

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 14
2-3 พฤศจิกายน 2543 โรงแรม โนโวเทล เชียงใหม่

มุมบ่าที่เหมาะสมของหัว 펀ช์ A Suitable Taper Angle of Punch Head

ศิริศักดิ์ หาญชูวงศ์ ธนู จุญฉาย และ ร.ท. สมญา ภูณะยา

ศูนย์วิจัยวิศวกรรมคำนวณขั้นสูง(ศคส.)

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

1518 ถนนพิบูลสงคราม เขตดุสิต กรุงเทพฯ 10800

โทร (02)9132500 ต่อ 8531, โทรสาร (02)5870026, E-mail : shw@kmitnb.ac.th

Sirisak Harnchoowong, Thanu Chouychai and Lt.JG.Somya Poonaya

Research centre of Advanced Computational Engineering(RACE)

King Mongkut's Institute of Technology North Bangkok

1518 Piboolsongkram Rd., Dusit, Bangkok 10800

Tel : (02)9132500 Ext. 8531, Fax : 5870026, E-mail : shw@kmitnb.ac.th

บทคัดย่อ

ฟันช์แบบธรรมดาที่ใช้กันอยู่ทั่วไป เมื่อใช้งานไปได้ระยะเวลาหนึ่ง จะเกิดรอยแตกร้าวขึ้นที่บริเวณรอยต่อระหว่างหัวฟันช์กับลำตัวฟันช์[1] การแตกร้าวนี้เป็นผลของความเสียหายสะสมที่เกิดจากคลื่นความเค้นจากการตัดเจาะโลหะแผ่นแต่ละครั้ง การเพิ่มมุมบ่าที่เหมาะสมบริเวณรอยต่อดังกล่าวสามารถยืดอายุการใช้งานของฟันช์ได้ จากการวิเคราะห์ด้วยวิธีเชิงตัวเลขพบว่า มุมบ่าของฟันช์มีผลกระทบต่อความถี่ธรรมชาติของการสั่นสะเทือนในแนวแกนฟันช์น้อยมาก แสดงว่ามุมบ่าของฟันช์มีผลกระทบต่อค่าความเค้นหนาแน่นบริเวณรอยต่อแต่เพียงอย่างเดียว และจากการวิเคราะห์โมดัล พบว่า ค่าอัตราส่วนของการหน่วงของวัสดุฟันช์ที่มีความถี่ธรรมชาติหลักมูล 11.65 kHz มีค่าเท่ากับ 0.00155 เมื่อนำไปใช้คำนวณหาขนาดของความเค้นแล้ววิเคราะห์อายุการใช้งานของฟันช์ตามกฎของไมเนอร์ที่ค่ามุมบ่า 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 35°, 40° และค่าความแข็งแรงสูงสุดของฟันช์ 2200, 2400, 2600, 2800 MPa พบว่า มุมบ่าที่ให้อายุการใช้งานยาวนานที่สุดคือ มุมบ่า 15°

Abstract

A crack usually initiates at the discontinuous section between punch head and punch body [1] after a conventional punch has been operated in punching process for a period of time. The crack propagation defined specifically as fatigue fracture is a form of cumulative damage caused by longitudinal stress wave during each punching operation. To gain a longer fatigue life, a suitable taper (shoulder) angle must be included at the discontinuous section. It is shown by numerical analysis that taper angle of punch head has negligible effect on punch natural frequencies. This means that taper angle has the only effect on stress concentration factor at punch shoulder. By modal analysis, it is found that damping ratio of punch material at its fundamental frequency of 11.65 kHz is equal to 0.00155. According to the calculation by making use of Minor rule for punch fatigue lives at the taper angles of 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 35°, 40°, and the maximum strength of punch 2200, 2400, 2600, 2800 MPa, the result shows that the longest fatigue life is obtained at the taper angle of 15°.

30°, 35°, 40° and the punch material having ultimate strengths of 2200, 2400, 2600, 2800 MPa, it is found that the greatest fatigue life occurs at the taper angle of 15°.

1. บทนำ

การออกแบบฟันซี่ให้มีอายุการใช้งานยาวนานขึ้นอยู่กับตัวแปร 2 ประเภท คือ ตัวแปรออกแบบ และ ตัวแปรทำงาน ตัวแปรออกแบบได้แก่ ขนาด รูปร่าง และวัสดุ ส่วนตัวแปรทำงานได้แก่ ลักษณะการยึดจับ และ ภาระที่กระทำต่อฟันซี่ ในปัจจุบัน ตัวแปรหลายๆตัว เช่น วัสดุ ขนาด ลักษณะการยึดจับ และ ภาระ เป็นตัวแปรที่ถูกกำหนดโดยมาตรฐาน ยากที่จะเปลี่ยนแปลง ตัวแปรที่พอจะเปลี่ยนแปลงได้โดยที่ไม่ทำให้ขนาดมาตรฐานของฟันซี่เปลี่ยนไปก็คือ รูปร่าง ซึ่งการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของฟันซี่ในบทความนี้ก็คือ "การเพิ่มมุมบ่า" การเพิ่มมุมบ่าบริเวณรอยต่อระหว่างหัวฟันซี่กับลำตัวฟันซี่ย่อมมีผลกระทบต่ออายุการใช้งานของฟันซี่

วิธีวิเคราะห์อายุการใช้งานของฟันซี่เริ่มจากการสมมติให้วัสดุฟันซี่เป็นวัสดุ viscoelastic มีคุณสมบัติไฮโซทรอปิกและมีเนื้อเอกพันธ์ การตัดเจาะโลหะแผ่นแต่ละครั้งจะเป็นการให้เงื่อนไขเริ่มต้นแก่ระบบการสั่นสะเทือนในแนวแกนของฟันซี่ การสั่นสะเทือนนี้จะเกิดขึ้นชั่วระยะเวลาหนึ่งแล้วจะหยุด คลื่นความเค้นในระหว่างการสั่นสะเทือนทำให้เกิดความเสียหายสะสมขึ้นบริเวณบ่าฟันซี่ โดยอาศัยกฎของไมเนอร์ จะทำให้สามารถทำนายอายุการใช้งานของฟันซี่ที่มีมุมบ่าและความแข็งแรงสูงสุดค่าต่างๆได้

จุดประสงค์ของบทความนี้เพื่อที่จะหาค่าของมุมบ่าที่ให้อายุการใช้งานยาวนานที่สุด

2. ทฤษฎี

2.1 การสั่นสะเทือนในแนวแกนฟันซี่และคลื่นความเค้น

การสั่นสะเทือนของฟันซี่ที่ทำจากวัสดุ viscoelastic[2] ซึ่งมีแบบจำลองดังรูปที่ 1 displacement ที่ตำแหน่ง x ณ เวลา t ได้จากสมการ:

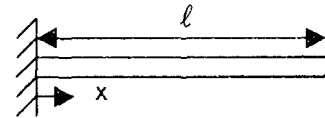
$$u(t) = -\frac{4\ell\epsilon_0}{\pi} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{n} \sqrt{\frac{1}{1-\zeta_n^2}} \sin \frac{n\pi x}{2\ell} \left(e^{-\zeta_n \omega_n t} \sin(\sqrt{1-\zeta_n^2} \omega_n t + \phi_n) \right) \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$\text{เมื่อ } \phi_n = \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{1-\zeta_n^2}}{\zeta_n} \right)$$

$$\epsilon_0 = \text{ความเครียดเริ่มต้นของฟัน} = -\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{t=0} \approx -\frac{\Delta u}{\Delta x} \Big|_{t=0}$$

$$\zeta_n = \text{อัตราส่วนความหน่วงแบบหนืดของวัสดุฟันซี่}$$

$$\omega_n = \text{ความถี่ธรรมชาติของฟันซี่}$$



รูปที่ 1 แบบจำลองของฟันซี่

ความเค้นเฉลี่ยที่บ่าฟันซี่ ($x=0$) ณ เวลา t ได้จาก

$$\sigma_0 = E \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{2\zeta E}{\omega} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}$$

เมื่อ E = โมดูลัสความยืดหยุ่นของวัสดุฟันซี่

ทำให้ได้ว่า

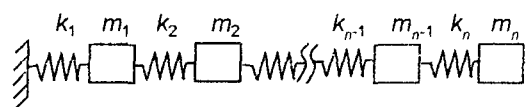
$$\sigma_0(t) = -\frac{4\ell\epsilon_0 E}{\pi \Delta x} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{n} \sqrt{\frac{1}{1-\zeta_n^2}} \sin \frac{n\pi \Delta x}{2\ell} \left(e^{-\zeta_n \omega_n t} \sin(\sqrt{1-\zeta_n^2} \omega_n t + \phi_n + \psi_n) \right) \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$\text{เมื่อ } \psi_n = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta_n \sqrt{1-\zeta_n^2}}{1-2\zeta_n^2} \right)$$

2.2 การวิเคราะห์โมดัล

2.2.1 ความถี่ธรรมชาติของฟันซี่

ฟันซี่ที่มีพื้นที่หน้าตัด A ยาว ℓ วัสดุมีความหนาแน่น ρ สามารถหาความถี่ธรรมชาติได้โดยวิธี lumped parameter[5] โดยการแบ่งฟันซี่ตามแนวยาวออกเป็น n ส่วนเท่าๆกัน ซึ่งมีแบบจำลองดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 แบบจำลองของฟันซี่โดยวิธี lumped parameter

ค่าต่างๆในรูปที่ 2 มีค่าดังนี้

2.4 พิกัดความล้าของวัสดุ

พิกัดความล้าของวัสดุพื้นฐานได้จาก

$$S_n = S_n' C_L C_G C_s \dots\dots\dots(7)$$

เมื่อ S_n' = พิกัดความล้าของชิ้นทดสอบมาตรฐานของมัวร์
 C_L = ตัวประกอบภาระ
 C_G = ตัวประกอบขนาด
 C_s = ตัวประกอบผิว

2.5 ความเสียหายสะสม

เมื่อพื้นผิวจะโลหะแผ่นแต่ละครั้ง จะเกิดคลื่นความเค้นในแนวแกน คลื่นความเค้นนี้จะทำให้เกิดความเสียหายสะสมขึ้นถ้าขนาดของคลื่นความเค้นสูงสุดที่บริเวณบัพพื้นผิวมีค่าสูงกว่าพิกัดความล้าที่คำนวณได้จากสมการ (7) นั่นคือ

$$\sigma_{max} > S_n$$

แต่ขนาดของคลื่นความเค้นนี้จะลดลงเรื่อยๆจนหมดไปในที่สุด ความเสียหายเนื่องจากการล้าเป็นไปตามกฎของไมเนอร์ [7] คือพื้นผิวจะเกิดการแตกหักเมื่อค่าความเสียหายสะสมรวมมีค่าเท่ากับหนึ่ง นั่นคือ

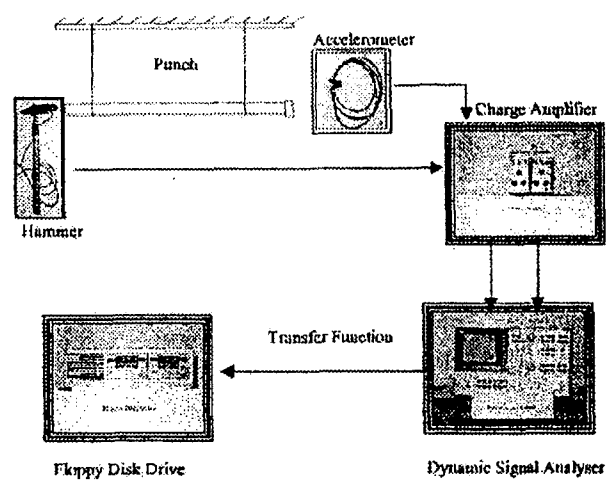
$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \dots\dots\dots(8)$$

เมื่อ n_i = จำนวนรอบของความเค้นที่มีขนาด σ_i
 N_i = อายุความล้าเนื่องจากความเค้น σ_i

3. การทดลอง

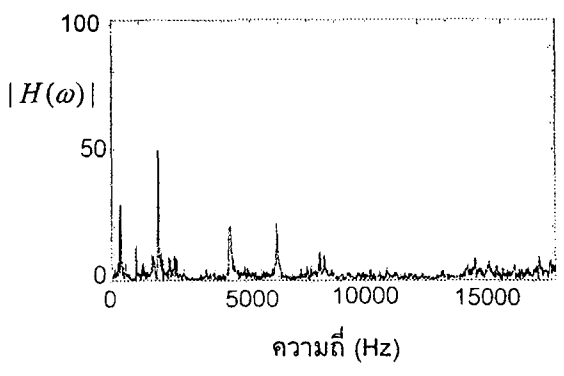
เมื่อนำพื้นผิวจริงไปทำการทดสอบโมดัลโดยการแขวนให้ลอยอยู่อย่างอิสระในแนวระดับ ติด accelerometer ที่หัวพื้นผิวแล้วใช้ค้อนเคาะที่ปลายพื้นผิวในแนวแกน สัญญาณ output จาก accelerometer และสัญญาณ input จากค้อนจะถูกป้อนเข้าระบบวิเคราะห์สัญญาณดังรูปที่ 5 ผลปรากฏว่า accelerometer ที่มีอยู่มีความไวไม่สูงพอที่จะตรวจจับการสั่นสะเทือนที่หัวพื้นผิวได้ การแก้ไขปัญหาที่กระทำโดยการตั้งข้อสมมติฐานว่า “วัสดุที่มีคุณสมบัติไอโซทรอปิกและมีเนื้อสม่ำเสมอ ไม่ว่าจะเกิดการสั่นสะเทือนในทิศทางใด(ตามแนว

แกนหรือขวางกับแนวแกน)ย่อมมีค่าอัตราส่วนความหน่วงเท่ากัน” จากนั้นจึงทำการทดสอบโมดัลโดยใช้ค้อนที่มีวัสดุเดียวกับพื้นผิวแทนค้อนที่ใช้มีขนาดภาคตัด 30 mm x 4.5 mm และมีความยาว 210 mm ที่ความยาวนี้จะทำให้การสั่นเทือนตามแนวขวางของค้อนในฐานนิยมที่ 8 มีค่าตรงกับความเร็วธรรมชาติหลักมูลของพื้นผิวพอดี

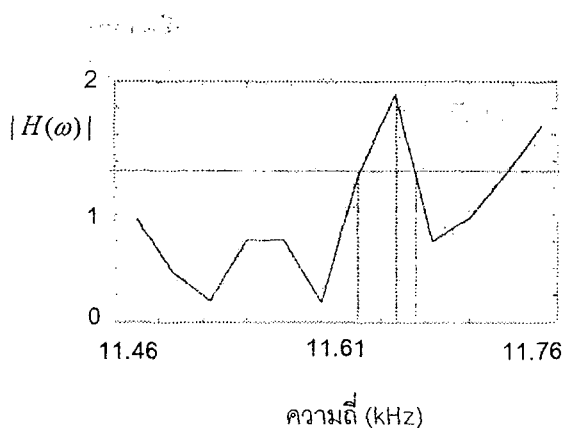


รูปที่ 5 อุปกรณ์การทดลองวิเคราะห์โมดัล

ผลจากการทดลอง ได้ฟังก์ชันถ่ายโอนดังรูปที่ 6 และ 7 ซึ่งเมื่อคำนวณโดยใช้สมการ (5) จะได้ค่าอัตราส่วนความหน่วงในฐานนิยมที่ 8 ของค้อน (ตรงกับฐานนิยมหลักมูลของพื้นผิว) เท่ากับ 0.00155 สำหรับความเร็วธรรมชาติของพื้นผิวในฐานนิยมตั้งแต่ 2 ขึ้นไป ไม่สามารถวัดสัญญาณได้เนื่องจากความถี่ที่สูง ค่าอัตราส่วนความหน่วงยิ่งสูงตาม[3],[4],[5] ทำให้คลื่นความเค้นหายไปเร็วมากจนวัดไม่ได้



รูปที่ 6 ฟังก์ชันถ่ายโอนของค้อน



รูปที่ 7 ภาพขยายฟังก์ชันถ่ายโอนบริเวณฐานนิยมที่ 8

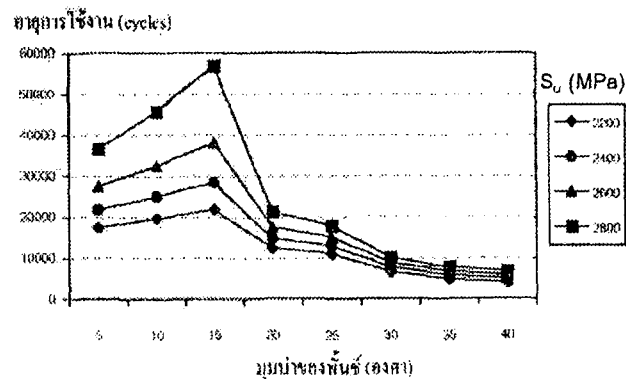
4. ผลลัพธ์เชิงตัวเลข

การคำนวณเชิงตัวเลขเพื่อหาค่าความถี่ธรรมชาติ เลือกใช้พื้นฐานมาตรฐานของเยอรมันคือ DIN 9844 Type A ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 8 mm วัสดุเป็นเหล็กเครื่องมือรอบสูงมีค่า $E = 200 \text{ GPa}$, $\rho = 7106 \text{ kg/m}^3$ เมื่อเกิดการสั่นสะเทือนในแนวแกน จะมีความถี่ธรรมชาติที่มุมบิด $5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ$ ดังแสดงในตารางที่ 2

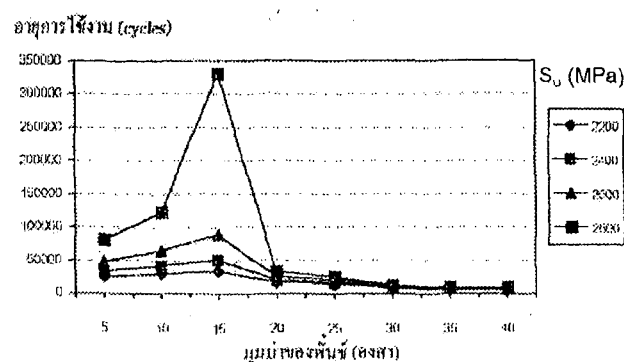
ตารางที่ 2

มุมบิด (องศา)	ความถี่ธรรมชาติ (kHz)			
	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4
5	11.76	35.25	58.66	81.96
10	11.69	35.07	58.09	81.63
15	11.67	35.00	58.28	81.48
20	11.66	34.97	58.23	81.40
25	11.66	34.95	58.20	81.35
30	11.65	34.94	58.17	81.32
35	11.65	34.93	58.15	81.30
40	11.65	34.92	58.14	81.27

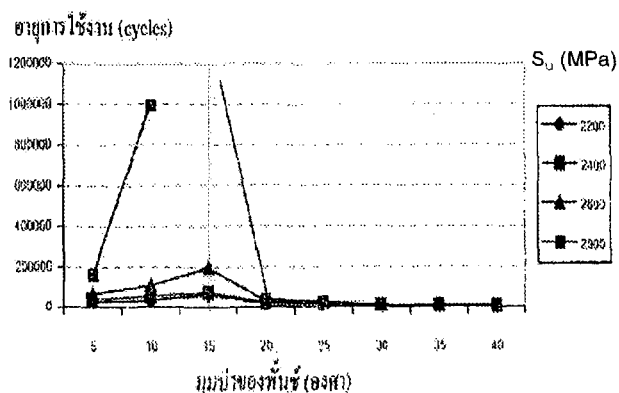
จากการเลือกวัสดุโลหะแผ่นเป็นอะลูมิเนียมหนา 4.5 mm ซึ่งอะลูมิเนียมมีความแข็งแรงสูงสุดในการรับแรงเฉือน 80 MPa และวัสดุพื้นผิวเป็นเหล็กเครื่องมือรอบสูงมีความแข็งแรงสูงสุดในการรับแรงดึงระหว่าง 2200 ถึง 2800 MPa อายุความล้าของพื้นผิวคำนวณโดยใช้กฎของไมเนอร์ได้ผลลัพธ์ดังแสดงในรูปที่ 8, 9 และ 10



รูปที่ 8 ผลกระทบของมุมบิดต่ออายุการใช้งานของพื้นผิวขนาด 7 mm



รูปที่ 9 ผลกระทบของมุมบิดต่ออายุการใช้งานของพื้นผิวขนาด 8 mm



รูปที่ 10 ผลกระทบของมุมบิดต่ออายุการใช้งานของพื้นผิวขนาด 8.5 mm

5. สรุปและวิจารณ์ผล

จากผลลัพธ์เชิงตัวเลขในตารางที่ 1 และ 2 และกราฟในรูปที่ 8, 9, 10 สรุปได้ดังนี้

- 1) ความถี่ธรรมชาติของพนักที่มีมุมป่าตั้งแต่ 5° ถึง 40° ในแต่ละฐานนิยมมีค่าใกล้เคียงกันมาก แสดงว่ามุมป่าไม่มีผลกระทบต่อความถี่ธรรมชาติของพนัก มีเพียงผลกระทบต่อค่าความเค้นหนาแน่นอย่างเดียว โดยมีค่าต่ำสุดอยู่ที่มุมป่า 15°
- 2) พิจารณาผลกระทบเนื่องจากขนาดของพนัก พบว่า เมื่อพนักมีขนาดโตขึ้น อายุการใช้งานจะยาวนานขึ้น
- 3) พิจารณาผลกระทบเนื่องจากความแข็งแรงสูงสุดของวัสดุพนัก พบว่า ยิ่งพนักมีความแข็งแรงสูงขึ้น อายุการใช้งานยิ่งยาวนานขึ้น
- 4) พิจารณาผลกระทบเนื่องจากมุมป่า พบว่า ทุกขนาดของพนักและทุกค่าความแข็งแรงของพนัก มุมป่าที่ให้อายุการใช้งานยาวนานที่สุดอยู่ที่มุมป่า 15° ซึ่งเป็นมุมป่าที่มีค่าความเค้นหนาแน่นน้อยที่สุด

เอกสารอ้างอิง

- [1] L. Crainich, "Broken Heads of Punches", Metal Forming, Vol.29, No. 3, Mar 1995, p. 62.
- [2] M.L. James, G.M. Smith and P.W. Whaley, Vibration of Mechanical and Structural Systems with Microcomputer Applications, 2nd edition, Harper Collins College Publishers, New York, 1994, pp. 600-604.
- [3] B.J. Inman, Engineering Vibration, Prentice Hall, New Jersey, 1994, pp. 271-276.
- [4] C.T. Sun and Y.P. Lu, Vibration Damping of Structural Elements, Prentice Hall PTR, New Jersey, 1995, pp. 8-29.
- [5] A. Dimarogonas, Vibration for Engineers, 2nd edition, Prentice Hall, Inc., 1996, pp. 426-429.
- [6] D.J. Ewin, Modal Testing: Theory and Practice, Hert Fordshire Research Studies Press, 1984, pp. 158-165.
- [7] R.C. Juvinall and K.M. Marshek, Fundamentals of Machine Component Design, 2nd edition, John Wiley & Sons, New York, 1991.