือไม่ การคำนวณความเค้นเฉือนสูงสุดด้วยแรงกระทำ จากมอเตอร์ไฟฟ้า กำลัง 355 kW และทำการคำนวณหาค่าพิกัดความต้านทานการล้าของวัสดุที่ใช้ทำ Crankshaft สามารถรับแรงในรอบจำกัดของอายุการล้า

ข้อมูลจำเพาะของเครื่อง Compressor CNG

Rated capacity	2700	Nm^3/min
Nominal volume	2.5	m^3/min
Suction pressure	1.8	MPa
Discharge pressure	25	MPa
Stroke	180	mm
Shaft power	355	kw
SPEED	742	r/min

หาแรงจากขนาดมอเตอร์

สมการ $$WP = \frac{2\pi TN}{60{,}000} \quad (4.1)$$

คำนวณหาแรง (force)

สมการ $$T = Fr \quad (4.2)$$

ค่าโมดูลัสของแรงเฉือน

สมการ $$\tau = \frac{F}{R} \quad (4.3)$$

หาแรง จากขนาดมอเตอร์ 355 kw ความเร็วรอบ = 742 RPM

จากสมการ $$WP = \frac{2\pi TN}{60{,}000} \quad (4.1)$$

N = ความเร็วรอบ = 742 (RPM)
WP = กำลังมอเตอร์ = 355 (KW)
T = แรงบิด Nm

$$T = \frac{WP \times 60000}{2\pi N}$$

$$T = \frac{355 \times 60000}{2\pi \times 742} = \frac{21{,}300{,}000}{4{,}662.12}$$

= 4,568.733 Nm

คำนวณหาแรง (Force)

จากสมการ $F = \frac{T}{r}$ (4.2)

T = FR Nm

F = แรง N

R = รัศมี m

$F = \frac{4568.733}{0.090}$

= 50,763.700 N

ค่าโมดูลัสของแรงเฉือน (Shear Modulus)

จากสมการ $\tau = \frac{F}{A}$ (4.3)

A = พื้นที่หน้าตัด (กว้าง x ยาว)

= 0.16 x 0.078 = 0.01248

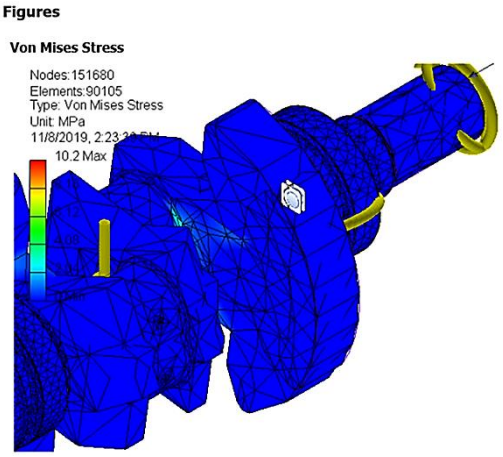
A = 0.012 m^2

$= \frac{50763.700}{0.01248}$

= 4,067,604.167 N/m^2

3. ผลการทดลอง Finite element (FEM)

จำลองแบบสามมิติของเพลาข้อเหวี่ยง โดยใช้ซอฟต์แวร์ Autodesk Inventor Professional ซอฟแวร์ Finite element (FEM) เพื่อการวิเคราะห์การแสดงผลของแรงบิดของเพลาข้อเหวี่ยง จุดความเครียดสูงสุดซึ่งได้เปรียบเทียบผลทางทฤษฎี FEA



รูปที่ 12 ไฟไนต์เอลิเมนต์ ชนิดความเครียดทำให้เกิดความเครียด

ตารางที่ 3 ผลวิเคราะห์ โปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Finite Element)

Name	Minimum	Maximum
Volume	39216700 mm^3	–
Mass	307.851 kg	–
Von Mises Stress	0.00330031 MPa	10.2022 MPa
1st Principal Stress	-2.80906 MPa	14.7982 MPa
3rd Principal Stress	-11.8593 MPa	4.37256 MPa

4. สรุป

จากการศึกษาและการวิเคราะห์ผลการตรวจสอบเชิงลึกของเพลาด้านต่าง ๆ ดังนี้ การตรวจสอบด้วยสายตา การตรวจสอบความแข็งเปรียบเทียบกับค่ามาตรฐานวัสดุเหล็ก การตรวจสอบ พื้นผิวรอยแตกระดับมหภาค การตรวจสอบพื้นผิวรอยแตกหักด้วยกล้องจุลทรรศน์ การตรวจสอบทางโลหะวิทยา และการวิเคราะห์ความเค้นการใช้โปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งได้นำผลการคำนวณความเค้น มอเตอร์ส่งกำลังมาคำนวณ และนำผลการคำนวณ ความเค้นมาเปรียบเทียบกับความเค้นที่ได้จากการใช้โปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ ทำให้ทราบว่าค่าความเค้นยังอยู่ในพิกัดที่ยังรับได้ สามารถสรุปผลการวิเคราะห์ความเสียหายได้ดังต่อไปนี้

1) Crankshaft ของเครื่องอัด CNG เกิดการเสียหายชำรุด เนื่องจากพบสิ่งเจือปนในกระบวนการผลิต

2) จุดกำเนิดของรอยแตกหัก เกิดจากบริเวณรูที่ใช้ใส่น้ำมันหล่อลื่น

ข้อเสนอแนะ

เหล็กที่นำมาใช้ทำการทดสอบพบความแข็งสูงสุด 271.3 Hv พื้นผิวมีรอย แตกลักษณะเป็นรอย Beach Marks และริ้วลายขนาน (Striations) ซึ่งลักษณะรอยแตกทั้งสองนี้แสดงให้ทราบว่าเป็นการเสียหายเนื่องจากการล้า (Fatigue) โครงสร้างจุลภาคบริเวณต่าง ๆ เช่น ผิวชั้นนอก Interface และจุดกึ่งกลางของเพลา พบโครงสร้างจุลภาคประกอบด้วยเฟส Pearlite & Ferrite และยังพบจุดที่เป็น Defect ซึ่งมีสิ่งปนเปื้อนอยู่ภายในเนื้อโลหะซึ่งยังไม่สามารถระบุได้ว่าเป็นสารชนิดไหนหากมีเวลาและโอกาส จะทำการศึกษาและวิเคราะห์เพื่อเป็นประโยชน์ต่องานด้านวิศวกรรม

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจาก มหาวิทยาลัยเกษมบัณฑิต สาขาวิศวกรรมอุตสาหการ และประธานเจ้าหน้าที่บริหารด้านวิศวกรรม บริษัท วินเนอร์ยี่ คอร์ปอเรชั่น ที่อนุเคราะห์ในการจัดทำปริญญานิพนธ์และให้การสนับสนุนข้อมูล และ อำนวยความสะดวกในการเก็บข้อมูลงานในการทำโครงการ

เอกสารอ้างอิง

[1] นายจรูญวิทย์ แสนนอก และคณะ. (2555). การวิเคราะห์ความเสียหายของเพลาเกียร์เหล็ก เหนียว. ปริญญานิพนธ์, ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษมบัณฑิต

[2] นายพีรวัส รัตโน และคณะ.(2551). การวิเคราะห์ความเสียหายของเฟืองเฉียง. ปริญญานิพนธ์,ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษมบัณฑิต

[3] นายภาคภูมิ เสือสว่าง และคณะ.(2553). การวิเคราะห์ความเสียหายของเพลาเกียร์ทด. ปริญญานิพนธ์, ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษมบัณฑิต

[4] www.pandmtechnology.com

[5] กลศาสตร์การแตกหัก จิรพงศ์ กสิวิทย์ Jirapong.K@Chula.ac.th

[6] การออกแบบเครื่องจักรกล โดย Shigeru Lkeda , Yuuji Nakanishiแปลโดย ดร.อรรรณพ เรืองวิเศษ

[7]http://ie.pit.ac.th/sunetr/images/data_teching/met/failure_analysis_2557.pdf

[8] engineeringmaterialsproject.blogspot.com [ระบบออนไลน์] แหล่งที่มา [http://engineeringmaterialsproject.blogspot.com/2015/12/3.html] (30 ตุลาคม 2562)

[9] การวิเคราะห์ความเสียหายของชิ้นส่วนโลหะ กฤษ เหลืองโสภาพันธ์ , ฉวีวรรณ พูนธนานิวัฒน์กุล

[10] https://www2.mtec.or.th/th/e-magazine/admin/upload/305_48.pdf

[11] บริษัท กรุงเทพเหล็กกล้า จำกัด. เหล็กเกรด S45C [ระบบออนไลน์] แหล่งที่มา [http://www.bssteel.co.th/knowledge-detail-5.php] (30 ตุลาคม 2562)

[12] www.chinesesteelgrades.com [ระบบออนไลน์] แหล่งที่มา [https://www.chinesesteelgrades.com/45-steel/] (30 ตุลาคม 2562)