บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 งานเจาะรู

2.1.1 มุมปลายดอกสว่านและความเร็วรอบในการป้อนเจาะ

มุมปลายดอกสว่านต้องเจียระไนให้มุมได้สัดส่วนตรงศูนย์กลาง เพื่อให้คมหลักของดอกสว่านรับแรงเจาะเท่ากันและเจาะรูตรงกลางดีขึ้น

มุมปลายดอกสว่านจะต้องมีมุมเหมาะสมกับชนิดของวัสดุ ดังแสดงในตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ลักษณะของมุมปลายดอกสว่านที่มีมุมเหมาะสมกับชนิดของวัสดุ

ชนิดของวัสดุ	มุมปลายดอกสว่าน	
ยางแข็ง	30° - 50°	
วัสดุอัด	50° - 60°	
หิน กรวด กระจก	80° - 90°	
แมกนีเซียมผสม พลาสติกแข็ง	100°	
เหล็กอ่อน เหล็กหล่อ เหล็กเหนียว	115° - 118°	
บรอนซ์ ทองเหลือง ทองแดงหล่อ	115° - 118°	
เหล็กกล้าแข็ง เหล็กไร้สนิม ทองแดง	130° – 140°	
ตะกั่ว สังกะสีผสม และอลูมิเนียมผสม	130° – 140°	

ที่มา : จากหนังสือ ทฤษฎีช่างกลทั่วไป หน้า 160

วัสดุที่ใช้ผลิตดอกสว่านคมเลื่อย คมดอกสว่านจะปาดผิวรูเจาะทำให้เกิดเศษโลหะมากน้อยขึ้นอยู่กับความเร็วของดอกสว่าน ซึ่งเรียกว่า ความเร็วตัด ความเร็วตัดจะเกิดที่ริมคมนอกของดอกสว่านมากที่สุด ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับขนาดของดอกสว่านและความเร็วรอบที่ใช้ ค่าความเร็วตัดที่ใช้งานเจาะแสดงดังตารางที่ 2.2 ถ้าวัสดุที่นำมาใช้ทำดอกสว่านเป็นชนิดดีก็จะใช้ความเร็วตัดสูงยิ่งขึ้น

ตารางที่ 2.2 ค่าความเร็วตัด V ที่ใช้ในงานเจาะ

เครื่องมือ / วัสดุ	ดอกสว่านที่ผลิตจากเหล็กเครื่องมือ (m/min)	ดอกสว่านที่ผลิตจากเหล็กเครื่องมือ (m/min)
เหล็กเหนียวอ่อน	12 – 15	25 – 30
เหล็กกล้าผสม	8 – 10	12 – 15
เหล็กหล่อ	10 – 12	15 – 20
โลหะหนัก	30 – 35	50 – 60
โลหะเบา	70 - 80	90 - 110

ที่มา : จากหนังสือ ทฤษฎีช่างกลทั่วไป หน้า 161

แนวทางพิจารณาเลือกดอกสว่าน ความเร็วตัด อัตราป้อน ชนิดของน้ำหล่อเย็น เริ่มด้วยทำการทดลองนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองมากำหนดค่าต่างๆทางเทคนิคไว้ในตาราง หรือใช้ข้อมูลที่บริษัทผู้ผลิตเป็นผู้กำหนด

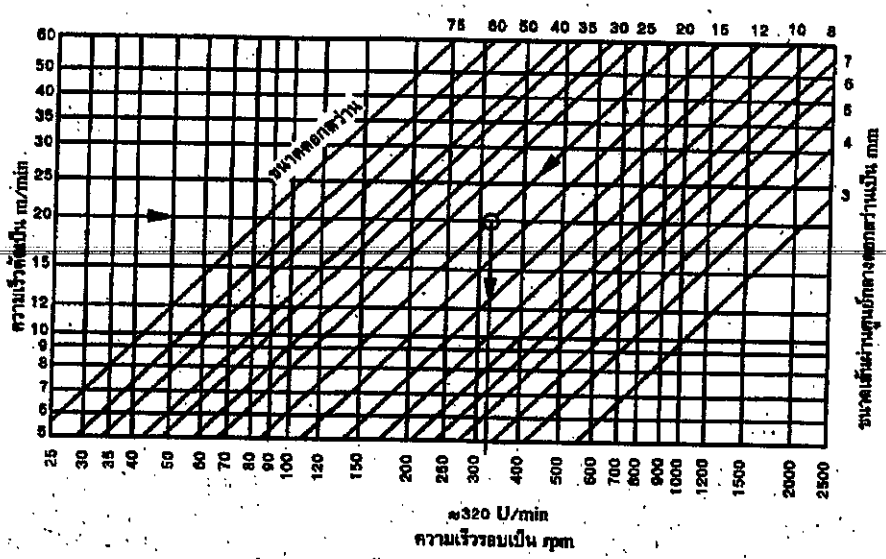
การเลือกความเร็วรอบ ความเร็วรอบที่ใช้ขึ้นอยู่กับความเร็วตัดที่ต้องการ ความเร็วตัดที่เหมาะสมขึ้นอยู่กับสิ่งที่เกี่ยวข้องที่ใช้ในการพิจารณาดังนี้

- ชนิดของวัสดุทำดอกสว่าน
- อัตราการป้อนเจาะ
- ชนิดของวัสดุชิ้นงาน
- ชนิดของการหล่อเย็น
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูเจาะ
- ลักษณะของคมดอกสว่าน

การเลือกความเร็วรอบที่เครื่องเจาะได้จากการนำค่าความเร็วตัดที่เลือกใช้มาคำนวณสัมพันธ์กับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของดอกสว่าน หาได้จากสูตร

$$\text{ความเร็วรอบ } (n) = \frac{1000 \times V}{\pi \times d} \qquad \text{.....(2.1)}$$

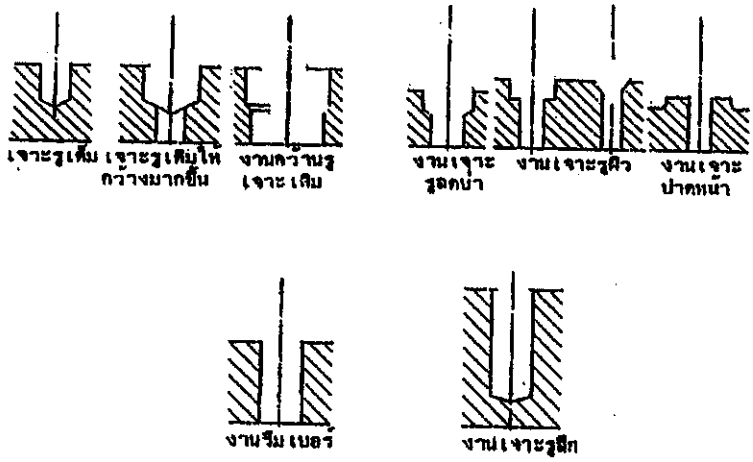
เพื่อช่วยให้ไม่ต้องคำนวณค่าในขณะกำลังทำงาน ฉะนั้นที่เครื่องเจาะจะมีตารางกราฟสำหรับเลือกความเร็วรอบติดไว้ ค่าในตาราง เมื่อทราบค่าความเร็วตัดและขนาดของดอกสว่านก็จะอ่านค่าความเร็วรอบของเครื่องเจาะได้ กราฟดังรูปที่ 1 ติดตั้งไว้กับเครื่องเพื่อให้เลือกความเร็วรอบได้ทุกขนาด



รูปที่ 2.1 กราฟตั้งความเร็วรอบของเครื่องเจาะ

(**ที่มา** : จากหนังสือ ทฤษฎีช่างกลทั่วไป หน้า 169)

ปกติงานเจาะรูด้วยดอกเจาะคมสว่าน หรือ ดอกสว่าน วิธีเจาะแสดงดังรูป 2.2 นอกจากงานเจาะรูด้วยดอกสว่านธรรมดาแล้ว ยังมีงานเจาะชนิดอื่น ๆ อีก ได้แก่ งานคว้านรูด้วยมีดคว้าน งานเจาะรูลดบ่าและผัง งานรีมเมอร์ งานเจาะพิเศษแบบอื่น ๆ อีก เรื่องงานเจาะ และกัดด้วยเครื่องคว้านระนาบ และอื่น ๆ ในขณะนี้ขอกล่าวเรื่องงานเจาะรูด้วยดอกเจาะคมสว่านโดยเฉพาะงานเจาะรูด้วยดอกสว่านเปรียบเทียบลักษณะผิวเจาะเท่ากับงานกลึงหยาบ คือหากต้องการผิวละเอียดจะต้องเจาะ หรือคว้านละเอียดหรือรีมเมอร์ต่อ งานเจาะรูกว้างคือ งานเจาะรูเดิมให้โตขึ้น หรือเจาะรูชิ้นหล่อ ซึ่งหล่อรูนำไว้แล้วต้องเจาะต่องานรีมเมอร์เป็นงานขัดผิวรูเจาะให้ราบละเอียด ทำให้ขนาดรูเจาะอยู่ในพิกัดความเผื่อดีมากขึ้น ส่วนงานคว้านรูให้กว้างขึ้นด้วยบอห์ริงบาร์ หรือก้านมีดคว้านทำได้ทั้งคว้านหยาบและคว้านละเอียด ขณะคว้านหากทำด้วยความระมัดระวัง จะสามารถคว้านได้เที่ยงศูนย์จริง ๆ อีกส่วนหนึ่งด้วย

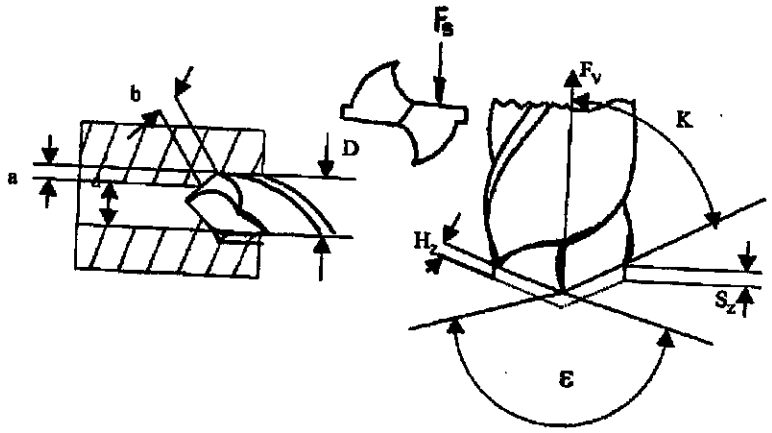


รูปที่ 2.2 ขบวนงานเจาะรู

(**ที่มา** : จากหนังสือ เทคโนโลยีเครื่องมือกล หน้า 13)

2.1.2 ดอกเจาะคมตัด

ความเร็วของดอกสว่านเป็นเรื่องสำคัญ และคำนวณด้วยขนาดวัดผ่านศูนย์กลางกำหนดของดอกสว่านตัวนั้น ๆ เอง แต่โดยที่เส้นคมตัดหลักที่จุดปลายจิกของดอกสว่านเป็นเส้นที่ลากจากจุดปลายจิกออกไปถึงขอบนอกของดอกสว่าน ค่าความเร็วตัด ณ จุดต่าง ๆ บนเส้นคมตัดจะค่อย ๆ ลดค่าลงจากจุดข้างนอกสู่ข้างใน ทำนองเดียวกันค่ามุมฟรี α และมุมคาย γ ตามแนวเส้นคมตัดก็จะมีค่าไม่คงที่ด้วยเช่นกัน



รูปที่ 2.3 แรงเจาะ

(**ที่มา** : จากหนังสือ เทคโนโลยีเครื่องมือกล หน้า 15)

จากรูปที่ 2.3 เมื่อ K คือ มุมคมตัด

ε คือ มุมจิก

S คือ ระยะป้อนเจาะต่อรอบ

a คือ ระยะเจาะรูเต็ม

D คือ ขนาดความโตใหญ่สุด

b คือ ความกว้างเศษเจาะ

d คือ ขนาดความโตเล็กสุด

F_z คือ แรงตัดหลัก

จะได้ขนาดพื้นที่หน้าตัดของเศษเจาะที่แต่ละคมตัด : (q_z)

$$q_z = a \cdot S_z \qquad \text{.....(2.2)}$$

$$= b \cdot H_z \qquad (mm^2)$$

ความหนาของเศษเจาะ : (H_Z)

$$H_Z = S_Z \cdot \sin K \qquad \text{.....(2.3)}$$

$$= S_z.\sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right) \qquad \text{(mm.)}$$

ความกว้างของเศษเจาะ : (b)

$$b = \frac{a}{\sin K} \qquad \text{..... (2.4)}$$

$$= \frac{(D-d)}{(2.\sin K)}$$

$$= \frac{(D-d)}{\left(2.\sin\left(\frac{\varepsilon}{2}\right)\right)} \qquad \text{(mm.)}$$

ความกว้างของเศษเจาะในสูตรข้างบน ใช้ได้กับงานเจาะรูให้โตขึ้น หากเป็นงานเจาะรูเต็ม ให้ใช้ $a = \frac{D}{2}$ แทนค่าแทน

โหลดที่คมตัด (รูปที่ 2.3) จะประกอบด้วยแรงตัด F_s และแรงป้อนเจาะ F_V แรงแต่ละค่าจะกระทำ ณ เส้นคมตัดทั้งสองของดอกสว่าน หากพิจารณา ณ แต่ละคมตัด ซึ่งแต่ละคมตัดจะยาว $\frac{D}{2}$ แรงจะกระทำ ณ จุดประมาณกึ่งกลางของคมตัดนั้น ๆ คือ ณ จุดที่มีความยาวแขน $\frac{D}{4}$

ดังนั้น แรงตัดหลัก F_S ณ แต่ละคมตัด Z จะมีค่า :

กรณีเจาะรูเต็ม :

$$F_{sz} = q_z \cdot K_s \qquad \text{..... (2.5)}$$

$$= \left(\frac{D}{2}\right).S_z.K_s \qquad \text{(kN.)}$$

เมื่อ K_s คือ แรงตัดจำเพาะ

กรณีเจาะรูให้โตขึ้น :

$$F_{sz} = \left(\frac{D-d}{2}\right)S_z.K_s \qquad \text{(kN.)} \qquad \text{..... (2.6)}$$

แรงตัดรวมทั้งดอกสว่าน $z = 2$ จะมีค่าเป็นสองเท่าคือ

กรณีเจาะรูเต็ม : $F_S = \frac{D}{2}.Z.S_z.k_s = q.Z.k_s$ (kN.) ..... (2.7)

กรณีเจาะรูให้โตขึ้น : $F_S = \frac{D-d}{2}.Z.S_z.k_s = \frac{D-d}{2}.S.k_s$ (kN.)

วิธีคำนวณค่า F_S อีกวิธีหนึ่งคือคำนวณจากโมเมนต์จะเห็นว่าในรูป 2.3 แรง F_{SZ} มีแขนแรงยาว $\frac{D}{4}$ ดังนั้น โมเมนต์ ณ แต่ละคมมีดจะมีค่า

$$M_Z = F_{sz}.\left(\frac{D}{4}\right) \quad \text{(kNm.)}$$

เมื่อ D มีหน่วยเป็น m

แรงโมเมนต์รวม ณ สองคมมีดตัด

$$M = 2.F_{sz}.\left(\frac{D}{4}\right)$$

$$= F_S.\left(\frac{D}{4}\right) \quad \text{(kNm.)} \quad \text{..... (2.8)}$$

กรณีเป็นงานเจาะรูให้โตขึ้น $\frac{D}{4}$ ต้องเปลี่ยนเป็น $\frac{(D+d)}{4}$ ดังนั้น

$$M = F_S.\frac{(D+d)}{4} \quad \text{(kNm.)}$$

วิธีวัดค่าแรงตัด F_S โดยตรงขณะเจาะรูอยู่นั้นกระทำไม่ได้ แต่ค่าโมเมนต์ M นั้นวัดทราบได้ จึงคำนวณแรง F_S ได้

$$F_S = \frac{(M.4)}{D+d} \quad \text{(kN.)}$$

แรงป้อนเจาะ F_V ที่เขียนแสดงทิศทางอยู่ในรูป 2.3 เป็นแรงที่แตกออกจากแรงนอร์มัล F_n ตามแนวแกนเส้นศูนย์ของดอกสว่าน โดยที่คมตัดทั้งสองของดอกสว่านนั้นสมมาตรกัน แรงที่แตกออกอีกแนวหนึ่งในรูปเป็นแนวระนาบ F_{SZ} สองแรงนั้นมีขนาดเท่ากัน และทิศทางตรงกันข้ามกัน ผลลัพธ์ ในทิศทางนี้เป็นศูนย์ แรงนี้เป็นแรงกระทำในแนวรัศมี และเป็นแรงที่ตรงข้ามกับแรงขยับดอกเจาะให้เดินไปหน้าหรือไปข้างหลัง หรือเทียบเท่ากับแรงกดมีดให้เข้าสึกทางด้านข้าง แรงป้อนเจาะต่อคมตัดคำนวณได้ด้วยสูตร

$$F_{VZ} = S_Z \,.\, D \,.\, \sin K \,.\, K_S \quad \text{(kN.)} \quad \text{..... (2.9)}$$

แรงป้อนเจาะค่ารวม : $F_V = S \,.\, D \,.\, \sin K \,.\, K_S$ (kN.)

ซึ่งค่า K_S ของแรงป้อนเจาะสามารถดูได้จากตารางที่ 2.3

ตารางที่ 2.3 แรงตัดจำเพาะของวัสดุงานบางชนิด

วัสดุ	ค่ากำลังความแข็งแรง (kN/mm^2) หรือความแข็ง	Z	k_s (kN/mm^2)
St 37 , St 42	0.5	0.17	1.78
St 60	0.62	0.17	2.11
Ck 45 , C 45	0.67	0.14	2.22
GG 26	HB 200	0.26	1.16
GG 45	0.3 ... 0.5	0.17	1.54
ทองแดงหล่อ	-	0.25	0.64
ทองเหลือง	HB 80 – 120	0.18	0.78
อลูมิเนียมหล่อ	HB 30 - 43	0.25	0.64

ที่มา : จากหนังสือ เทคโนโลยีเครื่องมือกล หน้า 6

2.1.3 กำลังงานกล

กำลังงาน คือ งานที่เกิดขึ้นในหนึ่งหน่วยเวลา

$$P = \frac{W}{t} \qquad \text{.....(2.10)}$$

$$= F.s$$

$$= F.V$$

$$= M.\omega$$

โดยที่ P คือ กำลังขับ

W คือ งาน

M คือ โมเมนต์บิด

s คือ ระยะทาง

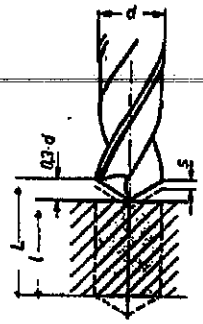
t คือ เวลา

V คือ ความเร็ว

ω คือ ความเร็วเชิงมุม

2.1.4 วิธีการคำนวณเวลางานเจาะ

ถ้า t_h คือ เวลาที่ต้องใช้เจาะรูเจาะหนึ่งๆ หรือระยะเวลาที่ดอกสว่านหมุนตัดเศษเจาะอยู่ แสดงดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 ช่วงขยับของดอกเจาะ

(**ที่มา** : จากหนังสือ ทฤษฎีงานเครื่องมือกล หน้า 94)

สูตรคำนวณเวลาเจาะ : $$t_h = \frac{L}{s.n} \quad \text{(นาที)} \qquad .....(2.11)$$

โดยที่ t_h คือ เวลาที่ต้องใช้เจาะรูเจาะหนึ่งๆ

l คือ ความลึกรูเจาะ

L คือ ช่วงขยับของดอกเจาะ = ความลึกรูเจาะ + ช่วงจิก = $l + 0.3d$

d คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของดอกเจาะ

n คือ จำนวนรอบดอกเจาะที่หมุนในหนึ่งนาที

s คือ ช่วงป้อนเจาะ มม./รอบ

2.2 สายพานส่งกำลัง

การส่งกำลังทางกลจากเพลาอันหนึ่งไปยังเพลาอีกอันหนึ่ง อาจจะทำได้สามวิธี คือ โดยใช้เฟือง ใช้สายพาน หรือใช้โซ่ การส่งกำลังโดยสายพานเป็นการส่งกำลังแบบอ่อนตัวได้ (flexible)ซึ่งมีข้อดีและข้อเสียหลายประการเมื่อเปรียบเทียบกับการส่งกำลังโดยใช้เฟือง ข้อดีก็คือ มีราคาถูกและใช้งานง่าย รับแรงกระตุกและการสั่นสะเทือนได้ดี ขณะใช้งานไม่มีเสียงดัง เหมาะสำหรับการส่งกำลังระหว่างเพลาที่อยู่ห่างกันมากๆ และค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำ เป็นต้น แต่ก็มีข้อเสียคือ อัตราทดไม่แน่นอนนัก เนื่องมาจากการสลิป (slip) และการครีพ (creep) ของสายพาน และต้องมีการปรับระยะห่างระหว่างเพลาหรือปรับแรงดึงในสายพานระหว่างใช้งาน นอกจากนั้นยังไม่อาจใช้งานที่มีอัตราทดสูงมากได้ ซึ่งมักใช้กับอัตราทดไม่เกิน 5

2.2.1 ชนิดและวัสดุที่ใช้ทำสายพาน

สายพานแบ่งออกเป็นสี่ชนิดตามลักษณะหน้าตัดของสายพาน คือ สายพานแบน(flat belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า สายพานลิ่ม (V- belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมูสายพานกลม (ropes) มีหน้าตัดเป็นรูปวงกลมและไทม์มิงเบ็ลท์ (timing belts) มีหน้าตัดเป็น รูปสี่เหลี่ยมคางหมู แต่จะทำเป็นร่องคล้ายฟันเฟืองตลอดความยาวของสายพาน สายพานแต่ละชนิดจะมีลักษณะในการใช้งานต่างกันตามความเหมาะสมกับลักษณะของงาน

วัสดุที่ใช้ทำสายพานจะต้องมีค่าความต้านแรงสูง (strength) สามารถบิดตัวได้ดีและจะต้องมีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสสูง

วัสดุที่ใช้ทำสายพานซึ่งใช้งานกันมากก็คือหนัง (oak – tanned leather) แต่ถ้าเป็นการใช้งานเป็นพิเศษ เช่นอยู่ในบรรยากาศที่มีความชื้น มีไอของสารเคมี หรือมีน้ำมันอยู่ด้วย ก็มักใช้สายพานแบน chrome leather เพื่อให้สายพานมีอายุการใช้งานได้นานพอสมควร จึงมักใช้ค่าความเค้นในการออกแบบสายพานต่ำกว่า ความต้านแรงดึงสูงสุดของสายพานมาก โดยทั่วไปจะใช้ค่าความปลอดภัยประมาณ 10 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสายพานหนังจะมีค่าประมาณ 0.40-0.50 และความเร็วใช้งานของสายพานควรจะอยู่ในช่วง 1000-2000 m/min

สายพานอีกชนิดหนึ่งคือสายพานยาง (rubber belts) สายพานประเภทนี้จะมีฝ้ายหรือผ้าใบเป็นไส้ภายในและมียางหุ้มอยู่ภายนอกยางที่ใช้หุ้มจะเป็นยางที่อบด้วยกำมะถันในอุณหภูมิสูง (vulcanised) เพื่อเพิ่มความยืดหยุ่นและความต้านแรง สายพานยางเหมาะสำหรับใช้กับงานที่มีน้ำมันหรือแสงแดด เมื่อเปรียบเทียบกับสายพานหนังแล้ว สายพานยางจะมีราคาถูกกว่า แต่อายุใช้งานสั้นกว่า สายพานยางทนต่อสภาพบรรยากาศในการใช้งานได้ดีกว่าสายพานหนัง ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสายพานยางจะมีค่าประมาณ 0.30-0.40 และสามารถรับแรงดึงได้ประมาณ 20 N ต่อชั้น ต่อความกว้างสายพาน 1 mm.

สายพานบาลลาตา (balata belts) เป็นยางคล้ายสายพานยาง แต่ไม่ต้องผ่านกรรมวิธีอบด้วยกำมะถัน ทนต่อกรดและความชื้นได้ดี แต่อุณหภูมิใช้งานไม่ควรเกิน 40 ^{o}C สายพานชนิดนี้มีความต้านแรงมากกว่าสายพานยางประมาณ 25%

สายพานผ้าถัก (textile belts) ทำจากฝ้ายหรือผ้าใบซ้อนกันเป็นชั้นๆ แล้วยึดติดกัน จากนั้นจึงเคลือบด้วยน้ำมันลินซีด (linseed) เพื่อทำให้สายพานกันน้ำได้ มักใช้กับงานประเภทชั่วคราว

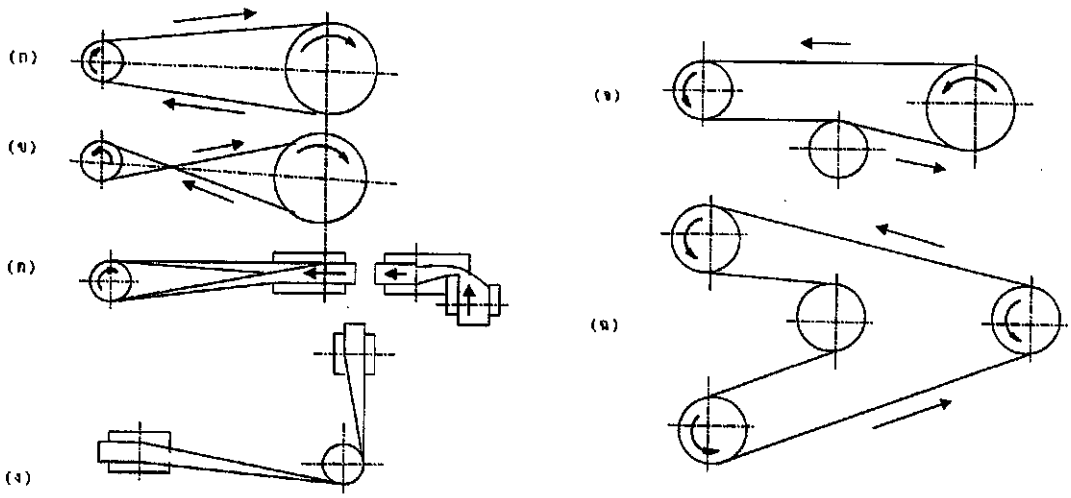
สายพานทุกชนิดที่กล่าวมานี้จะยืดตัวได้ดี ดังนั้น เมื่ออยู่ภายใต้แรงดึงจะยืดตัวทำให้เกิดการสลิปบนล้อสายพาน (pulley) ในทางปฏิบัติจึงมักจะยืดสายพานให้ตึงไว้ก่อนใช้งานทั้งนี้เพื่อเป็นการลดการสลิปของสายพาน

2.2.2 ลักษณะการขับด้วยสายพาน

เนื่องจากคุณสมบัติในการอ่อนตัวของสายพาน จึงอาจจัดลักษณะการขับของสายพานได้ต่างๆ กัน ลักษณะทั่วไปที่นิยมใช้ในการขับด้วยสายพานดูได้จากรูปที่ 2.5

เมื่อต้องการขับเพลาที่อยู่ขนานกัน และต้องการให้เพลาทั้งสองหมุนในทิศทางเดียวกัน ก็จะทำได้ในลักษณะดังรูปที่ 2.5 (ก) ซึ่งเรียกว่าโอพันไดรว์ (open drive) และถ้าเพลาอยู่ห่างกันมากควรจะให้สายพานด้านล่างตึง (tight) และด้านบนหย่อน (slack) แต่ถ้าต้องการให้เพลาทั้งสองหมุนสวนทางกันก็ทำได้โดยใช้วิธีดังรูปที่ 2.5 (ข) ซึ่งเรียกว่าครอสไดรว์ (crossed drive) แต่การขับในลักษณะนี้จุดที่สายพานสึกหรอมากเกินไปจึงควรจะให้จุดศูนย์กลางของล้อสายพานอยู่ห่างกันไม่น้อยกว่ายี่สิบเท่าของความกว้างสายพาน และทำงานที่ความเร็วสายพานไม่เกิน 15 m/s

การขับแบบควอเตอร์เทอนไดรว์ (quarter turn drive) ดังรูปที่ 2.5 (ค) ใช้เมื่อเพลาทั้งสองตั้งฉากกัน และเพื่อป้องกันไม่ให้สายพานหลุดออกจากล้อสายพานในขณะใช้งาน จึงต้องใช้ล้อสายพานที่กว้างเพียงพอ โดยทั่วไปมักจะต้องกว้างมากกว่าความกว้างสายพานไม่น้อยกว่า 1.4 เท่า และก่อนใช้งานจะต้องทดสอบก่อนใช้งานจะต้องทดสอบก่อนเสมอ ส่วนการขับแบบมิวล์ไดรว์ (mule drive) ดังในรูปที่ 2.5 (ง) ใช้เมื่อเพลาทั้งสอบตั้งฉากกัน แต่ไม่อาจจัดในลักษณะควอเตอร์เทอนไดรว์ได้ หรือเมื่อต้องการให้หมุนกลับทิศทางได้



รูปที่ 2.5 ลักษณะการขับด้วยสายพาน (ก) ขับแบบเปิด (ข) ขับแบบไขว้
(ค) ขับแบบหมุนกลับ (ง) ขับแบบตัวรั้งสายพาน (จ) แสดงการขับโดยใช้ล้อช่วย (ฉ) ขับแบบย้อนกลับ
(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 253)

เมื่อไม่สามารถใช้ขับในลักษณะโอพันไดรว์ได้ เพราะส่วนโค้งสัมผัส (ARC OF CONTACT) บนล้อสายพานเล็กมีค่าน้อยเกินไป (เพราะอัตราทดสูง และล้อสายพานอยู่ใกล้กันมาก) หรือเมื่อไม่อาจทำให้สายพานตึงโดยวิธีอื่น ก็อาจทำได้โดยใช้ล้อช่วย (idler) ดังรูปที่ 2.5 (จ) เป็นการช่วยให้

สายพานสัมผัสกับล้อมากขึ้นซึ่งเพิ่มกำลังที่ส่งได้ด้วย ส่วนการขับแบบริเวอสไดรว์(reverse drivr) ใช้เมื่อต้องการส่งกำลังไปยังเพลาหลายๆ อันพร้อมกัน

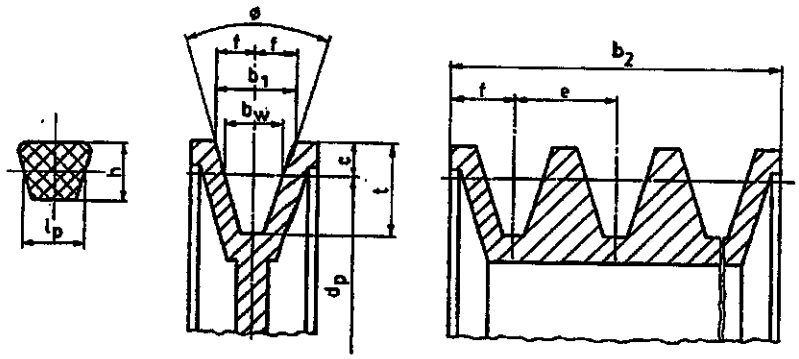
2.2.3 สายพานลิ่ม

สายพานลิ่มใช้ส่งกำลังได้ค่อนข้างมากโดยต้องการแรงดึงชั้นต้นในสายพานค่อนข้างน้อย ทั้งนี้เพราะผลจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียวกับร่องรูปลิ่มของล้อสายพาน ทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลให้สายพานทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพดีแม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสน้อย และมีแรงดึงชั้นต้นค่อนข้างต่ำ และเหมาะกับการใช้งานในกรณีที่ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อย ในการส่งกำลังจะส่งได้มากที่สุดเมื่อผิวด้านข้างของสายพานอัดแน่นกับร่องบนล้อสายพาน และในกรณีที่มีเหตุฉุกเฉิน ก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นนี้ทำหน้าที่เป็นเบรคได้ด้วย

การขับด้วยสายพานลิ่ม มีข้อดีคือมีเสียงเงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้นอกจากนั้นยังมีขนาดกระทัดรัด มีประสิทธิภาพดี และแบริ่งของเพลาไม่ต้องรับแรงมากเกินไป จึงมักใช้ในการขับทางด้านอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานได้โดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7:1 หรืออาจใช้ได้สูงถึง 10:1

2.2.4 ขนาดสายพานและล้อสายพานลิ่ม

สายพานลิ่มมีหน้าตัดเป็นรูปลิ่ม ดังนั้นในการกำหนดขนาดจึงมักกำหนดโดยใช้ความกว้างพิตช์ (pitch width) และความหนาสายพานโดยใช้ตัวอักษรแทน ซึ่งแบ่งออกเป็นสายพานลิ่มแบบแคบ (narrow V-belts) มีขนาด SPZ SPA SPB และ SPC และสายพานลิ่มแบบธรรมดา มีขนาด Y Z A B C D และ E ซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะสายพานลิ่มแบบธรรมดาเท่านั้น รูปร่างหน้าตัดของสายพานลิ่มและล้อสายพาน ดูได้จากรูปที่ 2.6 ส่วนขนาดต่างๆ ดูได้จากตาราง 2.4 และตาราง 2.5



รูปที่ 2.6 หน้าตัดสายพานลิ่มและล้อสายพาน

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 282)

ตารางที่ 2.4 ขนาดสายพานลิ่มและล้อสายพานลิ่ม ตามมาตรฐาน ISO/R 52-1957(E)และ ISO/R 256-1962(E) ขนาดเป็น mm.

หน้าตัดสายพาน		Y	Z	A	B	C	D	E
l_p		5.3	8.5	11	14	19	27	32
h		4	6	8	11	14	19	25
b_w		5.3	8.5	11	14	19	27	32
b_1		6.3	9.7	12.7	16.3	22	32	40
c		1.6	2	2.8	3.5	4.8	8.1	12
e		8±0.3	12±0.3	15±0.3	19±0.4	25.5±0.5	37±0.6	44.5±0.7
f		6±0.5	8±0.6	10±0.6	12.5±0.8	17±1	24±2	29±2
t_{min}		7	11	14	18	24	28	33
32^0	∅ สำหรับศูนย์กลาง d_p	≤63	-	-	-	-	-	-
34^0		-	63-80	90-118	140-190	224-315	-	-
36^0		63	-	-	-	-	≤500	≤630
38^0		-	≥80	≥118	≥190	≥315	≥500	≥630
b_2	1	12	19	20	25	34	48	58
	2	20	28	35	44	59.5	85	102.5
	No. 3	28	40	50	63	85	122	147
	ร่องบนล้อ 4	36	52	65	82	110.5	159	191.5
	สายพาน 5	44	64	80	101	136	196	236
	6	52	76	95	120	161.5	233	280.5
	7	60	88	110	139	187	270	325
	8		100	125	158	212.5	307	369.5
	9		112	140	177	238	344	411
	10		124	155	196	363.5	181	458.5

ตารางที่ 2.4 (ต่อ) ขนาดสายพานลิ่มและล้อสายพานลิ่ม ตามมาตรฐาน ISO/R 52-1957(E)และISO/R 256-1969(E)

ขนาดเป็น mm.

หน้าตัดสายพาน		Y	Z	A	B	C	D	E
	11		136	170	215	289	418	503
	12		148	185	234	314.5	455	547.5
$d_{p_{min}}$		28	50	80	125	200	355	500

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 283

ตารางที่ 2.5 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ dp ของล้อสายพานลิ่ม ตามมาตรฐานISO/R 52-1975 (E)

และ ISO/R 253-1962 (E)ขนาดเป็น mm

25	60	100	170	280	500	900	1900
28	63	106	180	300	530	1000	2000
31.5	67	112	190	315	560	1060	2240
35.5	71	118	200	355	600	1120	2500
40	75	125	212	375	630	1250	
45	80	132	224	400	670	1400	
50	85	140	236	425	710	1500	
53	90	150	250	450	750	1600	
56	95	160	265	475	800	1800	

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 284

2.2.5 กลศาสตร์ของสายพานลิ่ม

ในการขับด้วยสายพานลิ่มแรงปฏิกริยาระหว่างสายพานกับล้อสายพานจะอยู่ในทิศทางตั้งฉากกับผิวสัมผัส ดังรูปที่ 2.7 ให้ $F_{n'}$ เป็นแรงปฏิกริยาในแนวตั้งฉากระหว่างผิวสัมผัสของสายพานกับร่องบนล้อสายพาน ดังนั้น

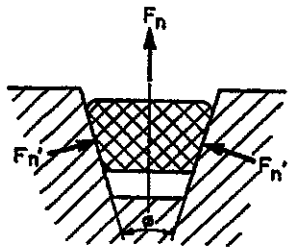
$$2fF_{n'} = dF \qquad \text{..... (2.12)}$$

แรงปฏิกริยารวมของแรง $F_{n'}$ ทั้งสองแรงคือ

$$F_n = 2F_{n'}\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \qquad \text{..... (2.13)}$$

หรือ $$F_{n'} = \frac{F_n}{2\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)}$$

แทนค่า $F_{n'}$ จะได้ $$\frac{fF_n}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)} = dF$$



รูปที่ 2.7 แรงบนสายพานลิ่ม

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 284)

เมื่อพิจารณาและรวมแรงในแนวดิ่งจะได้

$$F_c + F_n = \left(F+\frac{1}{2}dF\right)d\theta \qquad \text{..... (2.14)}$$

เมื่อกำจัด F_n ออกจากสมการทั้งสองนี้จะได้

$$dF = \frac{f}{\sin\frac{\varphi}{2}}\left(F+\frac{1}{2}dF\right)d\theta - \frac{f}{\sin\frac{\varphi}{2}}F_c \qquad \text{..... (2.15)}$$

$$= \frac{f}{\sin\frac{\varphi}{2}}\left(F+\frac{1}{2}dF-\frac{wAv^2}{g}\right)d\theta$$

$$\frac{dF}{F+\frac{1}{2}dF-\frac{wAv^2}{g}} = \frac{f}{\sin\frac{\varphi}{2}}d\theta$$

อินติเกรตสมการนี้จาก $\theta = 0$ ถึง α และจาก $F = F_2$ ถึง $F = F_1$ จะได้

$$\ln\frac{F-\frac{wAv^2}{g}}{F-\frac{wAv^2}{g}} = \frac{\alpha f}{e^{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)}}$$

หรือ $$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\alpha f'} \quad \text{..... (2.16)}$$

โดยที่ $$f' = \frac{f}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)}$$

และกำลังที่ส่งได้โดยสายพานลิ่มหาค่าได้จากสมการ

$$W_p = z(F_1 - F_2)\, V \quad \text{.....(2.17)}$$

โดยที่ V คือ ความเร็วของสายพานเป็น m/s

z คือ จำนวนสายพาน

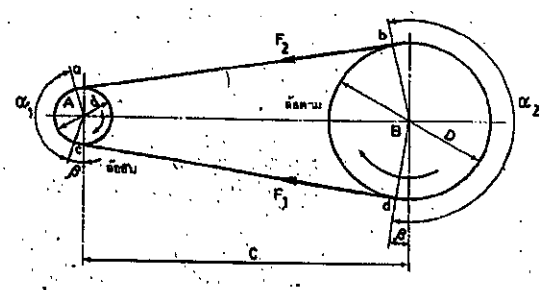
การหามุมสัมผัส α และความยาวสายพาน L ในแต่ละกรณี ทำได้โดยใช้สมการดังต่อไปนี้ คือ

สำหรับการขับแบบโอพ็นไดรว์ ดังรูปที่ 2.8

$$\alpha_1 = \pi - 2\sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right) \text{ rad} \quad \text{.....(2.18)}$$

$$\alpha_2 = \pi + 2\sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right) \text{ rad} \quad \text{.....(2.19)}$$

โดยที่ C คือ ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพาน



รูปที่ 2.8 การขับด้วยสายพานสายพานแบบโอพ็นไดรว์

(ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 254)

การออกแบบการขับด้วยสายพานที่ดี เมื่อทำงานในสภาวะปกติไม่ควรมีการสลิป แต่การครีพจะเกิดขึ้นเสมอไม่ว่าจะเป็นสายพานชนิดใด การเกิดครีพและสลิปทำให้สูญเสียกำลังงานและความเร็ว แต่การสูญเสียกำลังจากการครีพมีค่าน้อยมาก การสลิปอาจทำให้เกิดความร้อนมากเพียงพอที่จะ

ทำให้ผิวหน้าของสายพานหายได้ ดังนั้นจึงควรระมัดระวังไม่ให้เกิดการสลิป ด้วยวิธีการดึงสายพานให้ตึงเพียงพอก่อนการใช้งานเพื่อกำจัดการสลิป

เมื่อให้ d และ D เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อขับและล้อตาม n_1 และ n_2 เป็นความเร็วรอบของล้อขับและล้อตาม

ความเร็วของล้อสายพานขับ V_1 มีค่าเท่ากับ

$$V_1 = \pi d n_1 \qquad \text{.....(2.20)}$$

ความยาวพิตช์โดยประมาณของสายพานลิ่มหาค่าได้จากสมการ

$$L_p = 2C + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C} \qquad \text{.... (2.21)}$$

โดยสัญลักษณ์ต่างๆ ยังคงมีความหมายเช่นเดียวกับสายพานแบน แต่ในกรณีของสายพานลิ่มจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์แทน หรือในกรณีที่ทราบความยาวพิตช์แล้วต้องการหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางก็ทำได้โดยใช้สมการ

$$C = P + \sqrt{(P^2 - q)} \qquad \text{..... (2.22)}$$

โดยที่ P คือ $0.25L_p - 0.393(D_p + d_p)$

q คือ $0.125(D_p - d_p)^2$

2.2.6 การทำให้เกิดแรงดึงขั้นต้นในสายพานลิ่ม

การทำให้เกิดแรงดึงขั้นต้นจะช่วยทำให้การขับด้วยสายพานมีประสิทธิภาพดีและยืดอายุการใช้งานของสายพาน ถ้าออกแรงดึงขั้นต้นไม่เพียงพอจะทำให้ส่งกำลังได้น้อยลงประสิทธิภาพต่ำลง ทำให้สายพานมีอายุการใช้งานลดลงเนื่องจากการสลิป แต่ถ้าออกแรงดึงขั้นต้นมากเกินไป จะทำให้ขอบสายพานยืดตัวมากเกินไป เกิดความเค้นในสายพานมาก แบริ่งที่รองรับล้อสายพานจะรับแรงมากเกินไป ด้วยเหตุนี้เองจึงต้องออกแรงดึงขั้นต้นให้เหมาะสมกับแรงภายนอกที่กระทำกับสายพาน

แรงดึงในสายพานขณะส่งกำลังคือ

$$F = F_1 - F_2 = \frac{W_p}{V} \qquad \text{..... (2.23)}$$

ให้แรงดึงในแนวแกน

$$F_W = F_1 + F_2 = F\frac{e^{\alpha f'} + 1}{e^{\alpha f'} - 1}$$

แรงหนีศูนย์กลางเนื่องจากน้ำหนักสายพาน

$$F_C = \frac{wAv^2}{g}$$

แรงลัพธ์เนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง คือ

$$F_R = 2.z.F_c.\sin\frac{\alpha}{2}$$

โดยที่ z คือ จำนวนสายพาน

ดังนั้น แรงดึงขั้นต้นในสายพานจึงหาได้จากการรวมแรงดึงในแนวแกนขณะส่งกำลังกับแรงลัพธ์เนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง นั่นคือ

$$F_i = F_W + F_R \quad \text{..... (2.24)}$$

ในทางปฏิบัติมักจะใช้วิธีหาค่าประมาณของแรงดึงในแนวแกนจากสมการ

$$F_W = k_1.F.\sin\frac{\alpha}{2} \quad \text{..... (2.25)}$$

โดยที่ k_1 เป็นตัวประกอบใช้งาน ซึ่งขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานซึ่งหาค่าได้จากตาราง 2.6 แล้วใช้แรงนี้เป็นแรงดึงขั้นต้น

ตารางที่ 2.6 ตัวประกอบใช้งาน

k_1	สภาวะการทำงาน
1.3	งานเบา ทำงานคงที่
1.5	งานปานกลาง
2.0	งานหนัก แรงกระตุก เปิดปิดบ่อยครั้ง

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 287

ในกรณีที่ขับโดยมีระยะห่างระหว่างศูนย์กลางคงที่ หรือไม่มีอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดแรงดึงในสายพานตลอดเวลา ก็จำเป็นจะต้องนำเอาแรงหนีศูนย์กลางมาคิดด้วย จากสมการ

$$F_R = 2.z.F_c.\sin\frac{\alpha}{2}$$

$$= 2.z.\frac{wAv\alpha}{g}\sin\frac{}{2}$$

ซึ่งเขียนได้ใหม่เป็น $F_R = z.k_2.v^2\sin\frac{\alpha}{2}$

ค่า k_2 หาได้จากตาราง 2.7 ดังนั้น แรงดึงชั้นต้นในสายพานจึงเท่ากับ

$$F_i = \left(k_1F+zk_2v^2\right)\sin\frac{\alpha}{2} \quad \text{..... (2.26)}$$

ตารางที่ 2.7 ค่าตัวประกอบ k_2

หน้าตัดสายพาน	k_2
Y	0.049
Z	0.126
A	0.217
B	0.385
C	0.637
D	1.332

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 288

2.2.7 การคำนวณหาขนาดของสายพานลิ่ม

การคำนวณทางด้านการส่งกำลังโดยสายพานลิ่มจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของล้อสายพาน d_p เป็นพื้นฐาน และในที่นี้ก็จะแสดงวิธีการเลือกขนาดของสายพานลิ่มตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต เช่นเดียวกันกับในกรณีของสายพานแบน

ในการเลือกขนาดของล้อสายพาน บริษัทผู้ผลิตได้แนะนำให้เลือกขนาดของล้อสายพานให้โตที่สุดเท่าที่จะทำได้ ขนาดของล้อสายพานไม่ควรจะเล็กกว่าค่าที่กำหนดไว้ในตารางที่ 2.4 แต่ข้อควรระวังก็คือขณะใช้งานปกติความเร็วของสายพานไม่ควรสูงกว่า 30 m/s

การหาขนาดหน้าตัดโดยประมาณของสายพานลิ่มสำหรับการส่งกำลัง อาจทำได้โดยใช้รูปแผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ่มจากภาคผนวก ข-2 แต่กำลังที่ส่งได้จริงของสายพานจะต้องตรวจสอบจากตารางการกำหนดสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่ม ซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป

การเลือกขนาดของสายพานลิ่มจะแตกต่างไปจากสายพานแบนเล็กน้อยคือ จะใช้วิธีการคำนวณหาจำนวนเส้นของสายพานลิ่มที่ต้องการใช้งานจากกำลังงานที่ต้องการขับ และตัวประกอบที่ใช้แก้ไขต่างๆ จำนวนเส้นของสายพานลิ่มหาได้จากสมการ

$$z = \frac{W_p . N_s}{P_R . N_a . N_l} \qquad \text{..... (2.27)}$$

โดยที่ z = จำนวนเส้นของสายพานลิ่ม

W_p = กำลังงานที่ต้องการส่ง

N_s = ตัวประกอบใช้งานหาค่าได้จากตารางภาคผนวก ข-1

N_a = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส หาค่าได้จากตารางที่ 2.7

N_1 = ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน (belt length Correction factor) หาค่าได้จากตารางภาคผนวก ข-3

P_R = กำลังที่สายพานลิ่มหนึ่งเส้นส่งได้ หาค่าได้จากตาราง ภาคผนวก ข-3

ตารางที่ 2.8 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_a สำหรับสายพานลิ่ม

$\frac{D_p-d_p}{C}$	**ส่วนโค้งสัมผัส** $\alpha \cong$	N_a
0	180	1
0.15	170	0.98
0.35	160	0.95
0.5	150	0.92
0.7	140	0.89
0.85	130	0.86
1.0	120	0.82
1.15	110	0.78
1.3	100	0.73
1.45	90	0.68

* ค่าที่อยู่ระหว่างค่าในตาราง อาจหาค่าได้โดยประมาณ โดยใช้การประมาณแบบเชิงเส้น

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 291

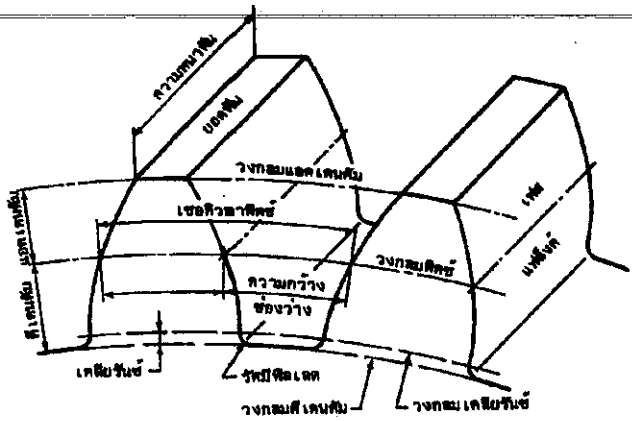
2.3 เฟืองตรง (SPUR GEAR)

เฟืองตรง (spur gear) เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป โดยใช้ทำหน้าที่ส่งกำลังและการหมุนจากเพลาหนึ่งไปยังอีกเพลาหนึ่งที่ขนานกันส่วนมากเฟืองขับ (driving gears)จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม(driven gears)และมีชื่อเรียกเป็นพิเศษว่า พิเนียน (pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่าเฟืองตาม แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้ เนื่องจากว่าเฟืองที่ผลิตและใช้กันอยู่ในปัจจุบันนี้ยังคงใช้ระบบหน่วยอังกฤษอยู่เป็นส่วนมาก ซึ่งก็จำเป็นต่อการเปลี่ยนเฟืองของเครื่องจักรกลที่ชำรุดเสียหาย ฉะนั้น เฟืองในระบบหน่วยอังกฤษก็ยังคงจะต้องผลิตออก

มาอีกเป็นเวลานาน ดังนั้นในที่นี้จะกล่าวถึงการออกแบบหรือการเลือกขนาดเฟืองทั้งในระบบหน่วยอังกฤษ และในระบบหน่วยเอสไอ (SI) คละกันไป

2.3.1 คำจำกัดความ

ในการให้คำจำกัดความเรียกชื่อส่วนต่างๆ ของเฟือง ให้พิจารณารูป 2.10 ดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.9 การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 21)

วงกลมพิตช์ (pitch circle) เป็นมิติหลักในการเรียกขนาดของเฟือง โดยบอกขนาดของเฟืองด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ (pitch diameter) ในทางทฤษฎีแล้วเฟืองคู่ที่ขบกันจะต้องที่มีเส้นสัมผัสกัน ณ วงกลมพิตช์

เซอคิวลาพิตช์ (circular pitch) p เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิตช์ จากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองในยังอีกจุดหนึ่ง ณ ตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไป จากรูปที่ 2.9 จะเห็นได้ว่าระยะนี้มีค่าเท่ากับผลรวมของความกว้างฟันและความกว้างฟันและความกว้างช่องว่างระหว่างฟัน

โมดุล (module) m เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์พิตช์กับจำนวนฟันบนเฟือง หน่วยที่ใช้วัดโมดุลคือมิลลิเมตร โมดุลนี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยเอสไอ

ไดอะมิทรัลพิตช์ (diametral pitch) P เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันบนเฟืองกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ ฉะนั้นจึงเป็นส่วนกลับของโมดุล ไดอะมิทรัลพิตช์เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษ ซึ่งกำลังได้รับการเปลี่ยนเปลงให้เป็นระบบหน่วยเอสไออยู่ ดังนั้นความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ใช้บอกเป็นนิ้ว

แอดเดนดัม (addendum) a หรือช่วงสูงบน เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างยอดฟัน (top land) ถึงวงกลมพิตช์ ฉะนั้นความสูงของฟันเฟืองคือ ผลรวมระหว่าง a กับ d

เคลียรันซ์ (clearance) c ในการที่เฟืองสองอันขบกัน ดีเดนดัมของเฟืองหนึ่งต้องมีค่ามากกว่าแอดเดนดัมของอีกเฟืองหนึ่ง เพื่อที่จะไม่ให้เกิดการขัดกันขึ้น ผลต่างระหว่างค่าดีเดนดัมและแอดเดนดัมนี้เรียกว่าเคลียรันซ์ c (ดูรูปที่ 2.9 ประกอบ)

แบ็คแล็ซ (backlash) คือผลต่างระหว่างความกว้างช่องว่างระหว่างฟันเฟืองหนึ่งกับความกว้างของฟันเฟืองอีกอันหนึ่งที่ขบกัน โดยวัดตามแนวเส้นวงกลมพิตช์ ฉะนั้น ในการขับด้วยเฟืองที่มีแบ็คแล็ซ เฟืองขับจะสามารถหมุนไปได้เป็นมุมเล็กน้อยก่อนที่เฟืองตามจะหมุนไปแบ็คแล็ซนี้จำเป็นจะต้องมีอยู่เสมอ ทั้งนี้เพื่อให้มีช่องว่างสำหรับน้ำมันหล่อลื่น และเพื่อให้เฟืองสามารถขยายตัวได้เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ตลอดจนมีเผื่อเอาไว้สำหรับความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของฟันเฟือง

ความหนาของฟัน (face width) b คือความหนาของฟันเฟืองวัดในทิศทางเดียวกับแนวแกนของเฟือง ซึ่งในที่นี้จะเรียกว่าความหนาเฟือง

แฟลึงค์ (flank) คือผิวทางด้านข้างของฟันเฟือง ซึ่งอยู่ระหว่างวงกลมพิตช์บวงกลมดีเดนดัม

อัตราทด (velocity ratio) m_ω คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม ถ้าให้ "1" และ "2" แทนเฟืองขับและเฟืองตาม ตามลำดับ จากความรู้ทางด้านกลศาสตร์จะได้ว่า

$$m_\omega = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \qquad \text{..... (2.28)}$$

โดยที่ ω คือ ความเร็วเชิงมุม , rad / s

n คือ ความเร็วรอบ , rpm

d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ , mm หรือ in.

N คือ จำนวนฟัน

อัตราส่วนเฟือง (gear ratio) m_g คือ อัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเฟืองต่อจำนวนฟันของพิเนียน ถ้าพิเนียนเป็นตัวขับแล้ว

$$m_g = m_\omega = \frac{N_2}{N_1} \qquad \text{..... (2.29)}$$

2.3.2 มาตรฐานการบอกขนาดของฟัน

ตามที่ได้กล่าวมาแล้วว่า ดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟือง อาจจะบอกเป็นพิตช์ในระบบหน่วยอังกฤษ หรือบอกเป็นโมดุลในระบบหน่วยเอสไอ จากคำจำกัดความที่ผ่านมาจะได้ว่า

ไดอะมิทรัลพิตช์ $\qquad P = \frac{N}{d} \qquad \text{.....(2.30)}$

โดยที่ d มีหน่วยเป็น in.

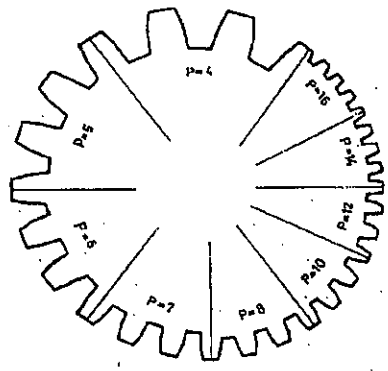
โมดุล $m = \frac{d}{N}$ .....(2.31)

โดยที่ d มีหน่วยเป็น mm.

และเซอคิวลาพิตช์ $P = \frac{\pi d}{N} = \pi m$ .....(2.32)

ดังนั้น $Pp = \pi$ .....(2.33)

สำหรับเฟืองที่ผลิตโดยวิธีการหล่อ ควรจะใช้ค่าเซอคิวลาพิตช์ ทั้งนี้เพราะจะทำให้สามารถทำแบบหล่อได้สะดวก ส่วนเฟืองที่ผลิตโดยวิธีการตัดกลึง (machined) มักจะเรียกเป็นไดอะมิทรัลพิตช์หรือโมดุล เพราะมีอุปกรณ์ในการตัดเฟืองเป็นมาตรฐานอยู่แล้ว ในการเลือกใช้เฟือง ควรจะเลือกให้ตรงกับอุปกรณ์ตัดฟันเฟืองมาตรฐานที่มีอยู่แล้ว ดังในตารางที่ 2.9 โปรดสังเกตด้วยว่า เมื่อขนาดโมดุลโตขึ้น ความหนาฟันเฟืองก็จะเพิ่มขึ้นด้วย ส่วนขนาดของไดอะมิทรัลพิตช์โตขึ้น ความหนาฟันเฟืองจะลดลงดังรูปที่ 2.10



รูปที่ 2.10 ผลของค่าไดอะมิทรัลพิตช์ต่อขนาดของฟันเฟือง สำหรับค่าวงกลมพิตช์ที่กำหนด เมื่อไดอะมิทรัลพิตช์เล็กลง ขนาดของฟันเฟืองจะโตขึ้น

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 24)

ตารางที่ 2.9 ขนาดเฟืองมาตรฐาน

โมดุล m , mm.	โมดุล m , mm.	โมดุล m , mm.	ไดอะมิทรัลพิตช์ P , $in.^{-1}$	ไดอะมิทรัลพิตช์ P , $in.^{-1}$	ไดอะมิทรัลพิตช์ P , $in.^{-1}$
1	4	16	20	5	1.25
1.25	5	20	16	4	1
1.5	6	25	12	3	0.75
2	8	32	10	2.5	0.625
2.5	10	40	8	2	0.50
3	12	50	6	1.5	

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 24

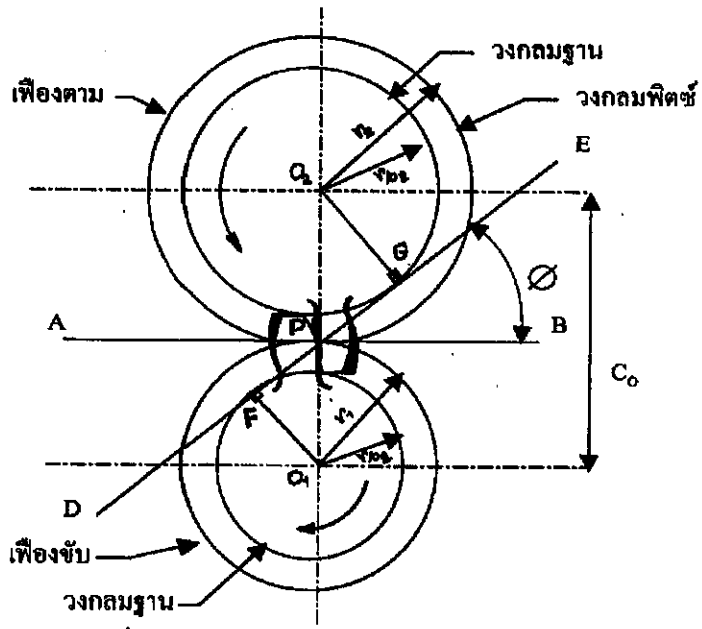
ป
วิ
กเชนก
2546

4740536
24 ก.ย. 2547
สำนักหอสมุด

2.3.3 กฎการขับของเฟืองและการทำงานของฟันเฟือง

เฟืองสองอันที่ขบกันจะให้อัตราทดคงที่ก็ต่อเมื่อเฟืองคู่นั้นเป็นไปตามกฎการขับของเฟือง ซึ่งกล่าวได้ว่า

รูปร่างของฟันเฟืองจะต้องทำให้เส้นตั้งฉากร่วม (common normal) ที่ลาก ณ จุดสัมผัสระหว่างฟันทั้งสองผ่านจุดคงที่จุดหนึ่ง ซึ่งอยู่บนเส้นที่โยงระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองทั้งสองและจุดนี้เรียกว่า จุดพิตช์ (pitch point)



รูปที่ 2.11 การทำงานของฟันเฟืองที่ขบกัน

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 25)

ในการทำความเข้าใจกับข้อความนี้ให้พิจารณารูปที่ 2.11 จุดคงที่ดังกล่าวนี้คือจุด P ซึ่งอยู่บนเส้นที่โยงระหว่างจุดศูนย์กลาง O_1 และ O_2 ของเฟืองทั้งสอง รูปร่างของฟันเฟืองที่เป็นไปตามกฎการขับนี้เรียกว่า คอนจูเกตเคอฟ (conjugate curves) และที่นิยมใช้กันมากก็คืออินโวลูตเคอฟ (involute curves) โดยเริ่มต้นจากวงกลมที่เรียกว่าวงกลมฐาน (base circle) (รายละเอียดการสร้างจะดูได้จากหนังสือเขียนแบบวิศวกรรมทั่วไป) เส้นตั้งฉากกับอินโวลูตเคอฟ DE ในรูปที่ 2.11 เป็นแนวเส้นที่แรงปฏิกริยาที่ฟันเฟืองกระทำเรียกว่า แนวของการกระทำ (Line of action) หรือ แนวแรงกด (pressure line) และมุม ∅ ในรูปเรียกว่ามุมกด (pressure angle) เฟืองที่ผลิตขึ้นใช้กับเครื่องจักรกลในปัจจุบันนี้มีมุมกด 20° และ 25° เป็นส่วนมากสำหรับเฟืองที่มีมุมกดเท่ากับ $14\frac{1}{2}^\circ$ ก็ยังคงมีผลิตออกมาใช้บ้างทั้งนี้ก็เพื่อเอาไว้ใช้สำหรับการเปลี่ยนเฟืองของเครื่องจักรกลเก่าที่ยังคงมีใช้อยู่ ตารางที่ 2.10 แสดงมาตรฐานของฟันเฟืองที่เป็นอินโวลูตเคอฟ สำหรับมุมกด $14\frac{1}{2}^\circ$, 20° และ 25° ซึ่งบอกทั้งในเทอมของ

ไดอะมิทรัลพิตช์และโมดุล ในกรณีที่จะป้องกันมิให้เกิดการขัดกัน (จะได้กล่าวถึงต่อไป) ขึ้นผู้ผลิตก็อาจจะไม่ใช้ความยาวของฟันทั้งหมดตามมาตรฐาน full depth (FD) แต่จะตัดความสูงของฟันออกเล็กน้อยและเรียกมาตรฐานนี้ว่า stub teeth

ตารางที่ 2.10 มาตรฐานของฟันเฟือง

รายละเอียด	$14\frac{1}{2}^0$ FD	20^0FD พิตช์หยาบ*	20^0 FD พิตช์ละเอียด*	20^0 stub	25^0 FD
แอดเดนดัม	m	m	M	0.8 m	m
ดีเดนดัม	1.157m	1.25m	1.2m+0.05	m	1.25m
เคลียรันซ์	0.157m	0.25m	0.2m+0.05	0.2m	0.25m
ความสูงใช้งาน	2m	2m	2m	1.6m	2m
ความสูงทั้งหมด	2.157m	2.25m	2.2m+0.05	1.8m	2.25m
แอดเดนดัม	1/P	1/P	1/P	0.8/P	1/P
ดีเดนดัม	1.157/P	1.25/P	(1.2/P)+0.002	1/P	1.25/P
เคลียรันซ์	0.157/P	0.25/P	(0.2/P)+0.002	0.2/P	0.25/P
ความสูงใช้งาน	2/P	2/P	2/P	1.6/P	2/ P
ความสูงทั้งหมด	2.157/P	2.25/P	(2.2/P)+0.002	1.8/P	2.25/P

* พิตช์ละเอียด (fine pitch) ให้นับตั้งแต่ขนาด 20P (โมดุล 1.25 ลงมา)ขึ้นไป นอกนั้นให้ถือว่าเป็นพิตช์หยาบ (coarse pitch)

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 25

จากการพิจารณารูปสามเหลี่ยม O_1FP และ O_2GP ในรูป 2.11 จะพบว่ารัศมีของวงกลมฐาน คือ

$$r_{b1} = r_1\cos\varnothing$$

$$r_{b2} = r_2\cos\varnothing$$

หรือเขียนในรูปทั่วไป

$$r_b = r\cos\varnothing \qquad \text{..... (2.34)}$$

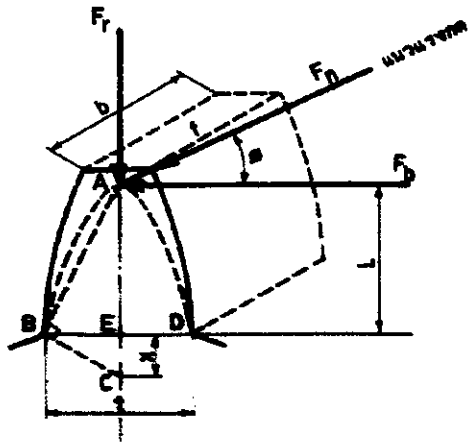
ระยะทางที่วัดบนวงกลมฐานจากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองหนึ่งไปยังจุดเดียวกันบนฟันเฟืองถัดไปเรียกว่า พิตช์ฐาน (base pith) ซึ่งมีความสัมพันธ์กับเซอคิวลาพิตช์ คือ

$$P_b = p\cos\varnothing \qquad \text{..... (2.35)}$$

2.3.4 ความเค้นในฟันของเฟืองตรง

การออกแบบเฟืองเป็นปัญหาที่ค่อนข้างยาก ทั้งนี้เพราะการออกแบบขั้นต้นต้องกระทำแบบใช้การทดลองดู การออกแบบขนาดของฟันเฟืองมีอยู่หลายวิธี ที่จะกล่าวต่อไปนี้ก็คือการใช้สมการของลูอิส (Lewis)

ลูอิสได้หาสมการสำหรับการคำนวณขนาดของฟันเฟือง โดยสมมุติให้ฟันเฟืองมีลักษณะเป็นคานยื่น (cantilever beam) และรับแรงดังในรูป 2.12 ถ้าคิดให้แรงกระทำที่ปลายฟัน แรง F_n จะตั้งฉากกับผิวของฟันไปตามแนวแรงกด ซึ่งสามารถแยกออกเป็นสองแรงตั้งฉากกันคือ F_b และ F_r สมมติให้แรงนี้กระจายออกไปสม่ำเสมอตลอดความหนาของฟัน b และให้คำนวณหาความแข็งแรงของฟัน โดยที่ไม่คิดแรงกดในแนวรัศมี F_r



รูปที่ 2.12 ตัวประกอบเรขาคณิตที่ใช้หาตัวประกอบรูปแบบลูอิส
(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 34)

จากสมการความเค้นในคาน (σ)

$$\sigma = \frac{M.c}{I}$$

$$= \frac{(F_b L)\left(\frac{t}{2}\right)}{\frac{bt^3}{12}}$$

$$= \frac{6F_b L}{bt^2}$$

หรือ

$$F_b = \frac{\sigma bt^2}{6L} \qquad \text{..... (2.36)}$$

ในการออกแบบคานที่ดี ความเค้นควรจะเท่ากันตลอดทุกหน้าตัดของคาน ถ้าให้ฟันเฟืองในรูปที่ 2.12 มีความเค้นคงที่ (σ = ค่าคงที่) และเนื่องจากความหนาของเฟือง b เท่ากันตลอด ดังนั้น สมการ (2.36) จะเขียนได้เป็น

$$L = (\text{ค่าคงที่})\ (t^2) \qquad \ldots\ldots (2.37)$$

จากสมการ (2.37) จะเห็นได้ว่า ฟันเฟืองจะต้องมีรูปร่างเป็นพาราโบล่า ดังเส้นประในรูปที่ 2.12 แต่ในเฟืองอินโวลูตเนื้อโลหะจะเพิ่มขึ้นจากรูปพาราโบล่าดังในรูป ดังนั้นในฟันเฟืองที่ใช้งานอยู่จริง ความเค้นสูงสุดจะเกิดขึ้นที่หน้าตัด BED

$$\frac{x}{\left(\frac{t}{2}\right)} = \frac{\left(\frac{t}{2}\right)}{L}$$

หรือ

$$L = \frac{t^2}{4x}$$

เมื่อแทนค่า L นี้ลงในสมการ (2.36) จะได้ว่า

$$F_b = \sigma b\left(\frac{2x}{3p}\right)p$$

โดยที่ P เป็นเซอคิวลาพิตช์ และค่า $\frac{2x}{3p}$ เรียกว่า ตัวประกอบรูปแบบของลูอิส (Lewis form factor) ใช้แทนด้วย y จึงทำให้เขียนสมการได้เป็น

$$F_b = \sigma byp \qquad \ldots\ldots (2.38)$$

เนื่องจากเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษใช้บอกด้วยไดอะมิทรัลพิตช์ $P = \frac{\pi}{P}$ ดังนั้น จึงเขียนสมการได้เป็น

$$F_b = \frac{\sigma bY}{P} \qquad \ldots\ldots (2.39)$$

โดยที่ $Y = \pi y$ เป็นตัวประกอบรูปแบบของลูอิสเช่นกัน

สำหรับในระบบหน่วยเอสไอ ใช้บอกขนาดของเฟืองด้วยโมดุล ดังนั้น

$$F_b = \sigma bYm \qquad \ldots\ldots (2.40)$$

ค่า y และ Y นี้สามารถหาได้โดยการคำนวณจากรูปร่างของฟันเฟือง และหาค่าได้จากภาคผนวก ข – 4 (ตารางค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส)

เนื่องจากแรงที่กระทำกับฟันเฟืองเป็นแบบกระทำซ้ำกันและมีความถี่ตามความเร็วของเฟือง ดังนั้นเฟืองจึงแตกร้าวโดยผลจากความล้า (fatigue) เสียส่วนใหญ่ เพราะฉะนั้นค่าความเค้นใช้งาน σ ในสมการ (2.38) , (2.39) และ (2.40) จึงต้องเป็นความต้านแรงทนทาน (endurance strength)

ในทางปฏิบัติมักจะออกแบบเฟืองให้มีอัตราส่วนการขบอยู่ระหว่าง 1.2 ถึง 1.6 ดังนั้น ในขณะที่แรงกระทำอยู่ที่ปลายฟันเฟืองฟันหนึ่ง ฟันคู่ถัดไปก็ยังสัมผัสกันอยู่ ฉะนั้นแรงทั้งหมดจึงมิได้กระทำที่ปลายฟันเฟืองเพราะมีฟันคู่อื่นช่วยรับแรงอยู่ด้วย ในขณะที่เฟืองหมุนไปแรงที่ปลายฟันจะค่อยๆ เคลื่อนลงมาจนเกือบถึงกลางฟัน ฟันอีกคู่หนึ่งจึงผละออกจากกัน ด้วยเหตุนี้เองแรงทั้งหมดจึงกระทำต่อฟันเฟืองใกล้กับกลางฟัน (ยกเว้นในกรณีที่ $m_c \leq 1$) จากการทำงานของฟันเฟืองดังกล่าวมานี้ทำให้ไม่สามารถที่จะตัดสินลงไปได้ว่า เมื่อใดความเค้นในฟันเฟืองจึงมากที่สุด สำหรับการออกแบบเฟืองเพื่อใช้งานทั่วไปแล้ว มักจะสมมติให้แรงทั้งหมดกระทำที่ปลายฟัน ส่วนชิ้นงานที่ต้องคำนึงถึงขนาดและน้ำหนักเป็นสำคัญแล้ว มักจะใช้การคำนวณโดยคิดให้แรงกระทำใกล้กับกลางฟันเฟือง

ตามทฤษฎีการคำนวณหาขนาดของฟันเฟืองดังกล่าวมาแล้วได้ละทิ้งแรง F_r ในรูป 2.12 ที่กดฟันอยู่ แรงนี้จะทำให้เกิดความเค้นอัดเพิ่มขึ้นในฟัน ซึ่งเมื่อรวมกับความเค้นเนื่องแรง F_b แล้ว (แรง F_b ทำให้เกิดความเค้นดึงและความเค้นอัดในฟัน) จะเป็นผลให้ความเค้นในด้านหนึ่งของฟันลดลงและความเค้นอัดในอีกด้านหนึ่งของฟันเพิ่มขึ้น เนื่องจากวัสดุส่วนมากที่ใช้ทำเฟืองสามารถรับแรงอัดได้มากกว่าแรงดึง ฉะนั้นแรง F_r ที่ละทิ้งไปนี้ จึงช่วยให้เฟืองสามารถรับแรงได้สูงขึ้นอีก อีกประการหนึ่งก็คือความล้าที่เกิดขึ้นมักจะเกิดในฟันด้านที่รับแรงดึง ดังนั้นการลดความเค้นดึงทางด้านนี้จึงทำให้ฟันแข็งแรงขึ้นอีก

ในการคำนวณหาแรง F_b ที่ฟันเฟืองจะสามารถรับได้โดยใช้สมการ (2.38),(2.39) หรือ (2.40) นั้น ให้สังเกตสิ่งต่อไปนี้ สำหรับเฟืองที่มาขบกันคู่หนึ่งจะมีค่าความหนา b และโมดุลหรือพิตช์เท่ากัน ดังนั้นเฟืองอันที่รับแรงได้น้อยกว่าก็คือ อันที่มีค่า σY น้อยกว่า ถ้าพิเนียนและเฟืองทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกันแล้ว จากภาคผนวก ข - 4 จะเห็นได้ว่า ค่า Y ของพิเนียนจะน้อยกว่าของเฟือง (เฟืองมีจำนวนฟันมากกว่า) ดังนั้นพิเนียนจะรับแรงได้น้อยกว่าเฟือง เมื่อเป็นเช่นนี้ในการคำนวณหาขนาดของฟันจึงต้องคำนวณที่พิเนียน

2.3.5 ความเค้นหนาแน่น

ตัวประกอบที่สำคัญอีกค่าหนึ่งซึ่งมีผลต่อความแข็งแรงของฟันเฟืองมากและมิได้รวมอยู่ในสมการของลูอิสคือ ความเค้นหนาแน่น (stress concentration) ที่โคนฟันเฟือง ซึ่งเป็นบริเวณที่เชื่อมต่อกันระหว่างอินโวลูตเคอฟ และวงกลมดีเดนดัม และจะมีฟิลเลต (fillet)รัศมี r การหาค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นทางทฤษฎี K_t (theoretical stress concentration factor) สำหรับฟันเฟืองเป็นสิ่งที่ทำได้ยาก

มาก จึงมีเพียงแต่ผลที่ได้จากการทดลองโดยใช้วัสดุยืดหยุ่นโปร่งแสง (photoelasticicity material) ของ Dolan และ Broghamer ซึ่งได้สมการออกมาดังนี้คือ

$$K_t = 0.22 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.2}\left(\frac{t}{L}\right)^{0.4} \quad \text{สำหรับ } \varnothing = 14\ ^1/_2{}^0 \qquad \text{..... (2.41 ก)}$$

$$K_t = 0.18 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.15}\left(\frac{t}{L}\right)^{0.45} \quad \text{สำหรับ } \varnothing = 20^0 \qquad \text{..... (2.41 ข)}$$

$$K_t = 0.14 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.11}\left(\frac{t}{L}\right)^{0.5} \quad \text{สำหรับ } \varnothing = 25^0 \qquad \text{..... (2.41 ค)}$$

โดยที่ t เป็นความหนาของฟันเฟือง และ L เป็นระยะห่างของแรง F_b กับหน้าตัด BED ดังรูปที่ 2.12

ในทางปฏิบัติค่า t , L และ r เป็นค่าที่ไม่สามารถจะทราบได้ล่วงหน้าก่อนที่จะออกแบบฟันเฟือง นอกจากนี้ยังมีตัวประกอบอย่างอื่นอีก เช่น ความเรียบของผิวหน้า และตัวประกอบความไวของรอยเจาะ q (notch sensitivity factor) มาเกี่ยวข้องในการหาค่าความเค้นหนาแน่นอีกด้วย ดังนั้นในการคำนวณเกี่ยวกับฟันเฟืองจึงให้ใช้ค่าประมาณดังนี้ คือ

$1.2 \leq K_f \leq 1.7$ เมื่อให้แรงกระทำที่ปลายฟัน

$1.4 \leq K_f \leq 2.0$ เมื่อให้แรงกระทำใกล้กลางฟัน

โดยที่ K_f เป็นตัวประกอบความเค้นหนาแน่นจริง (actual stress concentration factor) ดังนั้นสมการ (2.38) (2.39) และ (2.40) จึงเขียนได้เป็น

$$F_b = \frac{\sigma byp}{K_f} \qquad \text{..... (2.42)}$$

$$F_b = \frac{\sigma by}{K_f . P} \qquad \text{..... (2.43)}$$

$$F_b = \frac{\sigma bYm}{K_f} \qquad \text{..... (2.44)}$$

ค่าพิตช์หรือโมดุลที่ใช้ในการคำนวณออกแบบให้ใช้ตามมาตรฐานดังแสดงในตารางที่ 2.9

สำหรับการออกแบบเฟืองทั่วไปอาจจะสมมติให้ความหนาของฟันเฟืองมีค่าดังต่อไปนี้

$$\frac{8}{P} = < b < \frac{12.5}{P} \quad \text{หรือ} \quad 8m < b < 12.5 \quad m$$

ในกรณีที่เนื้อที่ในการติดตั้งเฟืองมีน้อย ก็อาจจะออกแบบให้ความหนา เฟืองน้อยกว่าค่าที่แนะนำเอาไว้นี้ก็ได้ ถ้าความหนาเฟืองน้อยเกินไป จะทำให้เกิดปัญหาในการตั้งศูนย์ (alignment) เฟือง

ที่ขบกัน แต่ถ้าความหนาเฟืองมากจนเกินไป อาจทำให้เฟืองบิด อันเนื่องมาจากการกระจายแรงไม่สม่ำเสมอตลอดความหนาฟันเฟือง

2.3.6 แรงพลวัต

จากที่ผ่านมานี้เป็นการคำนวณหาขนาดของเฟืองโดยคิดให้แรง F_b อยู่นิ่ง แล้วใช้ความรู้ทางด้านกลศาสตร์วัสดุหาสมการสำหรับแรงที่ฟันเฟืองควรจะรับเอาไว้ได้ ในทางด้านปฏิบัติเฟืองจะหมุนอยู่ในขณะใช้งาน และแรงที่ส่งผ่านมายังฟันเฟืองจะคำนวณได้จากสมการ

$$F_t = \frac{W_p}{V} \qquad \text{..... (2.45)}$$

โดยที่ F_t คือ แรง (N.)
W_p คือ กำลังงานที่ส่งผ่าน (W.)
V คือ ความเร็วพิตช์ (pitch line speed) (m/s)

หรือในระบบหน่วยอังกฤษ จะคำนวณหาแรงได้จากสมการ

$$F_t = \frac{33000\ hp}{V} \qquad \text{..... (2.46)}$$

โดยที่ F_t คือ แรง (lb)
V คือ ความเร็วพิตช์ (ft / min)

ตามปกติแล้วแรงที่ส่งผ่านจะมีค่ามากกว่าแรงที่หาค่าได้จากสมการที่ (2.45) หรือ (2.46) ทั้งนี้ก็เนื่องมาจากตัวประกอบต่างๆ เช่น ความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของฟันเฟือง ค่าแบ็คแล็ชทำให้เกิดการกระแทกขึ้นเป็นต้น จากการทดลองพบว่า แรงที่ส่งผ่านมาที่แท้จริงขึ้นอยู่กับความเร็วพิตช์ เรียกว่าตัวประกอบความเร็ว K_V (velocity factor) ดังนั้นแรงที่กระทำต่อฟันเฟืองในขณะที่ใช้งานควรจะเป็น

$$F_d = K_V F_t \qquad \text{..... (2.47)}$$

ค่า F_d นี้เรียกว่าแรงพลวัต (dynamic load) ส่วน K_V สำหรับระบบหน่วยเอสไอจะหาได้จากสมการ

$$K_V = \frac{(3+V)}{3} \quad \text{สำหรับเฟืองทั่วไป } V \leq 10 \text{ m/s} \qquad \ldots\ldots (2.48)$$

$$K_V = \frac{(6+V)}{6} \quad \text{สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างดี } 5 < V < 20 \text{ m/s}$$

$$K_V = \frac{(5.56+\sqrt{V})}{5.56} \quad \text{สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างดีมาก } V \geq 20 \text{ m/s}$$

ค่า K_V สำหรับระบบหน่วยอังกฤษ จะหาได้จากสมการ

$$K_V = \frac{(600+V)}{600} \quad \text{สำหรับเฟืองทั่วไป } V \leq 2000 \text{ ft/min}$$

$$K_V = \frac{(1200+V)}{1200} \quad \text{สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างดี } 1000 < V < 4000 \text{ ft/min}$$

$$K_V = \frac{(78+\sqrt{V})}{78} \quad \text{สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างดีมาก } V \geq 4000 \text{ ft/min}$$

ในการคำนวณหาขนาดของฟันเฟือง ผู้ออกแบบจะต้องตรวจสอบว่าแรงพลวัตนี้มากกว่าแรงที่ฟันเฟืองจะรับได้หรือไม่ และให้ถือว่าฟันเฟืองแข็งแรงพอเมื่อ $F_b \geq F_d$
โดยที่สมมุติว่าแรง F_b กระทำที่ปลายฟัน การที่จะให้ F_b มากกว่า F_d เท่าใดนั้น ขึ้นอยู่กับชนิดของแรงที่มากระทำ นั่นคือ

$$\frac{F_b}{F_d} = N_s$$

โดยที่ N_s เรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน (service factor) และให้ใช้ค่าโดยประมาณ ซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ 2.11

ตารางที่ 2.11 ตัวประกอบใช้งาน

ชนิดของแรง	N_s	ตัวอย่าง
แรงเรียบสม่ำเสมอ	1.00-1.25	พัดลมไฟฟ้า
แรงกระแทกเล็กน้อย	1.25-1.50	เครื่องเจาะบ่อน้ำบาดาล เครื่องมือลม
แรงกระแทกอย่างหนัก	1.50-2.00	เครื่องบดหิน

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 41

2.4 เพลาส่งกำลัง

เพลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด หรือแรงตัด หรือแรงหลายอย่างรวมกันก็ได้ ดังนั้น การคำนวณจึงต้องใช้ความเค้นผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้ยังอาจจะมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลา ทำให้เพลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้น จึงต้องออกแบบเพลา ให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะนี้ นอกจากนั้นเพลายังจะต้องมีความแข็งเกร็ง (RIGIDITY)เพียงพอ เพื่อลดมุมบิดภายในเพลาให้อยู่ในขีดจำกัด ที่พอเหมาะระยะโก่ง (DERLECTION) ของเพลาก็เป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดเพลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลามีระยะโก่งมากก็จะเกิด การแกว่งขณะหมุนทำให้ความเร็ววิกฤต (CRITCAL SPEED) ของเพลาลดลง ซึ่งอาจทำให้เพลามีการสั่นอย่างรุนแรง ในขณะที่ความเร็วของเพลาใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดของที่รองรับเพลา เช่น บอลแบริ่ง (BALL BEARING) ก็ต้องมีการเยื้องแนว (MISALIGNMENT) ในการใช้งานที่เหมาะกับเพลาด้วย

2.4.1 วัสดุเพลา

วัสดุเพลาที่ใช้สำหรับเพลาทั่วไปคือ เหล็กกล้าละมุน (MILD STEEL) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและความทนทานต่อแรงกระตุ้นเป็นพิเศษ แล้วมักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลา เช่น SISI 1347 3140 4150 4340 เป็นต้น เพลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตกว่า 90 mm มักจะกลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งผ่านการรีดร้อน อย่างไรก็ตามเพื่อให้เพลามีราคาถูกที่สุด ผู้ออกแบบควรพยายามเลือกใช้เหล็กคาร์บอนธรรมดาก่อนที่จะเลือกใช้ เหล็กกล้าชนิดอื่น

2.4.2 ขนาดของเพลา

เพื่อให้เพลามีมาตราฐานเหมือนกัน องค์การมาตราฐานระหว่างประเทศได้กำหนดขนาดมาตราฐานของเพลา ซึ่งเป็นขนาดระบุ (MOMINAL SIZE) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบริ่งที่ใช้รองรับเพลาด้วย ขนาดระบุของเพลาดูได้จากตารางที่ 2.12

ตารางที่ 2.12 ขนาดระบุของเพลาตามมาตรฐาน ISO/R 775-1969

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเป็น mm.				
6	25	70	130	240
7	30	75	140	260
8	35	80	150	280
9	40	85	160	300
10	45	90	170	320
12	50	95	180	340
14	55	100	190	360
18	60	110	200	380
20	65	120	220	

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 230

2.4.3 การพิจารณาในการออกแบบ

การคำนวณขนาดของเพลาที่พอเหมาะขึ้นอยู่กับลักษณะของการใช้งาน ในบางครั้งการหาขนาดเพลาเพื่อ ให้เพลาทนต่อแรงที่มากระทำอย่างเดียวไม่เป็นการเพียงพอ เช่น ในกรณีของเพลาลูกเบี้ยว (CAM SHAFT) ในเครื่องยนต์สันดาปภายในต้องการให้มีตำแหน่งเที่ยงตรง ดังนั้น มุมบิดของเพลาจะต้องมีความแข็งเกร็งอยู่ภายในพิกัดที่ต้องการ ถ้ามุมบิดมากไปนอกจากจะเสียความเที่ยงตรงทางด้านตำแหน่งแล้ว ยังอาจจะก่อให้เกิดความสั่นสะเทือน ซึ่งมีผลทำให้เฟืองและแบริ่งที่รองรับเพลาอยู่เกิดความเสียหายได้ง่ายขึ้น

ถึงแม้ว่าจะไม่มีมาตรฐานสำหรับพิกัดมุมบิดของเพลาไว้ก็ตาม ในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มุมบิดของเพลาในเครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.3° ต่อความยาวเพลา 1 m. สำหรับเพลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มีมุมบิดได้ถึง 1° ต่อความยาวเพลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลา ในกรณีของเพลาลูกเบี้ยวสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในแล้ว จะมีมุมบิดได้ไม่เกิน 0.5° ตลอดความยาวของเพลา

ความแข็งเกร็งที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งก็คือ ความแข็งเกร็งทางด้านระยะโก่ง เพราะจะต้องใช้ระยะโก่งของเพลาที่อยู่ภายใต้แรงภายนอกเป็นตัวสำคัญในการกำหนดระยะเบียด (CLEARANCE) ระหว่างล้อ สายพาน เฟือง โครงของเครื่องจักร ตลอดจนการเลือกชนิดของแบริ่ง สำหรับรองรับเพลาให้เหมาะสม ถ้าเพลามีระยะโก่งมากเกินไป จะทำให้ความยาวของฟันเฟืองส่วนที่สัมผัสหรือขบกันลดลง เป็นผลทำให้อัตราส่วนการขบ (CONTACT) ของเฟืองลดลงด้วย ทำให้การส่งกำลังของเฟืองไม่ราบเรียบเท่าที่ควร การเลือกแบริ่ง มารองรับเพลาก็เช่นกัน จำเป็นจะต้องเลือกแบริ่งชนิดที่อนุญาตให้มีการเยื้อง

แนวสำหรับ การใช้งานได้พอเหมาะกับระยะโก่งของเพลาที่จะเกิดขึ้น ซึ่งอาจเป็นแบริ่งแบบธรรมดาหรือแบริ่งแบบปรับแนวได้เอง (SELF-ALIGNING BEARING) ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับค่าระยะการโก่งเป็นสำคัญ

ระยะโก่งดังกล่าวมานี้ ไม่มีมาตรฐานกำหนดเป็นแนวทางไว้ โดยทั่วๆ ไปแล้ว ผู้ออกแบบอาจจะถือค่าต่อไปนี้เป็นแนวทางในการกำหนดความแข็งเกร็งทางด้านระยะโก่งได้ดังนี้คือ

สำหรับเพลาเครื่องจักรกลทั่วไป ค่าระยะโก่งระหว่างจุดที่รองรับด้วยแบริ่งควรจะไม่เกิน 0.08 mm/m

สำหรับเพลา ที่มีเฟืองตรง (SPUR GEAR) คุณภาพดีอยู่ด้วย ระยะโก่ง ณ ตำแหน่งที่มีเฟืองขบกันไม่ควรเกิน 0.125 m และความลาดเอียงของเพลา ณ ตำแหน่งนี้ ควรจะน้อยกว่า 0.0286°

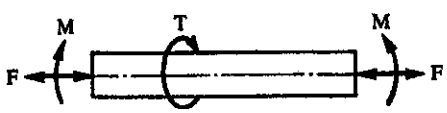
สำหรับเพลาที่มีเฟืองดอกจอก (BEVEL GEAR) คุณภาพที่ติดอยู่ ระยะโก่ง ณ ตำแหน่งที่เฟืองขบกันไม่ควรเกิน 0.075 mm

จากเหตุผลดังกล่าวจะเห็นว่า ขนาดของเพลาอาจจะหามาได้โดยใช้ความเกร็ง ที่ต้องการแทนที่จะเป็นความแข็งเกร็งในการรับแรงภายนอกได้ การหาระยะโก่งของเพลาที่มีขนาดเท่ากันตลอดอาจทำได้โดย วิธีที่ได้เรียนรู้มาแล้วในวิชากลศาสตร์วัสดุ เช่น วิธีการอินทิเกรตสองครั้ง (Double Integration) พร้อมทั้งใช้สภาพของขอบเขตวิธีพื้นที่ของโมเมนต์ดัด (MOMENT- AREA) เป็นต้น ซึ่งจะไม่กล่าวถึงในที่นี้

2.4.4 การออกแบบเพลาตามโค้ดของ ASME

ก่อนปี พ.ศ. 2497 ได้มีการยอมรับวิธีการคำนวณหาขนาดของเพลาส่งกำลังซึ่งกำหนดเป็นโค้ด (CODE) โดยสมาคมวิศวกรเครื่องกลแห่งสหรัฐอเมริกา (ASME) ถึงแม้ว่าเวลาจะล่วงเลยมานานแล้วก็ตาม วิธีการออกแบบเพลาตามโค้ดของ ASME ก็ยังมีความสะดวกและง่ายต่อการใช้งาน ซึ่งจะได้กล่าวต่อไป

วิธีการดังกล่าวนี้ ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด และไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้นบนเพลา ซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตศาสตร์ (STATIC DESIGNMETHOD)ในการหาสมการสำหรับออกแบบเพลาให้พิจารณาเพลาในรูปที่ 2.13ให้เพลาเป็นแบบกลมและกลวงโดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ d_i และ d ตามลำดับความเค้นต่างๆ ที่เกิดขึ้นบนเพลามีดังนี้



รูปที่ 2.13 เพลาอยู่ภายใต้แรงต่างๆ

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 232)

ความเค้นดึงหรือกด $\sigma_a = \frac{4F}{\pi\left(d^2 - d_i^2\right)}$ ..... (2.49)

ความเค้นดัด $\sigma_b = \frac{M.c}{I} = \frac{32Md}{\pi\left(d^4 - d_i^4\right)}$ ..... (2.50)

ความเค้นเฉือน $\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16Td}{\pi\left(d^4 - d_i^4\right)}$ ..... (2.51)

ในกรณีที่เป็นแรงกด อาจมีผลมาจากการโก่งงอ (BUCKLING) ได้ ดังนั้น สมการที่ 2.49 จะกลายเป็น

$$\sigma_a = \frac{4\,\alpha F}{\pi\left(d^2 - d_i^2\right)} \quad \text{..... (2.52)}$$

เมื่อ α คือ ตัวประกอบของการโก่งงอ

เพลาส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้เพราะเพลาหมุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจจะเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาก็ได้ ดังนั้นเพลาจึงเกิดความเสียหายเนื่องจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีแบบสถิติศาสตร์ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (FATIGUE FACTOR) มาเกี่ยวข้องด้วย

ถ้าให้ C_m คือ ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการดัด

C_t คือ ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

ดังนั้นสมการที่ (2.50) และสมการที่ (2.51) จึงกลายเป็น

$$\sigma_b = \frac{M.c}{I} = \frac{32C_mMd}{\pi\left(d^4 - d_i^4\right)} \quad \text{..... (2.53)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16C_tTd}{\pi\left(d^4 - d_i^4\right)} \quad \text{..... (2.54)}$$

ความเค้นหรือความเค้นรวมคือ (σ)

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_b \quad \text{..... (2.55)}$$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\tau = \left[(\tau_{xy})^2 + \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2\right]^{1/2}$$

แทนค่าสมการที่ (2.52) ,(2.53), (2.54), และสมการที่ (2.55) ลงในสมการข้างบนนี้ แล้วจัดรูปใหม่จะได้ว่า

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1-K^4)}\left[(C_tT)^2+\left(\frac{\alpha Fd(1+K^2)}{8}+C_mM\right)^2\right]^{1/2} \quad \text{..... (2.56)}$$

โดยที่ $K = \frac{d_i}{d}$

ในกรณีที่ไม่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการที่ (2.18) จะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1-K^4)}\left[(C_tT)^2+(C_mM)^2\right]^{1/2} \quad \text{..... (2.57)}$$

หรือในกรณีของเพลาตัน $K = \frac{d_i}{d} = 0$ เมื่อแทนค่าลงในสมการที่ (2.57) ก็จะได้ สมการที่มีรูปคล้ายกับในหนังสือกลศาสตร์วัสดุทั่วไปคือ

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau}\left[(C_tT)^2+(C_mM)^2\right]^{1/2} \quad \text{..... (2.58)}$$

ค่าตัวประกอบความล้าสามารถเลือกใช้ได้ตามลักษณะของแรงที่กระทำซึ่งหาดูได้จากตารางที่ 2.13 ค่าตัวประกอบความล้า

ตารางที่ 2.13 ค่าตัวประกอบความล้า

ชนิดของแรง	C_m	C_t
เพลาอยู่นิ่ง :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้าๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5 – 2.0	1.5 – 2.0
เพลาหมุน :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้าๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา	1.5 – 2.0	1.0 – 1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0 – 3.0	1.5 – 3.0

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 234

สำหรับตัวประกอบของการโก่งงอ ASME ได้แนะนำให้ใช้ค่าดังนี้

$$\alpha = 1 \text{ เมื่อ F เป็นแรงดึง} \qquad \text{..... (2.59)}$$

$$\alpha = \frac{1}{1-0.0044(L/K)} \quad \text{เมื่อ} \quad \frac{L}{K} \le 115 \qquad \text{..... (2.60)}$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y (L/K)^2}{\pi^2 nE} \quad \text{เมื่อ} \quad \frac{L}{K} \le 115 \qquad \text{..... (2.61)}$$

โดยที่ n = 1.00 เมื่อปลายเป็นแบบ SS

n = 2.25 เมื่อปลายเป็นแบบ CC

n = 1.60 เมื่อปลายเพลาถูกขืนเป็นบางส่วน (Partially Restrained)

L คือ ความยาวจริงของเพลา

จะเห็นได้ว่าสมการที่ (2.60) เป็นสมการของสูตรเส้นตรง (Straight Line Formula) และสมการที่ (2.61) เป็นสมการของออยเลอร์ ซึ่งแก้ไขค่าคงที่ใหม่

นอกจาก นี้โค้ดของ ASME ซึ่งมีใช้อยู่ในงานธรรมดาทั่วไปควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

τ_{max} = 55 N/mm^2 สำหรับเพลาที่ไม่มีร่องลิ่ม

τ_{max} = 41 N/mm^2 สำหรับเพลาที่มีร่องลิ่ม

แต่ถ้ากำหนดวัสดุของเพลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะให้ใช้ ค่าความเค้นเฉือนใช้งานจากสมการที่ (2.62) โดยเลือกใช้ค่าน้อยมาคำนวณคือ

$$\tau_d = 0.30\sigma_y \quad \text{หรือ} \quad \tau_d = 0.18\sigma_u \qquad \text{..... (2.62)}$$

และถ้าเพลามีร่องลิ่มให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75%ของค่าในสมการที่ 2.62

2.4.5 ความแข็งเกร็งทางด้านการบิด

สำหรับเพลาที่มีขนาดสม่ำเสมอ มุมบิดเป็น Radius จะหาค่าได้จากสมการ

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \qquad \text{..... (2.63)}$$

โดยที่ θ คือ มุมบิด (Radius)

T คือ แรงบิด (N.m)

L คือ ความยาวของเพลาที่ถูกบิด (m.)

G คือ modulus of rigidity (N/m^2)

J คือ polar second moment of area (m^4)

สำหรับเพลากลมตัน $J=\frac{\pi.d^4}{32}$ ดังนั้นจึงหาค่ามุมบิดเป็นองศาได้จากสมการ

$$\theta = \frac{584TL}{Gd^4} \qquad \text{..... (2.64)}$$

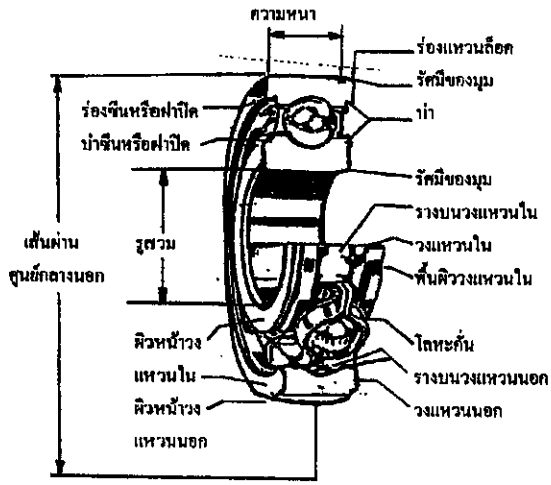
ถ้าเป็นเพลากลมกลวง

$$\theta = \frac{584TL}{(1-K^4)Gd^4} \qquad \text{..... (2.65)}$$

ฉะนั้น ถ้าต้องการให้เพลามีความแข็งเกร็งตามลักษณะการใช้งานแล้ว ก็ควรที่จะใช้สมการที่ (2.58)นี้ตรวจสอบดูมุมบิดให้อยู่ในค่าที่ต้องการ

2.5 โรลลิ่งแบริ่ง (ROLLING BEARING)

โรลลิ่งแบริ่ง (rolling bearing) หมายถึงแบริ่งชนิดที่รับแรง โดยอาศัยชิ้นส่วนของแบริ่งที่มีลักษณะเป็นผิวสัมผัสแบบกลิ้ง (rolling contact) แทนที่จะเป็นผิวสัมผัสแบบเลื่อน (sliding contact) เนื่องจากแบริ่งชนิดนี้มีค่าความเสียดทานน้อยมาก ดังนั้นจึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งที่นิยมใช้กันทั่วไป ในวงการอุตสาหกรรมว่า แอ็นทิฟริคชั่นแบริ่ง (antifriction bearing) ตัวอย่าง เช่น บอลแบริ่ง (ball bearing) หรือตลับลูกปืน ดังรูปที่ 2.14 ซึ่งประกอบด้วยวงแหวนเหล็กกล้าสองวงที่แยกออกจากกันด้วยลูกกลิ้งทรงกลม ลูกกลิ้งเหล่านี้รับแรงมาจากวงแหวนวงหนึ่งแล้วส่งแรงนี้ผ่านไปยังวงแหวนอีกวงหนึ่ง โดยการกลิ้งไปบนวงแหวน



รูปที่ 2.14 ส่วนต่างๆของบอลแบริ่ง

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 144)

เนื่องจากมีการใช้โรลลิ่งแบริ่งกันอย่างแพร่หลาย สมาคมผู้ผลิตโรลลิ่งแบริ่ง (AFBMA) Anti-Friction Bearing Manufacturers Association) จึงได้มาตรฐานการกำหนดขนาด และหลักเกณฑ์ที่จะใช้ในการเลือกแบริ่งเหล่านี้ จากมาตรฐานนี้ทำให้ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล สามารถเลือกแบริ่ง

จากแค็ตตาล็อคของผู้ผลิตหนึ่งได้ และทำการเปลี่ยนแบริ่งโดยการเลือกจากอีกผู้หนึ่งได้ โดยที่แบริ่งที่เลือกจากผู้ผลิตทั้งสองยังคงมีขนาดเท่ากันถึงแม้ว่าสมาคม AFBMA ได้วางมาตรฐานวิธีการเลือกความต้องการรับแรงและอาจใช้งานเอาไว้ แต่ก็มีผู้ผลิตที่มีการวางมาตรฐานการเลือกแบริ่งของตนเองแตกต่างออกไปจากของ AFBMA แต่อย่างไรก็ตามแค็ตตาล็อคของผู้ผลิตก็มีข้อมูลเพียงพอที่จะทำให้การเปลี่ยนค่ามาเทียบกับค่าของ AFBMA ได้

ข้อดีของโรลริ่งแบริ่งเปรียบเทียบกับเจอร์นัลแบริ่ง

1. มีความเสียดทานขณะสตาร์ทน้อย (low starting friction torque) จึงเหมาะสำหรับเครื่องจักรกลที่มี การเดินเครื่องและหยุดเครื่องบ่อยครั้ง

2. ง่ายต่อการหล่อลื่นและดูแลรักษา โดยเฉพาะชนิดที่อัดด้วยไขมันหรือจาระบีจากโรงงานด้วยแล้ว เกือบจะไม่ต้องดูแลเกี่ยวกับการหล่อลื่นอีกเลย

3. ใช้ปริมาณสารหล่อลื่นน้อย

4. ใช้เนื้อที่ทางด้านแกน (axial space) น้อย

5. สามารถรับแรงรุน (thrust load) และแรงในแนวรัศมี (radial load) ได้พร้อมกัน ยกเว้น โรลลิ่งแบริ่งแบบลูกกลิ้งทรงกระบอกตรง (straight roller bearing) สำหรับเจอร์นัลแบริ่งรับแรงได้เฉพาะ ในแนวรัศมีเท่านั้น

6. สามารถที่จะทราบได้ว่าแบริ่งกำลังจะเสีย โดยการสังเกตจากเสียงดังซึ่งผิดไปจากปกติ

7. มีเคลียรันซ์น้อยมาก จึงเหมาะที่จะใช้กับเครื่องจักรที่ต้องการความละเอียดแม่นยำในการทำงาน เช่น เฟืองและลูกเบี้ยว เป็นต้น

8. สามารถใช้รองรับเพลาในตำแหน่งใดๆ ได้ เช่น ใช้รับรองเพลา ซึ่งวางเรียงเป็นมุมกับแนวระดับ เป็นต้น

9. ทำการติดตั้งได้ง่าย

ข้อเสียของโรลลิ่งแบริ่งเปรียบเทียบกับเจอร์นัลแบริ่ง

1. ใช้เนื้อที่ทางด้านรัศมี (radial space) มากกว่า

2. โดยปกติแล้วราคาแพงกว่า

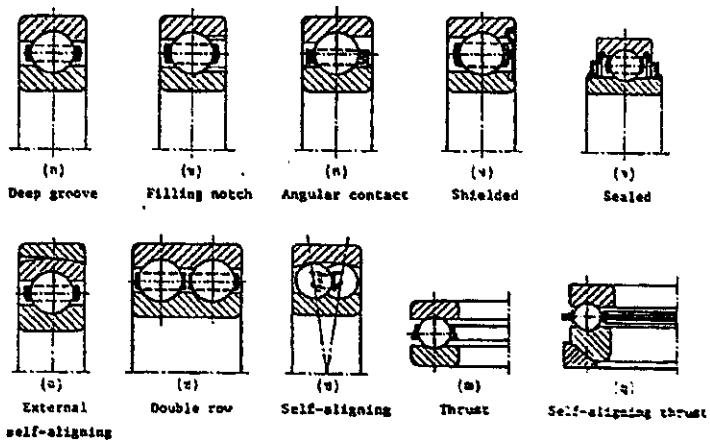
3. ขณะทำงานจะมีเสียงดังกว่า เนื่องจากมีการสัมผัสระหว่างผิวของลูกกลิ้งและวงแหวนบ้างในบางขณะ

4. อายุการใช้งานสั้นกว่า ทั้งนี้เนื่องมาจากความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่าสูง และกระทำซ้ำกัน (repeated load) จึงทำให้วัตถุเกิดความล้า

5. เมื่อมีแรงกระแทกจะทำให้อายุการใช้งานลดลงได้มาก

2.5.1 ชนิดของแบริ่ง

โดยทั่วไปแล้วโรลลิ่งแบริ่งจะแบ่งออกได้เป็นสองพวกใหญ่ๆ คือ บอลแบริ่งซึ่งมีลูกกลิ้ง (rolling element) เป็นรูปทรงกลม และโรลเลอร์แบริ่ง (roller bearing) ซึ่งมีลูกกลิ้งเป็นรูปทรงกระบอกตรง (straight roller) หรือเป็นรูปทรงกระบอกเรียว (tapered roller) ก็ได้ โดยปกติแล้วแบริ่งเหล่านี้จะรับแรงได้ทั้งแรงในแนวรัศมี และแรงรุนได้ ยกเว้น โรลเลอร์แบริ่งแบบลูกกลิ้งทรงกระบอกตรงเท่านั้น แบริ่งทั้งสองพวกนี้ยังแยกออกเป็นชนิดต่างๆ ดังที่ได้แสดงไว้ในรูป 2.15 และ 2.16 ซึ่งจะกล่าวถึงคุณลักษณะของแบริ่งแต่ละชนิดโดยสังเขปดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.15 บอลแบริ่งชนิดต่างๆ

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 146)

บอลแบริ่งชนิดมีลูกกลิ้งหนึ่งแถวร่องลึก (single-row deep-groove) เป็นแบริ่งชนิดที่มีการใช้งานมากที่สุด ประกอบด้วยร่องลึกเป็นทางกลิ้งสำหรับลูกกลิ้งทรงกลม ดังรูป 2.15 (ก) สามารถรับแรงได้ทั้งในแนวรัศมีและในแนวแกน (แรงรุน) อัตราส่วนของแรงในแนวแกน ต่อแรงในแนวรัศมีได้ประมาณ 0.07 และสามารถรับการเยื้องแนวและเพลาได้ประมาณ $\pm 0° 15'$ เมื่อต้องการเพิ่มความสามารถในการรับแรงในแนวรัศมีขึ้นไปอีก ก็อาจทำได้โดยการเพิ่มจำนวนลูกกลิ้งที่บรรจุในการรับแรงในรางมากขึ้น ซึ่งจะทำให้เป็นที่จะต้องตัดผิวหน้าวงแหวนด้านหนึ่งให้มีช่องสำหรับใส่ลูกกลิ้ง (filling notch) เพิ่มขึ้นดังรูปที่ 2.15 (ข) การทำเช่นนี้จะทำให้แบริ่งสามารถรับแรงในแนวรัศมีเพิ่มขึ้นอีกประมาณ 20 ถึง 40 % แต่ว่าความสามารถในการรับแรงในแนวแกนจะลดลง ทั้งนี้เนื่องมาจากพื้นที่สำหรับรับแรงแนวนี้ลดลงนั่นเอง

สำหรับแบริ่งชนิดนี้ และแบริ่งชนิดที่จะได้กล่าวต่อไป ก็ยังมีการใช้แผ่นโลหะปิด (shield) ไว้ระหว่างช่องว่างของวงแหวนเพื่อป้องกันสิ่งสกปรก รวมทั้งช่วยรักษาปริมาณของไขข้นมิให้รั่วไหลออกมาจากแบริ่งดังรูป 2.15 (ง) ส่วนในรูป 2.15 (จ) ก็เป็นการใช้แผ่นโลหะปิดเพื่อจุดประสงค์เดียวกัน แต่เป็นการปิดแบบตายตัว (sealed)

บอลแบริ่งชนิด angular contact ดังรูป 2.15 (ค) เป็นแบริ่งที่ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกนซึ่งมีค่าสูงโดยมีมุมสัมผัส (contact angle) ต่างๆ กัน เมื่อมุมสัมผัสเพิ่มขึ้น แบริ่งก็สามารถที่จะรับแรงในแนวแกนเพิ่มขึ้นด้วยแต่จะรับแรงในแนวรัศมีได้น้อยลง ในกรณีที่ต้องการใช้รับแรงในแนวแกนสองทิศทางก็ให้ใช้แบบมีลูกกลิ้งสองแถว (double row) ดังรูปที่ 2.15 (ช) หรือใช้แบริ่งสองอันหันหน้าเข้าหากัน

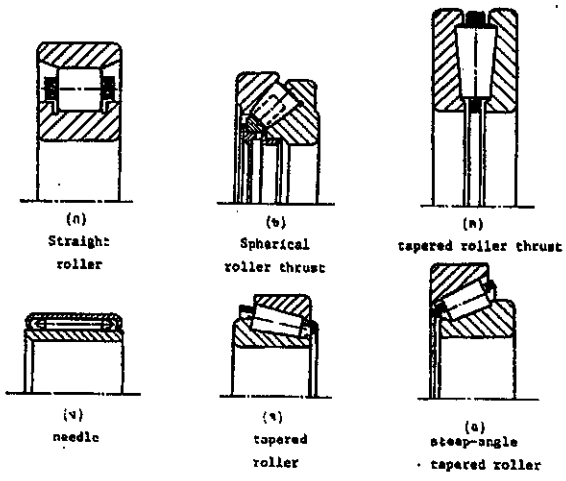
บอลแบริ่งชนิดปรับแนวได้เอง (self-sligning) ออกแบบสำหรับใช้ในกรณีที่เพลาอาจจะมีการเยื้องแนวเป็นมุมที่ค่อนข้างมากดังแสดงในรูป 2.15 (ฉ) และ 2.15 (ซ) แบริ่งในรูป 2.15 (ซ) เป็นแบบปรับแนวได้เองภายใน ซึ่งอาศัยผิวทรงกลมของวงแหวนนอกในการช่วยปรับมุมได้สูงมาก $\pm 2^{\circ}\ 30'$ ส่วนแบริ่งในรูป 2.15 (ฉ) เป็นแบบปรับแนวได้เองภายนอก สามารถปรับมุมได้สูงมาก โดยการเจียระไนผิวด้านนอกของวงแหวนนอกให้รับกับผิวหน้าของตัวรับแบริ่ง (bearing housing)

บอลแบริ่งกันรุน (thrust ball bearing) ดังรูป 2.15 (ฌ) ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกน ในกรณีที่เพลาอาจจะมีการเยื้องแนวเกิดขึ้น

cylindrical หรือ straight roller bearing ประกอบด้วยลูกกลิ้งทรงกระบอกกลมตรง ดังรูป 2.16 (ก) โรลเลอร์แบริ่งแบบนี้รับแรงในแนวรัศมีได้มากกว่าบอลแบริ่ง เพราะมีพื้นที่ที่รับแรงมากกว่า แต่ไม่สามารถจะรับแรงในแนวแกนได้ หรือถ้ารับได้ก็รับได้ไม่มากนัก ในกรณีที่ต้องการใช้รับแรงทั้งสองแนวซึ่งมีค่ามากก็ควรจะเลือกใช้ tapered roller bearing ดังรูป 2.16 (จ) และ 2.16 (ฉ)

spherical roller thrust bearing ดังรูป 2.16 (ช) และ tapered roller thrust bearing ดังรูป 2.16 (ค) มีประโยชน์สำหรับใช้รับแรงในแนวแกนที่มีค่ามากและในที่ซึ่งอาจจะมีการเยื้องแนวได้บ้าง

นีดิลแบริ่ง (needle bearing) , ตลับลูกปืนเข็ม ทำหน้าที่เช่นเดียวกับ straight roller bearing แต่เหมาะสำหรับใช้ในที่ซึ่งมีเนื้อที่ในแนวรัศมีจำกัด ดังรูป 2.16 (ง)

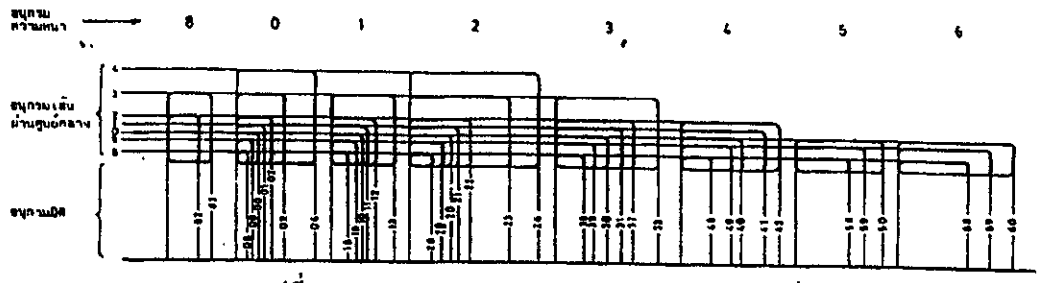


รูปที่ 2.16 โรลเลอร์แบริ่งชนิดต่างๆ

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 148)

2.5.2 มิติมาตรฐานของโรลลิ่งแบริ่ง

การกำหนดมาตรฐานของแบริ่ง ทำให้ผู้ผลิตสามารถที่จะผลิตแบริ่งได้ราคาถูกลงทำให้ผู้ออกแบบสามารถเลือกใช้ได้สะดวก และทำให้การดูแลรักษาตลอดจนการเก็บแบริ่งสำรองกระทำได้ง่ายขึ้น ด้วยเหตุนี้เอง สมาคม AFBMA ซึ่งเป็นผู้รับผิดชอบในการพิมพ์มาตรฐานของแบริ่งชนิดต่างๆ จึงร่วมกับสมาคมเกี่ยวกับโรลลิ่งแบริ่งอื่นๆ จัดทำมาตรฐานให้เข้ากับองค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) มาตรฐานนี้จะบอกถึงมิติภายนอกของแบริ่ง คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกและ ภายในของแบริ่งให้เป็นไปตามที่ผู้ผลิตออกแบบ



รูปที่ 2.17 ขอบเขตของมิติ สำหรับอนุกรมมิติของแบริ่งต่าง ๆ

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 153)

มาตรฐานดังกล่าวนี้ จะเห็นได้จากรูปที่ 2.17 ซึ่งประกอบด้วยอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง (Diameter Series) เรียงเบอร์จาก 8 9 0 1 2 3 และ 4 โดยที่อนุกรม 8 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กที่สุด และอนุกรม 4 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตที่สุด ส่วนความหนาบอกได้ด้วยอนุกรมความหนา (Width Series) เรียงเบอร์จาก 8 0 1 2 3 4 5 และ 6 โดยที่อนุกรม 8 บางที่สุด และอนุกรม 6 หนาที่สุด ดังนั้นมาตรฐานของแบริ่งจึงบอกได้โดยรวมเบอร์ของอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง กับอนุกรมความหนาเข้าด้วยกัน เรียกว่าอนุกรมมิติ (Dimension Series) โดยที่เลขตัวแรกแทนอนุกรมความหนาและเลขตัวที่สองแทนอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาย เช่น แบริ่งที่อยู่ในอนุกรมมิติ 03 หมายถึงแบริ่งที่มีอนุกรมความหนา 0 และอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 เป็นต้น จากรูปที่ 2.17 จะเห็นได้ว่าผู้ออกแบบเครื่องจักรกลสามารถที่จะเลือกใช้แบริ่งที่มีความหนาตามต้องการได้ โดยที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (คือการกำหนดอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง) ก็สามารถที่จะเลือกแบริ่งที่มีความหนาต่างๆ กันได้

2.5.3 ความเสียดทานของโรลลิ่งแบริ่ง

ความเสียดทานในโรลลิ่งแบริ่งส่วนใหญ่ เกิดจากการเสียดสีกันระหว่างลูกกลิ้งและรางบนวงแหวน ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับแบริ่งบางชนิด ดูได้จากตารางที่ 2.14

ตารางที่ 2.14 ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

ชนิดของแบริ่ง	ขณะเริ่มทำงาน		ขณะทำงาน	
	ในแนวรัศมี	ในแนวแกน	ในแนวรัศมี	ในแนแกน
บอลแบริ่ง	0.0025	0.0060	0.0015	0.0040
spherical roller bearing	0.0030	0.1200	0.0018	0.0080
cylindrical roller bearing	0.0020	-	0.0011	-

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 153

โดยปกติแล้วค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะเปลี่ยนไปตาม อุณหภูมิ แรง ความเร็ว การหล่อลื่น และซีลของแบริ่ง (Bearing Seal) ดังนั้น ในกรณีที่ผู้ออกแบบเห็นว่า ความเสียดทานในแบริ่งเป็นตัวแปรที่สำคัญสำหรับเครื่องจักรที่กำลังออกแบบอยู่ ก็ควรที่จะปรึกษากับผู้ผลิตโดยตรงถึงแม้ว่าค่าความเสียดทานนี้จะมีความสำคัญน้อยมากสำหรับงานทั่วไป แต่สมการทางทฤษฎีที่ใช้สำหรับคำนวณหากำลังงานที่สูญเสียไป เนื่องจากความเสียดทาน ซึ่งควรทราบไว้คือ

$$W_p = \frac{2\pi.nT}{60} = \frac{\pi.f\,F_r d.n}{60} \qquad \text{..... (2.66)}$$

หรือ

$$W_p = \frac{\pi.f\,.F_a d.n}{60} \qquad \text{.....(2.67)}$$

โดยที่ W_p คือ กำลังงานเป็น (W.)

T คือ โมเมนต์บิดเนื่องจากความเสียดทานเป็น (Nm.)

n คือ ความเร็วรอบของเพลาเป็น (RPM.)

d คือ ขนาดรูสวม (Bore) ของแบริ่งเป็น (m.)

F_r คือ แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวรัศมีเป็น (N.)

F_a คือ แรงที่กระทำแบริ่งในแนวแกนเป็น (N.)

f คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สำหรับกำลังงานที่มีหน่วยเป็นกำลังม้าซึ่งมีการใช้กันอยู่อย่างแพร่หลาย ก็จะคำนวณได้จากสมการ

$$hp = \frac{T.n}{63000} = \frac{f.\,F_r.d.n}{126000} \qquad \text{..... (2.68)}$$

โดยที่ F_r มีหน่วยเป็น lb. และ d มีหน่วยเป็น in.

2.5.4 อายุใช้งานของแบริ่ง

แบริ่งที่ได้รับการติดตั้งและหล่อลื่นอย่างดี ตลอดจนดูแลรักษาให้ปราศจากฝุ่น หรือผงต่างๆ และไม่อยู่ภายใต้แรงกระทำที่มีค่าสูงมากจนเกินความสามารถที่แบริ่งจะรับไว้ได้แล้วแบริ่งจะเสียหายเนื่องจากความล้าที่เกิดขึ้นในวัสดุแบริ่งเท่านั้น ดังจะเห็นได้ว่าแบริ่งที่เสียจะมีเศษผงโลหะหลุดออกมาเป็นจำนวนมาก ทั้งนี้เพราะพื้นที่สัมผัสระหว่างลูกกลิ้งและวงแหวนมีค่าน้อย ดังนั้นความเค้นที่เกิดขึ้นในลูกกลิ้งหรือวงแหวนจึงมีค่าสูงเข้าใกล้ความเค้นของเฮิร์ซ ในขณะที่ลูกกลิ้งหมุนไปรอบวงแหวน วัสดุส่วนที่รับแรงของแบริ่งจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่มีค่าเปลี่ยนจากศูนย์ไปยังค่าสูงสุดแล้วกลับมาเป็นศูนย์ (repeated stress) อยู่ตลอดเวลา แต่เนื่องจากค่าความเค้นสูงกว่าขีดจำกัดความทนทาน (endurance limit) ของวัสดุแบริ่ง ดังนั้น จึงเกิดการเสียหายขึ้นโดยความล้า ซึ่งก็แสดงว่าอายุใช้งานของแบริ่งมีระยะเวลาจำกัด ขึ้นอยู่กับค่าความเค้นที่กระทำซ้ำ จากผลการทดลองของ Lundberg และ Palmgren ซึ่งได้ใช้เป็นพื้นฐานสำหรับการประเมินค่ามาตรฐานของ AFBMA พบว่าอายุใช้งาน L แปรผันเป็นสัดส่วนกลับกับแรงในแนวรัศมี P (ในกรณีที่มีแรงในแนวรัศมีและแรงรุน P จะเป็นแรงในแนวรัศมีสมมูล (equivalent radial load) นั่นคือ

$$L \ \alpha \ \frac{1}{P^k} \qquad \text{..... (2.69)}$$

โดยที่ค่าคงที่ L คือ อายุการใช้งาน

P คือ แรงในแนวรัศมีที่แบริ่งจะต้องรับขณะใช้งานจริง

k คือ 3 สำหรับบอลแบริ่ง

k คือ $\frac{10}{3} \approx 3.33$ สำหรับโรลเลอร์แบริ่ง

อายุการใช้งาน L นี้ มักจะนับเป็นจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบของเพลาอันหนึ่งหรือนับเป็นจำนวนล้านรอบ mr (millions of revolution) จากสมการ 2.69 จะได้ว่า

$$\frac{L_1}{L_2} = \left[\frac{P_2}{P_1}\right]^k \qquad \text{..... (2.70)}$$

จากสมการ 2.63 จะเห็นได้ว่าถ้าแรงลดลงหนึ่งเท่าแล้ว อายุใช้งานของบอลแบริ่งเพิ่มขึ้นจะมีค่าเท่ากับ

$$\frac{L_1}{L_2} = 2^3 = 8 \text{ เท่า}$$

สำหรับโรลเลอร์แบริ่ง อายุใช้งานจะเพิ่มขึ้นอีก

$$\frac{L_1}{L_2} = 2^{3.33} = 10.06 \text{ เท่า}$$

ดังนั้น จึงต้องระมัดระวังในการคำนวณหาขนาดของแรงที่กระทำต่อแบริ่ง ให้ใกล้เคียงกับความเป็นจริงที่สุด

2.5.5 การประเมินค่าอายุการใช้งานและแรง

ถึงแม้ว่าจะมีวิธีการผลิตและควบคุมคุณภาพของโรลเลอร์แบริ่ง อย่างทันสมัย แต่ก็ปรากฏว่าแบริ่งชนิดเดียวกัน ที่ผลิตออกมาภายใต้วิธีการและเครื่องมือชิ้นเดียวกัน จะมีอายุการใช้งานแตกต่างกันไปมาก ทั้งนี้อาจจะเนื่องมาจากความยากลำบากในการควบคุมความกลมของลูกกลิ้ง และความเรียบของผิวหน้าลูกกลิ้งเป็นต้น ดังนั้นอายุใช้งานที่ทางผู้ผลิตอ้างถึง จึงมีรากฐานมาจากการใช้หลักฐานวิชาการทางด้านสถิติเข้าช่วย ทางสมาคม AFBMA จึงตั้งนิยามและจัดตั้งวิธีการเลือกแบริ่งขึ้น ซึ่งมีดังต่อไปนี้คือ

อายุใช้งานของโรลลิ่งแบริ่ง หมายถึง จำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่) ซึ่งแบริ่งหมุนได้ก่อนที่จะเริ่มความล้าขึ้นในวงแหวนหรือลูกกลิ้ง

อายุประเมิน (ration life) ของโรลลิ่งแบริ่งจำนวนหนึ่ง ซึ่งมีลักษณะเหมือนกันทุกประการ หมายถึง จำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่เร็วคงที่) ซึ่งแบริ่ง 90% จากจำนวนนี้สามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความเสียหายเนื่องจากความล้า และใช้แทนด้วยอายุใช้งาน L_{10}

อาจจะใช้อายุใช้งานเฉลี่ย (median life) เป็นอายุประเมินก็ได้ อายุใช้งานเฉลี่ยนี้หมายถึง จำนวนรอบที่ 50% ของแบริ่งที่เหมือนกันจำนวนหนึ่งสามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความล้าขึ้น และใช้แทนด้วยอายุใช้งาน L_{50} ซึ่งมีความสัมพันธ์กับ L_{10} โดยประมาณ คือ

$$L_{50} \approx 5L_{10} \qquad \text{..... (2.71)}$$

กำหนดค่า

L_1 = เป็นอายุการใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นแสนรอบ (mr)

L_2 = เป็นอายุการใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นสองแสนรอบ (mr)

L_{10} = เป็นอายุการใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นล้านรอบ (mr)

L_{50} = เป็นอายุการใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นห้าล้านรอบ (mr)

แรงสถิตย์ประเมิน (basic static load rating) หมายถึง แรงในแนวรัศมีที่ทำให้เกิดระยะยุบตัวของลูกกลิ้งและวงแหวนรวมกันเท่ากับ 0.0001 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกกลิ้ง และแทนด้วย C_0 ค่าของ C_0 สำหรับแบริ่งอนุกรมมิติต่างๆ ดูได้จากตาราง ภาคผนวก ข - 6 ค่า C_0 นี้ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้ทำแบริ่ง จำนวนแถวของลูกกลิ้งในแบริ่งจำนวนลูกกลิ้งต่อแถว มุมสัมผัส ตลอดจนขนาดของลูกกลิ้งและวงแหวน

โดยปกติแล้วแรงสถิตย์ประเมินไม่ค่อยจะมีผลต่อการเลือกแบริ่งมากนัก แต่ถ้าแบริ่งรับแรงสูงกว่า และอยู่นิ่งเป็นระยะเวลานาน ก็อาจจะทำให้เกิดการยุบตัวอย่างถาวร (PERMANENT DEFORMATION) เป็นแห่งๆได้ ดังนั้นในบางครั้งจึงต้องมีการตรวจสอบว่า แรงที่มากระทำมีค่ามากเกินกว่า C_0 หรือไม่

แรงพลวัดประเมิน (Basic Dynamic Load Rating) บางครั้งอาจจะเรียกว่าสมรรถนะแรงพลวัต (Basic Dynamic Capacity) ของโรลลิ่งแบริ่ง หมายถึง แรงที่กระทำในแนวรัศมี ซึ่งแบริ่งที่มีลักษณะเหมือนกันจำนวนหนึ่งจะรับได้ โดยมีอายุประเมิน L_{10} เท่ากับหนึ่งล้านรอบ เมื่อวงแหวนอันในเป็นตัวหมุนและวงแหวนอันนอกอยู่นิ่งและใช้แทนด้วย C ซึ่งได้แสดงอยู่ใน ภาคผนวก ข - 6

แรงพลวัตประเมิน C เป็นค่าที่ใช้ในการเลือกขนาดแบริ่งเพื่อรับแรงและมีอายุใช้งานได้ตามความต้องการ โดยการเปลี่ยนแรงและอายุใช้งานจริงมาเป็นแรงและอายุใช้งานที่แสดงไว้ในแค็ตตาล็อค (คือแรงในแนวรัศมีที่ทำให้มีอายุประเมินเท่ากับหนึ่งล้านรอบ) หรือในทางกลับกันคือเลือกแบริ่งจากแค็ตตาล็อค แล้วเปลี่ยนให้รับแรงได้เท่าที่ต้องการใช้ทำงานจริง และดูว่าอายุประเมินจะได้ตามอายุใช้งานที่ต้องการหรือไม่ ซึ่งสามารถทำได้โดยใช้สมการที่ 2.70 ดังนี้

ให้ L_{10} เป็นอายุใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นล้านรอบ (mr) และ P เป็นแรงในแนวรัศมีที่แบริ่งจะต้องรับขณะใช้งานจริงจากสมการ 2.70 จะเห็นว่า

$$L_1 = L_{10} \qquad P_1 = P$$
$$L_2 = 1 \text{ mr} \qquad P_2 = C$$

ดังนั้น
$$L_{10} = \left[\frac{C}{P}\right]^k \qquad \text{.....(2.72)}$$

จากสมการที่ (2.72) ทำให้ทราบว่าแบริ่งที่เลือกมาจากอายุประเมินจำนวนหนึ่งล้านรอบนั้นจะสามารถทำงานได้กี่ล้านรอบขณะใช้งานจริง

2.5.6 แรงสมมูล

ในการใช้งานจริงโรลลิ่งแบริ่งอาจจะรับทั้งแรงใน แนวรัศมี และแนวแกน และวงแหวนใน หรือนอกจะเป็นอันที่หมุนก็ได้ ซึ่งก็แล้วแต่ ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล อีกประการหนึ่ง แค็ตตาล็อคของผู้ผลิตจะกำหนดให้เฉพาะอายุประเมินในเทอมของแรงในแนวรัศมีเท่านั้น ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่จะต้องเปลี่ยนแรงและเงื่อนไขจากที่ใช้ทำงานจริงๆ มาให้เป็นแรงในแนวรัศมี โดยมีวงแหวนเป็นตัวหมุน เรียกว่าแรงสมมูล (Equivalent Force) เพื่อจะได้ใช้ในการเลือก แบริ่งจากแค็ตตาล็อคได้ สมาคม AFBMA ได้กำหนดนิยาม ของแรงสมมูลไว้ดังนี้

แรงสมมูล หมายถึง แรงในแนวรัศมีซึ่งถ้าให้กระทำต่อโรลลิ่งแบริ่ง โดยที่วงแหวนในหมุนและวงแหวนนอกอยู่นิ่งแล้ว จะทำให้แบริ่งมีอายุใช้งานเท่ากับอายุงานของแบริ่งที่รับแรงจริง (ซึ่งอาจจะมีทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกนพร้อมกัน) และให้คำนวณได้จากสมการ

$$P = XVF_r + Yf_a \qquad \text{..... (2.73)}$$

หรือ

$$P = VF_r \qquad \text{..... (2.74)}$$

โดยที่ P คือ แรงสมมูล

F_r คือ แรงในแนวรัศมี

F_a คือ แรงในแนวแกนหรือแรงรุน

V คือ ตัวประกอบการหมุน (Rotation Factor)

: มีค่าเท่ากับ 1 เมื่อวงแหวนในหมุน

: มีค่าเท่ากับ 1.2 เมื่อวงแหวนนอกหมุน

: ถ้าเป็นบอลแบริ่งชนิด Self - Aligning ให้ใช้ค่าเท่ากับ 1 เสมอ

X คือ ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี (Radial Load Factor)

Y คือ ตัวประกอบแรงรุน (Thrust Load Factor)

ค่าแรงสมมูลที่ใช้ในการเลือกขนาดแบริ่งให้ใช้ค่าที่ได้จากสมการที่ (2.73) หรือ (2.74) แล้วแต่ว่าค่าไหนจะมากกว่า สำหรับบอลแบริ่งกันรุนและโรลเล่อร์แบริ่งกันรุนแล้วให้คำนวณค่าแรงสมมูลจากสมการที่ (2.73) โดยให้ V = 1 ส่วน Straight Roller Bearing นั้นจะใช้รับเฉพาะแรงในแนวรัศมีเท่านั้น จึงให้คำนวณแรงสมมูลจากสมการที่ (2.73) จึงทำให้สามารถใช้การประมาณค่าแบบเชิงเส้น (Linear Interpolation) ในตารางได้

C_0 เป็นแรงสถิตย์ประเมิน ; i เป็นจำนวนแถวของลูกกลิ้ง (สำหรับ Deep Groove Bearings ให้ i เท่ากับ 1 เสมอ)

สำหรับ Single Row Bearings เมื่อ $F_a/VF_r \leq e$ ใช้ $X = 1$ และ $Y = 0$ เมื่อคำนวณหาแรงสมมูลของแบริ่งคู่ซึ่งเป็น Single - Row Angular Contact Ball Bearing ติดตั้งแบบหันหน้าชนกัน และหันหลังชนกัน ให้ถือว่า เป็น Double - Row Angular - Contact Ball Bearing ถ้าติดตั้งแบบเรียง ตามกันให้ถือว่าแต่ละอันเป็น Single - Row Ball Bearing

ให้ถือว่า Double - Row Bearing มีความสมมาตร (Symmetry)

ค่า F_a/C_0 สูงสุดขึ้นอยู่กับการออกแบบแบริ่ง สำหรับ $Y = O$; $F_a = O$ และ $X = 1$

2.5.7 ตัวประกอบใช้งาน

แรงที่กระทำต่อแบริ่ง จะได้รับการส่งทอดมาจากชิ้นส่วนเครื่องจักรกลต่างๆ ซึ่งอาจจะมีความสั่นสะเทือนมากน้อยต่างกันไป อันอาจจะเป็นเหตุให้แบริ่งเสียหายได้เร็วขึ้น ดังนั้นในการเลือกแบริ่งจึงควร ที่จะเพิ่มค่าแรงสมมูล โดยการคิดถึงลักษณะของการใช้งานด้วยการคูณตัวประกอบเหล่านี้กับแรงสมมูลเสียก่อน ตัวประกอบเหล่านี้ได้มาจากประสบการณ์อันยาวนานของผู้ออกแบบเครื่องจักรกลเป็นจำนวนมาก เรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน (Service Factor) และได้แสดงไว้ในตารางภาคผนวก ข - 7 ซึ่งประกอบด้วยตัวประกอบของการกระแทก (Impact Foctor) ตัวประกอบ ของสายพาน (Belt Factor) และตัวประกอบของเฟือง (Gearr Factor) ซึ่งรวมเรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน N_s

2.5.8 อายุใช้งานโดยสังเขป

ในการเลือกใช้แบริ่ง ผู้ออกแบบเครื่องจักรกลจะต้องทราบว่า แรงที่กระทำต่อแบริ่งมีค่าเท่าใด และอายุใช้งานของแบริ่งควรจะนานเท่าใดซึ่งดูได้จาก ตารางแสดงถึงอายุใช้งานของแบริ่งใน เครื่องจักรกลชนิดต่างๆ เพื่อเป็นแนวทางแก่ผู้เลือกใช้แบริ่ง

ตารางที่ 2.15 แนวทางในการเลือกอายุการใช้งานสำหรับเครื่องจักรกลชนิดต่างๆ

ชนิดของเครื่องจักรกล	อายุการใช้งานเป็นชั่วโมง
• เครื่องมือวัดและเครื่องมือที่ใช้ไม่บ่อยนัก เช่น เครื่องมือสำหรับห้องทดลอง อุปกรณ์สำหรับประตูเลื่อน	500
• เครื่องยนต์เครื่องบิน	500-2,000
• เครื่องจักรสำหรับใช้งานช่วงเวลาสั้นๆ หรือทำงานเป็นพักๆ เช่น เครื่องมือต่างๆ รอกยกของในโรงงาน เครื่องจักรที่ทำงานโดยใช้มือขับ เครื่องจักรกลการเกษตร ปั้นจั่นที่ใช้ในงานประกอบ เครื่องขนถ่าย เครื่องจักรกลที่ใช้ในบ้าน	4,000-8,000
• ครื่องจักรกลที่ทำงานเป็นพักๆ แต่มีความสำคัญต่องานที่ทำมาก เช่น เครื่องจักรสำรองของโรงต้นกำลัง อุปกรณ์สำเลียงในสายงานผลิต ลิฟท์ ปั้นจั่นยกสินค้าทั่วไป เครื่องมือกลที่ใช้ไม่บ่อยนัก	8,000-12,000
• เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ไม่ได้ทำงานเต็มที่ เช่น มอเตอร์ไฟฟ้า ชุดเฟืองทดงานทั่วไป	12,000-20,000
• เครื่องจักรทำงาน 8ชั่วโมง แต่ทำงานเต็มที่ เช่น เครื่องจักรกลงานอุตสาหกรรมทั่วไป ปั้นจั่นที่ใช้ยกของตลอดเวลา เพลาส่งกำลัง	20,000-30,000
• เครื่องจักรทำงานต่อเนื่อง(24 ชั่วโมง) เช่น เครื่องแยกของ เครื่องอัดอากาศ ปั๊ม เพลาส่งกำลัง ลูกกลิ้งสายพานลำเลียง	40,000-60,000
• เครื่องยนต์ที่ใช้งานตลอด 24 ชั่วโมง และการทำงานมีความสำคัญมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรที่ใช้ในการผลิตกระดาษและเนื้อเยื่อกระดาษ ปั๊มเหมืองแร่ สถานีส่งน้ำประปา เครื่องจักรในเรือเดินสมุทร	100,000-200,000

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 หน้า 167

2.6 ลิ่ม

ชิ้นส่วนเครื่องจักรกล เช่น ล้อสายพาน เฟือง ใบพัด ลูกเบี้ยว และอุปกรณ์อื่น ๆ ที่ใช้ส่งหรือรับกำลังจากเพลา โดยที่จะต้องยึดแน่นกับเพลาเพื่อให้หมุนไปพร้อมกับเพลา ชิ้นส่วนประเภทนี้อาจส่งแรงบิดและมีการถอดประกอบบ่อยครั้ง ดังนั้นจึงมักจะยึดติดกับเพลาโดยใช้ลิ่ม ซึ่งลิ่มจะเป็นแท่งโลหะที่ใส่ไว้ในร่องของชิ้นส่วนทั้งสองเพื่ออยู่ด้วยกัน ซึ่งเรียกว่าร่องลิ่ม ฉะนั้นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่จะนำมายึดกับเพลาและเพลาเองก็จะต้องทำร่องลิ่มไว้เพื่อใส่ลิ่ม ลิ่มทำหน้าที่ป้องกันการเกิดการหมุนสัมพัทธ์ขึ้นระหว่างชิ้นส่วนทั้งสอง ในบางครั้งยังอาจใช้ลิ่มทำหน้าที่กันมิให้เกิดการเคลื่อนที่ในแนวแกนของเพลาด้วยการตัดร่องลิ่มบนเพลาทำให้ความแข็งแกร่งของเพลาลดลง ทั้งนี้ย่อมขึ้นอยู่กับขนาดและชนิดของร่องลิ่ม ลิ่มแบ่งออกเป็นหลายชนิด ดังนั้นการเลือกใช้และการติดตั้งจึงขึ้นอยู่กับองค์ประกอบหลายอย่าง เช่น กำลังที่จะส่ง ชนิดของพิกัดความเผื่อ ความมั่นคงของรอยต่อ และราคา ในการส่งกำลังน้อย ๆ อาจใช้หมุดเกลียวปรับ (set screw) ขันยึดชิ้นส่วนติดกับเพลากลมได้โดยตรงโดยไม่

ต้องใช้ลิ่ม แต่โดยมากมักใช้ลิ่มยึด การใช้หมุดเกลียวปรับมักใช้ยึดลิ่มติดกับร่องลิ่มบนเพลา เพื่อป้องกันชิ้นส่วนเลื่อนตัวในแนวแกนของเพลา

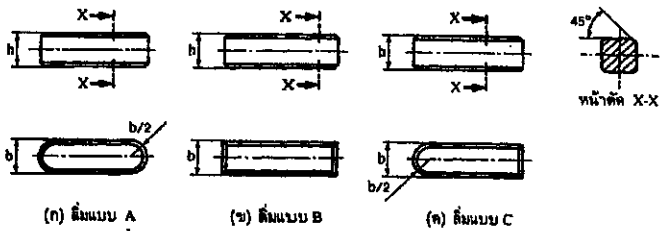
2.6.1 ชนิดของลิ่ม

ลิ่มแบ่งออกเป็นหลายชนิดด้วยกันดังนี้ แต่ในที่นี้จะกล่าวถึงเพียง 3 ชนิดที่เหมาะสมกับการออกแบบเท่านั้น

2.6.1.1 ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัส

องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศกำหนดขนาดมาตรฐานของลิ่มชนิดนี้ไว้ใน ISO/R773 ซึ่งลิ่มชนิดนี้จะฝังอยู่ในเพลาครึ่งหนึ่ง และฝังอยู่ในดุมของเฟือง (hub) ล้อสายพานหรือข้อเหวี่ยงอีกประมาณครึ่งหนึ่งของความหนา ลิ่มชนิดนี้มักใช้กับเครื่องจักรกล อุตสาหกรรมทั่วไป

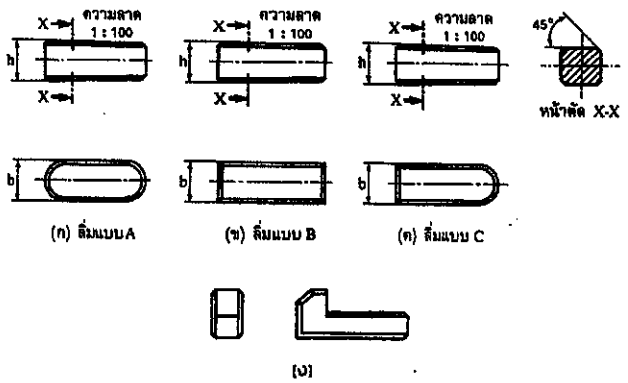
ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัส มีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและ รูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสตามลำดับ ถ้ามีพื้นที่หน้าตัดเท่ากันตลอดความยาวเรียกว่า เฟียเธอร์คีย์ (feather key) มักใช้กับงานที่ต้องการให้ดุมล้อเลื่อนไปบนเพลาได้ เพียงแต่ป้องกันมิให้เกิดการหมุนสัมพันธ์เท่านั้น บางครั้งอาจต้องยึดลิ่มให้ติดกับเพลาด้วยหมุดเกลียวด้วย เช่น ในชุดเฟืองทดของรถยนต์ เป็นต้น



รูปที่ 2.18 ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัส

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 198)

ในบางครั้งเมื่อต้องการให้ดุมล้อติดกับเพลาอย่างแน่นหนาอาจเลือกใช้ลิ่มตามมาตรฐาน ISO/R774 ซึ่งเป็นลิ่มเรียวที่มีความลาดประมาณ 1 : 100 โดยทำให้ลาดทางด้านความสูง ส่วนทางด้านกว้างยังคงกว้างเท่าเดิมตลอดความยาว



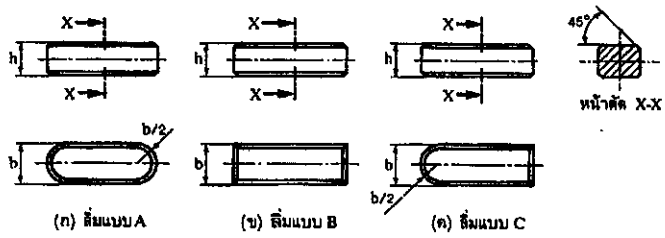
รูปที่ 2.19 ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัสแบบเรียว

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 198)

ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัสแบบเรียวนี้มักจะมีหัวไว้สำหรับตอกอัดเข้าไปในร่องลิ่ม และถอดลิ่มออกจากร่องลิ่ม และมักเรียกว่า ลิ่มจมูก

2.6.1.2 ลิ่มแบน

ลิ่มชนิดนี้มีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเช่นกัน แต่มีลักษณะบางกว่าลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้าทั่วไป ลิ่มชนิดนี้จะใช้เมื่อต้องการให้เพลาแข็งแกร่งขึ้น เพราะถ้าใช้ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้าหรือลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัสแล้วจะต้องเจาะร่องลิ่มบนเพลาลึกมาก ลิ่มชนิดนี้เหมาะกับการใช้งานเบาหรือเมื่อต้องการให้ร่องลิ่มบนเพลาและดุมล้อตื้น เช่น ในกรณีที่ใช้เพลากลวง ลิ่มแบนแบ่งออกเป็น 2 ชนิด เช่นเดียวกับลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้า คือ มีทั้งชนิดที่พื้นที่หน้าตัดเท่ากันตลอดความยาวตามมาตรฐาน ISO 2491 และชนิดที่มีความลาด 1 : 100 ทางด้านความสูงตามมาตรฐาน ISO 2492



รูปที่ 2.20 ลิ่มแบน

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 199)

2.6.1.3 ลิ่มกลมหรือสลัก

ลิ่มชนิดนี้ทำให้มีความเค้นหนาแน่นที่เพลาน้อยกว่าลิ่มชนิดอื่น และมีข้อดีคือมีพิกัดความเผื่อ (tolerance) ได้มากโดยลิ่มหรือสลัก จะไม่บิดและขัดตัวในร่องเหมือนลิ่มชนิดอื่น นอกจากนั้นยังทำการถอดประกอบได้ง่าย แต่มีข้อเสียคือ อาจทำให้ความแข็งแรงของเพลาลดลงเพราะต้องเจาะรูผ่านเพลา มักใช้ในการส่งแรงน้อย ๆ บางครั้งอาจใช้ทำหน้าที่ป้องกันการทำงานเกินภาระ (overload) ได้ด้วย ลิ่มที่ทำหน้าที่เช่นนี้ ยังมีชื่อเรียกอีกอย่างหนึ่งว่า สลักเฉือน (shear pin)

(ก) วางขนานกับแกนเพลา (ข) วางตั้งฉากกับแกนเพลา

รูปที่ 2.21 ลิ่มกลม

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 201)

2.6.2 การให้ชื่อลิ่ม

ลิ่มแบ่งออกเป็นหลายชนิดด้วยกันและมีขนาดเป็นมาตรฐาน ดังนั้นการเลือกใช้ลิ่มจึงต้องเลือกขนาดตามมาตรฐาน มิใช่คำนวณหาขนาดต่าง ๆ ออกมาเอง ขนาดลิ่มมาตรฐานจะดูได้จากตารางที่ 2.16 นอกจากนั้นยังกำหนดวิธีการให้ชื่อลิ่มดังนี้

การใช้ชื่อลิ่มให้บอกว่าเป็นลิ่มมาตรฐานระหว่างประเทศหมายเลขเท่าใด (ซึ่งจะบอกถึงชนิดของลิ่ม) ตามด้วยเครื่องหมาย - แล้วตามด้วยขนาดความกว้างของลิ่ม x ความสูงของลิ่ม x ความยาวของลิ่ม เช่น

- ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบ A กว้าง 12 mm. สูง 8 mm. และยาว 70 mm. ก็ให้ชื่อว่า : ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้า ISO/R 773-A12x8x70

- ลิ่มจมูกสี่เหลี่ยมผืนผ้า แบบ B กว้าง 18 mm. สูง 11 mm. และยาว 125 mm. ก็ให้ชื่อว่า : ลิ่มจมูกสี่เหลี่ยมผืนผ้า ISO/R 774-B18x11x125

- ลิ่มแบน แบบ B กว้าง 20 mm. สูง 8 mm. และยาว 100 mm. ก็ให้ชื่อว่า : ลิ่มแบน ISO 2491-B20x8x100

- ลิ่มจมูกแบน แบบ C กว้าง 10 mm. สูง 6 mm. และยาว 50 mm. ก็ให้ชื่อว่า : ลิ่มจมูกแบน ISO 2492-C10x6x50

- แซดเดิลคีย์ยังมิได้กำหนดเป็นมาตรฐานโดยองค์การมาตรฐาน ระหว่างประเทศ ดังนั้นเพื่อความสะดวกในการคำนวณต่อไปจะใช้วิธีการให้ชื่อของมาตรฐานอุตสาหกรรมแห่งประเทศสหพันธ์สาธารณรัฐเยอรมัน (DIN) และจะให้ขนาดของลิ่มตามมาตรฐาน DIN 6881 ในตารางที่ 2.16 ด้วย เช่น แซดเดลคีย์ กว้าง 8 mm. สูง 5 mm. และยาว 20 mm. ก็ให้ชื่อว่า : แซดเดิลคีย์ DIN 6881 8x5x20

- ลิ่มวงเดือนกว้าง 5 mm. สูง 6.5 mm. ก็ให้ชื่อว่า :ลิ่มวงเดือน ISO 3912-5x6.5

- ลิ่มวงเดือนแบบวิทนี กว้าง 5 mm. สูง 5.2 mm. ก็ให้ชื่อว่า : ลิ่มวงเดือนแบบวิทนี ISO 3912-5x5.2

- แทนเจนเชียลคีย์ชุดหนึ่ง มีความหนา t = 8 mm. กว้าง b = 24 mm. และยาว l = 100 mm. ก็ให้ชื่อว่า : แทนเจนเชียลคีย์ ISO 3117-8x24x100

- สปลายน์ ให้ชื่อโดยบอกจำนวนฟันสปลายน์ N เส้นผ่านศูนย์กลางใน d และเส้นผ่านศูนย์กลางนอก D เช่น สปลายน์ ISO/R 14 6x23x26

จากที่ได้กล่าวมาแล้วในตอนต้นว่าการเลือกใช้ลิ่มต้องเลือกใช้ตามขนาดมาตรฐาน นอกจากนี้แล้ว ยังต้องเลือกขนาดลิ่ม ให้สอดคล้องกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาที่ใช้งานกับลิ่มด้วย ดังตารางที่ 2.16 ต่อไปนี้

ตารางที่ 2.16 ขนาดลิ่มมาตรฐานที่ใช้กับเพลาขนาดต่าง ๆ

ขนาดเพลา (d) mm	ลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้า ลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัส (ISO/R 773) (ISO/R 774) b x h	ลิ่มแบน ISO 2491 ISO 2492 b x h	แซดเดิลคีย์* DIN 6881 b x h	ลิ่มวงเดือน (ISO 3912)		
				b x h_1 x R	t_1	t_2
3-4				1.0x1.40x4	1.0	0.6
4-5				1.5x2.60x7	2.0	0.8
5-6				2.0x2.60x7	1.8	1.0
6-7	2x2			2.0x3.70x10	2.9	1.0
7-8	2x2			2.5x3.70x10	2.7	1.2
8-10	3x3			3.0x5.00x13	3.8	1.4
10-12	4x4			3.0x6.50x16	5.3	1.4
12-14	5x5	5x3		4.0x6.50x16	5.0	1.8
14-16	5x5	5x3		4.0x7.50x19	6.0	1.8
16-18	5x5	6x4		5.0x6.50x16	4.0	2.3
18-20	6x6	6x4		5.0x7.50x19	5.5	2.3
20-22	6x6	6x4		5.0x9.00x22	7.0	2.3
22-25	8x7	8x5	8x3.5	6.0x9.00x22	6.5	2.8
25-28	8x7	8x5	8x3.5	6.0x10.0x25	7.5	2.8
28-32	8x7	8x5	8x3.5	8.0x11.0x28	8.0	3.3
32-38	10x8	10x6	10x4.0	10.0x13.0x32	10.0	3.3
38-44	12x8	12x6	12x4.0			
44-50	14x9	14x6	14x4.5			
50-58	16x10	16x7	16x5.0			
58-65	18x11	18x7	18x5.0			
65-75	20x12	20x8	20x6.0			
78-85	22x14	22x9	22x7.0			
85-95	25x14	25x9	25x7.0			
95-110	28x16	28x10	28x7.5			
110-130	32x18	32x11	32x8.5			
130-150	36x20	36x12	36x9.0			
150-170	40x22	40x14				
170-200	45x25	45x16				
200-230	50x28	50x18				
230-260	56x32					
260-290	63x32					
290-330	70x36					

ที่มา : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 203

ความยาวของลิ่มที่ควรเลือกใช้ตามมาตรฐานระหว่างประเทศเป็น mm คือ

6	8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40
45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200
220	250	280	320	360	400								

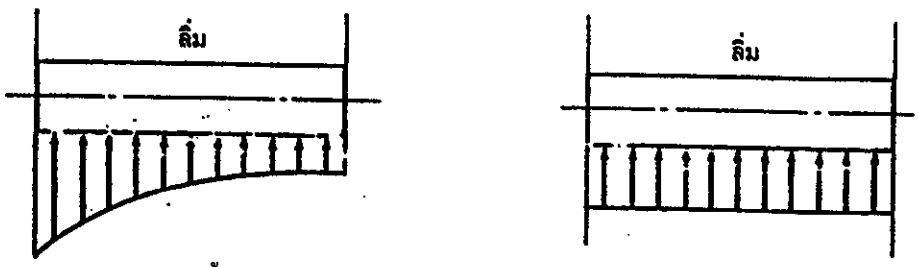
2.6.3 ความเค้นที่รอยต่อด้วยลิ่ม

เมื่อใช้ลิ่มต่อเพลากับดุมล้อเพื่อส่งโมเมนต์บิด ความเค้นที่เกิดขึ้นในลิ่มจะเป็นแบบสามมิติ และมีความยุ่งยาก ในการคิดคำนวณมาก ความเค้นที่เกิดขึ้นนี้เป็นผลมาจากแรง 2 ชนิด คือ

ก. แรงเนื่องจากการสวมอัดลิ่มลงในร่องลิ่ม เช่น การสวมอัดลิ่มแบบธรรมดาหรือแบบเรียว แรงเหล่านี้ทำให้เกิดความเค้นอัดขึ้นในลิ่มซึ่งไม่อาจหาค่าที่แน่นอนของแรงเหล่านี้ได้

ข. แรงเนื่องจากการส่งโมเมนต์บิด ทำให้เกิดความเค้นอัดและความเค้นเฉือนในลิ่ม

แรงที่กระทำตามแนวขวางของลิ่มจะไม่กระจายอย่างสม่ำเสมอตลอดความยาวลิ่ม แต่จะมีค่ามากในบริเวณใกล้กับจุดที่รับโมเมนต์บิด ทั้งนี้เนื่องมาจากการบิดระหว่างเพลากับดุมล้อ เพราะเพลามีความแข็งตึงบิด (torsional stiffness) น้อยกว่าดุมล้อ



(ก) เกิดขึ้นจริง (ข) ใช้ในการคำนวณ

รูปที่ 2.22 ความเค้นบนลิ่ม

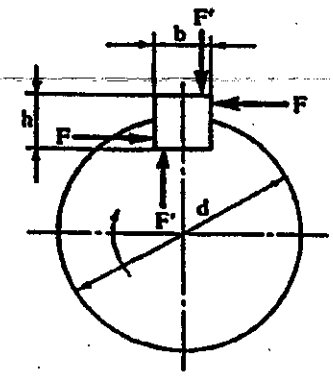
(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 206)

ในการหาความเค้นที่เกิดขึ้นในลิ่มนั้น เพื่อความสะดวกในการคำนวณจึงมักจะใช้ข้อสมมติฐาน ดังนี้คือ

ก. แรงที่กระจายตลอดความยาวของลิ่มมีค่าสม่ำเสมอ

ข. ไม่คิดแรงที่เกิดจากการสวมอัดลิ่ม

จากสมมติฐานดังกล่าวทำให้คำนวณหาขนาดของลิ่มได้ง่ายขึ้น ในทางปฏิบัติการคำนวณหาขนาดลิ่ม มักจะเป็นการคำนวณหาความยาวของลิ่มเท่านั้น ทั้งนี้เนื่องจากลิ่มมีขนาดพื้นที่หน้าตัดเป็นมาตรฐานอยู่แล้ว พร้อมทั้งขนาดของลิ่มที่เหมาะสมกับเพลาขนาดต่าง ๆ ก็หาดูได้จากตารางที่ 2.16



รูปที่ 2.23 แรงบนรอยต่อด้วยลิ่ม

(**ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 207)

พิจารณารอยต่อด้วยลิ่มดังรูปที่ 2.23 ให้ F เป็นแรงที่กระทำกับลิ่มเนื่องจากโมเมนต์บิด และ F' เป็นแรงที่กดลิ่มไว้ไม่ให้ลิ่มเอียง โมเมนต์บิดบนเพลาทำให้ดุมล้อมีแรงต้านทาน F เกิดขึ้นซึ่งกระทำในแนวตั้งฉากกับลิ่ม สมมติว่าแรงนี้กระทำที่จุดกึ่งกลางของลิ่มส่วนที่โผล่พ้นจากเพลา ดังนั้นจึงหาแรง F' ได้จากสมการ

$$T = F\left[\frac{d}{2}+\frac{h}{4}\right] \approx \frac{Fd}{2} \qquad \text{..... (2.75)}$$

จากข้อสมมติฐานที่ได้กล่าวมาแล้ว เมื่อคิดว่าลิ่มขาดเนื่องจากแรงเฉือน ฉะนั้น

$$T = \frac{Fd}{2} = \frac{bl\tau l}{2} \qquad \text{..... (2.76)}$$

โดยที่ T คือ โมเมนต์บิดบนเพลา

F คือ แรงที่กระทำกับลิ่ม

d คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลา

b คือ ความกว้างของลิ่ม

l คือ ความยาวของลิ่ม

τ คือ ความเค้นเฉือนบนลิ่ม

แต่เมื่อคิดว่าลิ่มโดนอัดแตก จะสามารถหาค่าได้จากสมการ

$$T = \frac{Fd}{2} = \frac{hl\sigma_c d}{4} \qquad \text{..... (2.77)}$$

โดยที่ h คือ ความสูงของลิ่ม

σ_c คือ ความเค้นอัดบนลิ่มหรือเพลาหรือดุมล้อ

ถ้าให้โมเมนต์บิดบนเพลามีค่าเท่ากันทั้งสองกรณี ดังนั้นจะได้

$$\frac{bl\tau d}{2} = \frac{hl\sigma_c d}{4}$$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดค่าความเค้นเฉือนที่วัสดุรับได้จะมีค่าประมาณ 1/2 ของความเค้นอัดที่วัสดุรับได้ นั่นคือ $\tau = 0.5\sigma_c$ เมื่อแทนค่าลงในสมการจะได้ว่า

$$b = h$$

ซึ่งแสดงให้เห็นว่าลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัสเป็นลิ่มที่ดีที่สุด เพราะสามารถรับแรงเฉือนและแรงอัดได้เท่ากัน แต่เมื่อพิจารณาทางด้านความแข็งแรงของเพลาแล้วจะเห็นว่าไม่เหมาะสม เนื่องจากร่องลิ่มของลิ่มสี่เหลี่ยมจัตุรัสจะต้องเจาะลงไปบนเพลาลึกมาก ดังนั้นในทางปฏิบัติจึงไม่นิยมใช้ลิ่มชนิดนี้เท่าใดนัก ยกเว้นในกรณีที่ใช้กับเพลาขนาดเล็กเท่านั้น

ในกรณีที่ลิ่ม เพลา และดุมล้อ ทำจากวัสดุต่างชนิดกัน ให้ทำการคำนวณในสมการ โดยใช้ค่าความเค้นอัดของวัสดุที่มีความต้านแรงอัดน้อยที่สุด

ถ้าลิ่มและเพลาทำจากวัสดุชนิดเดียวกัน ก็สามารถจะหาความยาวของลิ่มได้โดยถือว่าลิ่มและเพลารับโมเมนต์บิดเท่ากัน ดังนั้น

$$T = \frac{bl\tau d}{2} = \frac{\pi d^3}{16}\tau$$

เพราะฉะนั้น $$l = \frac{\pi d^2}{8b} \qquad \text{..... (2.78)}$$

ถ้าสมมุติให้ลิ่มมีความกว้างประมาณ d/4 จะได้

$$l = \frac{\pi d}{2} = 1.57d \qquad \text{..... (2.79)}$$

นั่นก็คือ ความยาวของลิ่มควรมีค่าประมาณ 1.57 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลา

โดยทั่วไปแล้วกรรมวิธีการออกแบบจะเริ่มต้นด้วยการหาขนาดของเพลาที่ใช้ จากนั้นจึงเลือกขนาดลิ่มมาตรฐานที่ใช้กับเพลาที่ต้องการจากตาราง แล้วจึงคำนวณหาความยาวของลิ่มโดยใช้สมการที่ (2.76) และสมการที่ (2.77) และเลือกใช้ความยาวที่มีค่ามาก จากนั้นจึงใช้ความยาวของดุมล้อให้เท่ากับความยาวของลิ่ม แม้ว่าจะยาวเกินความต้องการไปบ้างก็ตาม ขนาดของดุมล้อโดยประมาณซึ่งใช้กันอยู่ในชิ้นงานทั่วไปจะดูได้จากตารางที่ 2.17 ถ้าต้องการใช้ลิ่มยาวมากกว่าค่าในตารางที่ 2.17 แล้วควรเลือกใช้ลิ่มสองอันวางห่างกัน 180° เมื่อแรงที่กระทำไม่สม่ำเสมอจะต้องยึดลิ่มให้แน่นกับร่องลิ่มหรือใช้ลิ่มแบบเรียว การใช้ลิ่มแบบเรียวจะช่วยให้รอยต่อยึดได้แน่นและถอดออกได้ง่าย โดยทั่วไปมักจะเจาะร่องลิ่มบนดุมล้อให้มีความเรียวเล็กน้อยแล้วตอกอัดลิ่มให้แน่น การตอกอัดลิ่มนี้จะทำให้เกิดความเค้นขึ้นบนดุมล้อและเพลา ซึ่งอาจทำให้รอยต่อเสียหายได้ แต่ในเวลาเดียวกันก็มีข้อดีคือทำให้เกิดแรงเสียดทานอย่างมากระหว่างเพลากับดุมล้อทำให้ส่งกำลังได้ดีขึ้น และแรงเสียดทานนี้อาจมีค่าสูงมากพอจนทำให้ความเค้นที่เกิดขึ้นบนลิ่มเนื่องจากการส่งโมเมนต์บิดมีค่าที่คำนวณได้จากสมการ (2.76) และ (2.77)

ตารางที่ 2.17 ขนาดของดุมล้อโดยประมาณ

ประเภทของรอยต่อ	เส้นผ่านศูนย์กลางของดุมล้อ D mm		ความยาวของดุมล้อ L mm	
	ทำจากเหล็กหล่อ	ทำจากเหล็กกล้าหรือเหล็กหล่อเหนียว	ทำจากเหล็กหล่อ	ทำจากเหล็กกล้าหรือเหล็กหล่อเหนียว
ต่อด้วยลิ่ม	2.0-2.2d	1.8-2.0d	1.6-2.0d	1.2-1.5d
ต่อด้วยสปลายน์	1.8-2.0d	1.6-1.8d	0.8-1.0d	0.6-0.8d
ต่อด้วยเฟียเธอรีคีย์	1.8-2.0d	1.6-1.8d	1.8-2.0d	1.6-1.8d
ดุมล้อเลื่อนในแนวแกนได้	1.8-2.0d	1.6-1.8d	2.0-2.2d	1.8-2.0d

*d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลา **ที่มา** : จากหนังสือ การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1 หน้า 209

ในทางปฏิบัติพบว่าค่าความยาวลิ่มที่คำนวณได้จากสมการ (2.77) มักจะมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จากสมการ (2.70) ดังนั้นการคำนวณหาความยาวลิ่มจึงมักจะใช้สมการ (2.71)เป็นหลัก ความเค้นอัดบนลิ่ม คือ

$$\sigma_c = \frac{4T}{dhl_e} \leq \sigma_{cd} \qquad \text{..... (2.80)}$$

ดังนั้นจึงหาความยาวประสิทธิผล (effective length) ของลิ่ม l_e ได้จากสมการ

$$l_e = \frac{4T}{dh\sigma_{cd}} \qquad \text{..... (2.81)}$$

โดยที่ l_e คือ ความยาวประสิทธิผลของลิ่ม เป็นความยาวของลิ่มส่วนที่ใช้รับแรงอัดจริง ๆ

σ_{cd} คือ ค่าความเค้นอัดใช้งานของวัสดุ

เมื่อคำนวณโดยใช้สมการ (2.81) นี้แล้ว ควรตรวจสอบค่าความเค้นเฉือนด้วย แต่มีข้อควรระวังก็คือ ควรจะใช้ลิ่มให้ยาวกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลาอย่างน้อย 25% ทั้งนี้เพื่อป้องกันการขัดตัวของลิ่มในร่องลิ่มของเพลาและดุมล้อ ในการประกอบงานจริงเมื่อความยาวของลิ่ม 25% จะทำให้การประกอบง่ายขึ้นและการประกอบก็จะไม่ทำให้ลิ่มเกิดการกระดกขึ้น