

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

หลักการการทำงานของเครื่องนับแผ่นธาตุเบตเตอรี มีการทำงานโดยใช้โซ่ลำเลียงแผ่นธาตุเบตเตอรีเข้าไปตำแหน่งที่พอดี จากนั้นจะมีชุดชุดทำหน้าที่มาดูดแผ่นธาตุ แล้วเคลื่อนที่กลับไปแผ่นกัน แผ่นธาตุเบตเตอรีที่ถูกดูดจะหลุดออกจากหัวดูดแล้วผ่านเซนเซอร์ ในการออกแบบเครื่องนับแผ่นธาตุเบตเตอรี สิ่งสำคัญของเครื่องอยู่ที่เซนเซอร์และตัวนับ เมื่อแผ่นธาตุเบตเตอรีได้เคลื่อนที่ผ่านเซนเซอร์ที่ติดตั้งไว้กับแผ่นกัน เซนเซอร์จะส่งสัญญาณไปที่ตัวนับ จากนั้น ตัวนับจะทำการแปลงสัญญาณออกมาเป็นตัวเลขเพื่อแสดงจำนวนของแผ่นธาตุเบตเตอรี

การดำเนินการออกแบบ เริ่มจากการศึกษาคำรวจข้อมูลเกี่ยวกับแผ่นธาตุที่ต้องการนับ และศึกษาถึงระบบการทำงานของเครื่องจักรภายในโรงงาน แล้วนำความรู้ที่ได้มาเป็นพื้นฐานในการออกแบบสร้างเครื่องนับแผ่นธาตุเบตเตอรี เพื่อช่วยให้การออกแบบเหมาะสมกับการผลิตเบตเตอรีในโรงงานได้

ทฤษฎีที่จำเป็นและเกี่ยวข้องซึ่งจะเป็นพื้นฐานในการออกแบบและสร้างเครื่องนับแผ่นธาตุเบตเตอรีซึ่งสามารถแยกเป็นส่วนต่างๆ ดังนี้

2.1 ทฤษฎีระบบส่งกำลัง

ระบบส่งกำลังเป็นกลไกในการถ่ายทอดกำลังจากเครื่องยนต์หรือเครื่องจักรต้นกำลัง เพื่อนำเอากำลังงานไปใช้ในการขับเคลื่อนอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบการทำงาน การส่งกำลังสามารถทำได้หลายวิธี โดยใช้อุปกรณ์ที่แตกต่างกัน เช่น การส่งกำลังด้วยโซ่ การส่งกำลังด้วยระบบเฟือง การส่งกำลังด้วยสายพาน หรือการส่งกำลังแบบอื่น ๆ โดยแต่ละวิธีจะมีข้อดีและข้อเสียแตกต่างกันไป ซึ่งการส่งกำลังในแต่ละวิธีนั้นจะมีชิ้นส่วนหลักที่สำคัญคือ เพลาส่งกำลัง เพลาตั้งกล่าวรับภาระต่างๆ เช่น แรงกระทำ โมเมนต์บิด จะต้องมีการคำนวณหาขนาดเพลาที่ยอมรับได้เพื่อความปลอดภัยทางวิศวกรรม

2.1.1 การคำนวณหาขนาดของเพลา

เพลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด แรงคด หรือรับภาระผสม ทั้งยังมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลาทำให้เพลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอเพื่อลดมุมบิดภายในเพลาให้อยู่ในขีดจำกัด ระยะโก่ง (Deflection) ของเพลาที่เป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดเพลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลาที่มีระยะโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุน (Whirling) ทำให้ความเร็ววิกฤต (Critical Speed) ของเพลาตกลง ซึ่งอาจจะทำให้เพลาเกิดการสั่น

อย่างรุนแรงในขณะที่ความเร็วของเพลลาเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะ โกงยังมีผลต่อการเลือกชนิดตัวรองรับเพลลา เช่น บอลเบริง (Ball Bearing) ก็ต้องมีการเยื้องแนว (Misalignment) ในการใช้งานที่เหมาะสมกับเพลลาด้วย

1. วัสดุเพลลา วัสดุที่ใช้ทำเพลลาทั่วไปคือเหล็กกล้าละมุน (Mild Steel) แต่ถ้าต้องการให้ความเหนียวและทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้วมักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลลา เช่น AISI 1347 3140 4150 4340 เป็นต้น

2. ขนาดของเพลลา ตามมาตรฐานระหว่างประเทศกำหนดขนาดมาตรฐานของเพลลา (Nominal Size) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป และเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของเบริงที่รองรับเพลลาด้วย ขนาดระบุของเพลลา ดังแสดงในตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 แสดงขนาดระบุของเพลลาตามมาตรฐาน 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 : การออกแบบเครื่องจักรกล1,ดร.วิรัช อึ้งพากรณ์ และรศ.ชาญ ถนัดงาน)

3. การพิจารณาการออกแบบเพลลา ถึงแม้ว่าจะไม่มีมาตรฐานสำหรับพิกัดมุมบิดของเพลลาไว้ก็ตาม ในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มุมบิดของเพลลาในเครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.3 องศาต่อความยาวเพลลา 1 เมตร สำหรับเพลลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะมีมุมบิดได้ถึง 1 องศาต่อความยาวเพลลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา สำหรับเพลลาเครื่องจักรกลทั่วไปค่าระยะ โกงระหว่างจุดรองรับด้วยเบริงควรจะไม่เกิน 0.08 มิลลิเมตรต่อเมตร

4. การออกแบบเพลตามาตรฐานสมาคมวิศวกรเครื่องกล (American Society of Mechanical Engineers, ASME) เพลส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้เพราะเพลหมุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาได้ ดังนั้นเพลจึงเกิดการเสียหายจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิติศาสตร์ ดังนั้นจึงมีตัวประกอบความล้า (Fatigue Factor) มาเกี่ยวข้องด้วย

สมการคำนวณเพล

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau_d (1 - K^4)} [(C_f T)^2 + \left[\frac{a F d (1 + K^2)}{8} + C_m M \right]^2]^{1/2} \quad (2.1)$$

โดยที่ $K = d_i / d_o$ อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางภายในต่อภายนอก

d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก (มิลลิเมตร)

d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (มิลลิเมตร)

T = แรงบิดที่เกิดขึ้นในเพล (นิวตันต่อเมตร)

τ_d = ความเค้นเฉือนใช้งาน (นิวตันต่อเมตร²)

C_m = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการดัด

C_f = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

ค่าตัวประกอบความล้า C_m และ C_f สามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ ซึ่งดูได้จากตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 ตารางแสดงความล้า

ชนิดของแรง	C_m	C_f
เพลอยู่นิ่ง :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1	1
แรงกระตุก	1.5 - 2.0	1.5 - 2.0
เพลหมุน :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.5	1
แรงกระตุกอย่างเบา	1.5 - 2.0	1.0 - 1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0 - 3.0	1.5 - 3.0

(ที่มา : การออกแบบเครื่องจักรกล 1, ดร.วริทธิ์ อิงพากรณ์ และรศ.ชาญ ฤกษ์งาน)

สำหรับตัวประกอบการโค้งงอ α มาตรฐานสมาคมวิศวกรรมเครื่องกล ได้แนะนำให้ใช้ค่าดังนี้

$$\alpha = 1 \quad \text{เมื่อ } F \text{ เป็นแรงดึง}$$

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044(L/K)} \quad \text{เมื่อ } L/K \leq 115 \quad (2.2)$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y (L/K)^2}{\pi^2 n E} \quad \text{เมื่อ } L/K \geq 115 \quad (2.3)$$

โดยที่ $n = 1.00$ เมื่อปลายทั้งสองข้างเป็นแบบ (simply support)

$n = 2.25$ เมื่อปลายทั้งสองข้างเป็นแบบ (clamp-clamp)

$n = 1.60$ เมื่อปลายเพลาถูกยึดเป็นบางส่วน (Partially Restrained)

L = ความยาวจริงของเพลา (มิลลิเมตร)

σ_y = ความต้านทานแรงดึงคราก (นิวตันต่อเมตร²)

นอกจากนี้มาตรฐานสมาคมวิศวกรรมเครื่องกลยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลาซึ่งใช้อยู่ในงานธรรมดาทั่วไปควรมีค่าความเค้นใช้งานดังนี้

$\tau_d = 55$ นิวตันต่อเมตร² สำหรับเพลาที่ไม่มีร่องลิ้น

$\tau_d = 41$ นิวตันต่อเมตร² สำหรับเพลาที่มีร่องลิ้น

แต่ถ้ากำหนดวัสดุของเพลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะหรือส่วนผสมของโลหะทราบความต้านทานแรงดึงคราก ให้ใช้ค่าความเค้นเนื่องจากสมการต่อไปนี้คือ

$$\tau_d = 0.3\sigma_y \quad \text{หรือ} \quad \tau_d = 0.18\sigma_y \quad (2.4)$$

และถ้ามีร่องลิ้นให้ลดค่าความเค้นเนื่องใช้งาน โดยใช้เพียง 75% ของสมการ 2.1 นั้น

ในกรณีที่ไม่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการจะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau_d (1 - K^4)} [(C_i T)^2 + (C_m M)^2]^{1/2} \quad (2.5)$$

ในกรณีของเพลาตัน $K = d_i/d_o = 0$ เมื่อแทนค่าลงในสมการ 2.5 สมการจะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau_d} [(C_i T)^2 + (C_m M)^2]^{1/2} \quad (2.6)$$

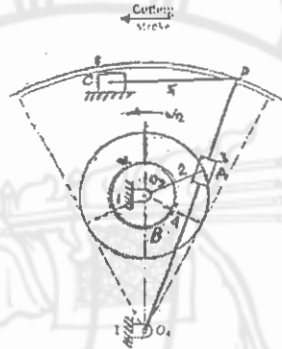
2.2 ทฤษฎีกลไกแบบกลับไว (Quick-Return)

กลไกประเภทนี้อยู่ในเครื่องจักรที่มีช่วงเวลากการทำงานนานกว่าช่วงเวลาที่เคลื่อนที่กลับสู่ตำแหน่งเดิม ส่วนใหญ่จะเป็นการรวมกลไกขั้นมูลฐาน เช่น Slider-Crank หรือ Four-Bar Linkage เข้าด้วยกัน สิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาของกลไกแบบกลับไวคือ อัตราส่วนเวลา (Time Ratio) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของเวลาในช่วงทำงาน (Cutting Stroke) ต่อเวลาในช่วงเคลื่อนที่กลับ(Return Stroke)

และเนื่องจากเป็นกลไกประเภทใช้เวลาน้อยกว่าในช่วงการเคลื่อนที่กลับ อัตราส่วนของเวลาของกลไกประเภทนี้จึงมีค่ามากกว่าหนึ่งเสมอ โดยถือว่าชิ้นส่วนตัวขับเคลื่อนด้วยความเร็วเชิงมุมคงที่

กลไกแบบกลับไวแบ่งออกเป็นหลายประเภท คือ

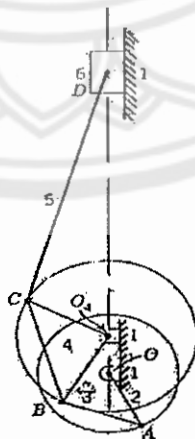
1. Crank Shaper กลไกประเภทนี้ประกอบด้วยชิ้นต่อโยงทั้งหมด 6 ชิ้น ดังแสดงในรูปที่ 2.1 ชิ้นต่อโยง 2 ซึ่งเป็นตัวขับเคลื่อนได้ครบรอบ ชิ้นต่อโยง 4 เคลื่อนที่กลับไปกลับมา และชิ้นต่อโยง 6 เป็นตัวตามซึ่งจะถูกนำไปใช้งาน และยังแสดงให้เห็นถึงตำแหน่งปลายสุดทั้งสองข้างที่ชิ้นต่อโยง 4 จะเคลื่อนที่ไปได้ มุม α คือมุมในช่วงการทำงานและ β คือ ในช่วงกลับของชิ้นที่ 2



รูปที่ 2.1 Crank Shaper

(ที่มา : กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ. วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

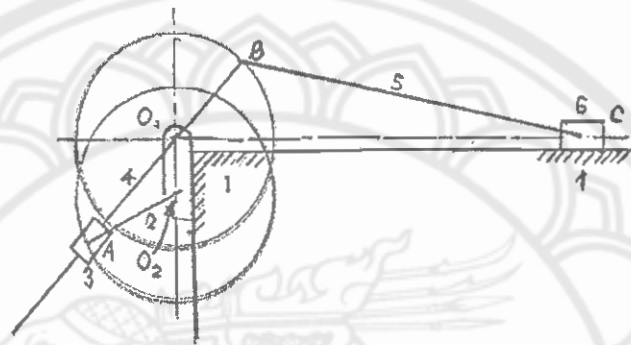
2. Drag Link ประกอบด้วยชิ้นต่อโยงทั้งหมด 6 ชิ้นดังแสดงในรูปที่ 2.2 ชิ้นต่อโยง 2 และ 4 หมุนได้ครบรอบ ถ้าชิ้นต่อโยง 2 ซึ่งเป็นตัวขับเคลื่อนด้วยความเร็วเชิงมุมคงที่ ชิ้นต่อโยง 4 จะหมุนด้วยความเร็วเชิงมุมไม่คงที่ ชิ้นต่อโยง 6 ซึ่งเป็นตัวตามจะเคลื่อนที่ขึ้นด้วยความเร็วเกือบคงที่ในช่วงการทำงานและเคลื่อนที่กลับลงมาเร็วกว่าตอนขึ้น ถ้าตัวตาม 2 หมุนในทางทิศเข็มนาฬิกา



รูปที่ 2.2 Drag Link

(ที่มา : กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ. วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

3. Whitworth ตัวจับ 2 ของกลไกชนิดนี้ดังแสดงในรูปที่ 2.3 จะทำให้ชั้นต่อโยง 3 เคลื่อนที่ไปทับบนชั้นต่อโยง 4 ชั้นต่อโยง 2 และ 4 หมุนได้ครบรอบ ชั้นต่อโยง 6 จะเป็นตัวตามที่ถูกนำไปใช้งาน ชั้นต่อโยง 4 สามารถเลื่อนปรับระยะ O_4B ได้ซึ่งจะมีผลไปยัง stroke (ระยะจากตำแหน่งปลายสุดด้านหนึ่ง ไปยังปลายสุดอีกด้านหนึ่ง) ของชั้นต่อโยง 6

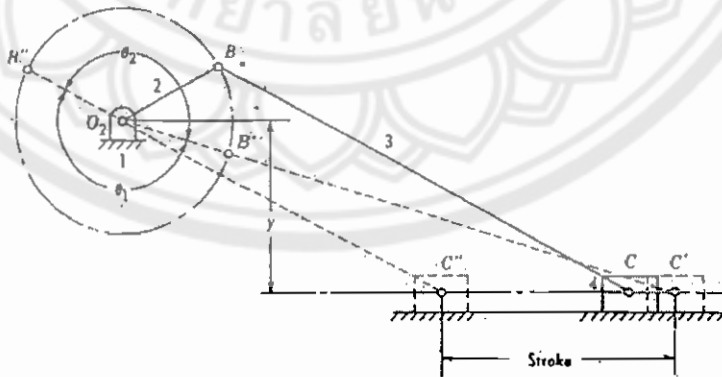


รูปที่ 2.3 Whitworth

(ที่มา : กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ. วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

ถ้าระยะ O_2O_4 ของกลไก Crank Shaper ลดลงจนกระทั่งสั้นกว่า O_2A กลไก Crank Shaper จะกลายเป็นกลไก Whitworth

4. Offset Slider Crank กลไก Slider Crank ที่มีระยะ Offset เป็น y ดังรูปที่ 2.4 ก็จะเป็นกลไก Quick Return ถึงแม้อัตราส่วนเวลาจะมากกว่าหนึ่งเพียงเล็กน้อยก็ตาม



รูปที่ 2.4 Offset Slider Crank

(ที่มา : กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ. วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

2.3 ทฤษฎีคิเนเมติกส์ของเครื่องจักรกล(Kinematics of Machinery)

เนื่องจากลักษณะของเครื่องจักรกลประกอบไปด้วยส่วนประกอบมากขึ้น แต่ละชิ้นส่วนมีการเคลื่อนไหวยังมีความจำเป็นต้องทราบแรงทางไดนามิกส์(Dynamics)ที่มากระทำ แต่ก่อนที่จะทราบแรงดังกล่าวจะต้องทราบผลของความเร็วก่อนและความเร่งของแต่ละชิ้นส่วนออกมาก่อน

2.3.1 การคำนวณผลของความเร็ว

การคำนวณความเร็วของชิ้นต่อ โยงต่างๆของกลไกจะเริ่มจากการกำหนดให้กลไกชิ้นที่เป็นหัวใจหลักกว่าจะให้กลไกทำงานที่ความเร็วมากน้อยเพียงใดหรือต้องการความแม่นยำหรืออัตราการนับที่สูง ขึ้นอยู่กับความเร็วในการดูแผ่นธาตุเบตเตอร์ หากให้กลไกทำการดูที่อัตราสูงก็จะมี ความผิดพลาดสูงและความเสียหายสูงด้วย ดังนั้นการกำหนดความเร็วในการดูและกำลังการผลิตให้เหมาะสมจะต้องทราบความเร็วของกลไกชิ้นอื่นๆที่ต่อถึงกันด้วย การคำนวณหาผลความเร็วมีหลายวิธีเช่น วิธีเวกเตอร์(Vector Mathematics Method) วิธีสมการความเร็วสัมพัทธ์(Relative Velocity Method) และวิธีจุดหมุนเฉพาะกาล(Instantaneous Center of Velocity) ในที่นี้เลือกใช้วิธีสมการความเร็วสัมพัทธ์ ดังสมการควบคุมดังนี้

$$\vec{V}_A = \vec{V}_B + \vec{V}_{A/B} \quad (2.7)$$

$\vec{V}_{A/B}$ เป็นความเร็วสัมพัทธ์ของอนุภาค A เทียบกับอนุภาค B

2.3.2 การคำนวณผลของความเร่ง

การคำนวณผลของความเร่งของกลไกแต่ละชิ้น จะต้องอาศัยผลการคำนวณของความเร็ว จากผลของความเร่งแต่ละชิ้นส่วนนำไปคำนวณหาแรงที่มากระทำกับชิ้นส่วนแต่ละชิ้นได้ ปัญหาในการหาผลของความเร่งที่จะต้องพิจารณาให้ดีกว่าก่อนเริ่มทำการคำนวณก็คือ กรณีที่กลไกมีลักษณะของชิ้นต่อ โยงเป็นแบบจุดสองจุดซ้อนกันและอยู่บนชิ้นต่อ โยงต่างกัน จะมีความเร่งในเทอมของ Coriolis Acceleration เข้ามาเกี่ยวข้องด้วย ถ้าใช้วิธีการคำนวณผลแบบสมการความเร็วสัมพัทธ์ จะต้องจัดรูปแบบของสมการให้ถูกต้องดังสมการควบคุมดังนี้

$$\vec{A}_P = \vec{A}_Q + \vec{A}_{P/Q} \quad (2.8)$$

$\vec{A}_{P/Q}$ เป็นความเร่งสัมพัทธ์ของอนุภาค P เทียบกับอนุภาค Q

2.4 ทฤษฎีสายพาน

การส่งกำลังแบบสายพานเป็นการส่งกำลังที่นิยมใช้ มีราคาถูก และใช้งานง่าย เพราะเป็น สิ่งส่งกำลังแบบอ่อนตัวได้ (Flexible) จึงสามารถรับแรงกระตุกและการสั่นสะเทือนได้ดีขณะใช้งาน ไม่มีเสียงดัง ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำ เป็นต้น แต่มีข้อเสีย คือ อัตราทดไม่แน่นอนนัก

เนื่องมาจากสลิป (slip) และการครีพ (Creep) ของสายพาน และต้องมีการปรับระยะห่างระหว่างเพลาหรือปรับแรงตึงในสายพานระหว่างใช้งาน นอกจากนี้ยังไม่สามารถใช้กับอัตราทดสูงมากได้

2.4.1 ชนิดและวัสดุสายพาน

สายพานแบ่งออกเป็น 4 ชนิดตามลักษณะหน้าตัดของสายพานคือ สายพานแบน (Flat Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า สายพานลิ้ม (V – Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู สายพานกลม (ropes) มีหน้าตัดเป็นรูปวงกลม และไทม์มิงเบิ้ลท์ (Timing Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยม แต่จะทำเป็นร่องคล้ายฟันเพื่อตลอดความยาวของสายพาน สายพานแต่ละชนิดมีลักษณะการใช้งานต่างกัน วัสดุที่ใช้ทำสายพานจะต้องมีค่าความต้านทานสูง สามารถบิดตัวได้ดีและจะต้องมีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสสูง

วัสดุที่ใช้ทำสายพานซึ่งใช้งานกันมากที่สุดคือ หนัง (Oak-tanned Leather) แต่ถ้าเป็นการใช้งานพิเศษ เช่น อยู่ในบรรยากาศที่มีความชื้น มีไอของสารเคมี หรือมีน้ำมันอยู่ด้วย ก็มักใช้สายพานแบบ Chrome Leather เพื่อใช้สายพานมีอายุการใช้งานได้นานพอสมควร จึงมักใช้ค่าความเค้นในการออกแบบสายพานต่ำกว่าความต้านแรงดึงสูงสุดของสายพานมากโดยทั่วไปจะใช้ค่าความปลอดภัยเท่ากับ 10 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานหนังจะมีค่าประมาณ 0.40-0.50 ความเร็วที่ใช้งานของสายพานควรจะอยู่ประมาณช่วง 1000-2000 m/min

สายพานอีกชนิดหนึ่งคือ สายพานยาง (Rubber Belts) สายพานประเภทนี้จะมีผ้าหรือผ้าใบเป็นเส้นภายใน และมียางหุ้มอยู่ภายนอก ยางที่ใช้หุ้มจะเป็นยางที่อบด้วยกำมะถันในอุณหภูมิสูง (vulcanized) เพื่อเพิ่มความยืดหยุ่นและความต้านแรง สายพานยางเหมาะสำหรับใช้กับงานที่มีน้ำมันกับแสงแดด เมื่อเปรียบเทียบกับสายพานหนังแล้วสายพานยางจะมีราคาถูกกว่า แต่อายุใช้งานสั้นกว่า สายพานยางทนต่อสภาพบรรยากาศในการใช้งานดีกว่าสายพานหนัง ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสายพานยางจะมีค่าประมาณ 0.30-0.40 และสามารถรับแรงตึงได้ประมาณ 20 N ต่อชั้น ต่อความกว้างสายพาน 1 mm

สายพานบาลาตา (Balata Belts) เป็นยางคล้ายสายพานยาง แต่ไม่ต้องผ่านกรรมวิธีอบด้วยกำมะถัน ทนต่อกรดและความชื้นได้ดี แต่อุณหภูมิการใช้งานไม่ควรเกิน 40 C สายพานชนิดนี้มีความต้านแรงมากกว่าสายพานยางประมาณ 25%

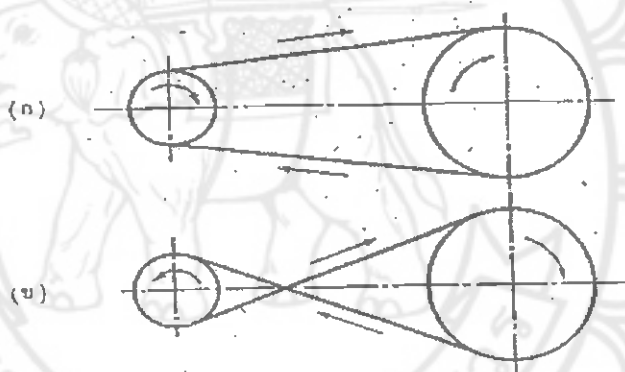
สายพานผ้าตัก (Textile Belts) ทำจากผ้าหรือผ้าใบซ้อนกันเป็นชั้นๆ แล้วยึดติดกันจากนั้นจึงเคลือบด้วยน้ำมันลินซีด (Linseed) เพื่อทำให้สายพานกันน้ำได้

สายพานทุกชนิดที่กล่าวมานี้จะยึดตัวได้ดี ดังนั้นเมื่ออยู่ภายใต้แรงตึง จะยึดตัวทำให้เกิดการ สลিপบนล้อสายพาน (Pulley) ในทางปฏิบัติจึงมักจะยึดสายพานให้ตึงไว้ก่อนใช้งาน ทั้งนี้เพื่อเป็นการลดความสลิปของสายพาน

2.2.2 ลักษณะการขับด้วยสายพาน

เนื่องจากคุณสมบัติในการอ่อนตัวของสายพาน จึงอาจจัดลักษณะของการขับของสายพานได้ต่างๆ กัน ลักษณะทั่วไปที่นิยมใช้ในการขับด้วยสายพาน

เมื่อต้องการขับเพลลาที่อยู่ขนานกัน และต้องการใช้เพลลาทั้งสองหมุนในทางทิศทางเดียวกัน ก็จะทำให้ได้ลักษณะดังรูป 2.5 (ก) เรียกว่า โอเพนไดรฟ์ (Open drive) และถ้าเพลลาอยู่ห่างกันมาก ควรจะให้สายพานด้านข้างตึง (Tight) และด้านบนหย่อน (Slack) แต่ถ้าต้องการให้เพลลาทั้งสองหมุนสวนทางกันก็ทำได้โดยวิธีดังรูป 2.5(ข) เรียกว่า ครอสไดรฟ์ (Crossed drive) แต่การขับในลักษณะนี้ จุดที่สายพานไขว้กันจะทำให้สายพานตึงขึ้น ทำให้สายพานเกิดการสึกหรอมาก ดังนั้นเพื่อเป็นการป้องกันมิให้สายพานสึกหรอมากเกินไปจึงควรจะให้จุดศูนย์กลางของล้อสายพานอยู่ห่างกันไม่น้อยกว่าสี่สิบเท่าของความกว้างสายพาน และทำงานที่ความเร็วต่ำ



รูปที่ 2.5 แสดงการขับด้วยสายพาน (ก) โอเพนไดรฟ์ (ข) ครอสไดรฟ์
(ที่มา: การออกแบบเครื่องจักรกล 2, คร. วรวิทย์ อึ้งพากรณ์ และรศ.ชาญ ถนัดงาน)

2.2.3 การครีฟและการสลลิป

ความแตกต่างระหว่างการครีฟและการสลลิปของสายพานจะเห็นได้อย่างชัดเจนโดยการพิจารณาการขับด้วยสายพาน เมื่อสายพานส่วนหนึ่งเคลื่อนที่เข้าหาล้อขับ สายพานจะเคลื่อนที่ไปตามส่วนโค้งสัมผัสบนล้อสายพาน ด้วยความเร็วที่เท่ากับความเร็วขอบของล้อสายพาน ถ้าแรงดึงในสายพานมากเพียงพอที่จะเอาชนะแรงภายนอกได้) เมื่อสายพานส่วนนี้ใกล้จะออกจากล้อสายพาน แรงดึงในสายพานจะลดลงเท่ากับแรงดึงในด้านหย่อนเป็นผลให้สายพานหดสั้นลง ในทำนองเดียวกันสายพานที่เคลื่อนที่ตามออกไปก็จะหดสั้นลงด้วย ดังนั้นความเร็วจริงของสายพานที่เคลื่อนที่ออกจากล้อขับจะมีค่าน้อยลงกว่าความเร็วขณะเข้าสู่ล้อสายพานในทำนองเดียวกับความเร็วของสายพานจะเพิ่มขึ้นในช่วงส่วนโค้งสัมผัสของล้อตามเมื่อแรงดึงในสายพานเพิ่มขึ้นเท่ากับแรงดึงในด้านตึงและสายพานที่เคลื่อนที่ตามออกมาก็จะยืดตัวจนมีความยาวเท่าเดิม ปรากฏการณ์ที่

สายพานเปลี่ยนความเร็วเป็นความเร็วที่ช้าลงบนล้อขับ และเพิ่มความเร็วบนล้อตาม เรียกว่า การครีฟ

เมื่อแรงดึงภายนอกเพิ่มขึ้น โดยไม่เพิ่มแรงดึงชั้นต้นในสายพานสายพานทุกส่วนจะเกิดการเปลี่ยนแปลงแรงดึงในตัวสายพานเมื่อเริ่มเข้าสู่โค้งสัมผัส ถ้าแรงภายนอกมากเพียงพอ ส่วนโค้งที่เกิดการครีฟอาจจะเท่ากับส่วน โค้งสัมผัส ดังนั้นจึงเกิดการสลิปขึ้น การสลิปอาจเกิดขึ้นบนล้อสายพานเพียงล้อเดียว ส่วนการเกิดการครีฟจำเป็นต้องเกิดขึ้นเท่ากันบนล้อสายพานทั้งสองล้อ การออกแบบการจับด้วยสายพานที่ดี เมื่อทำงานในสภาวะปกติไม่ควรมีการสลิป แต่การครีฟจะเกิดขึ้นเสมอไม่ว่าจะเป็นสายพานชนิดใด การเกิดการครีฟและการสลิปทำให้สูญเสียกำลังงานและความเร็ว แต่การสูญเสียที่เกิดจากการครีฟมีค่าน้อย การสลิปอาจทำให้เกิดความร้อนมากเพียงพอที่จะทำให้ผิวหน้าของสายพานเสียหายได้ ดังนั้นจึงควรระมัดระวังไม่ให้เกิดการสลิป ด้วยวิธีการดึงสายพานให้ตึงเพียงพอก่อนการใช้งานเพื่อการกำจัดครีฟ

เมื่อให้ d และ D เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อขับและล้อตาม

n_1 และ n_2 เป็นความเร็วรอบล้อขับและล้อตาม

ความเร็วขอบของล้อขับ V_1 มีค่าเท่ากับ

$$V_1 = \pi d n_1 \quad (2.9)$$

ความเร็วขอบของล้อตาม V_2 มีค่าเท่ากับ

$$V_2 = \pi D n_2 \quad (2.10)$$

เมื่อไม่มีการสลิป สายพานบางมากและไม่มีการยืดแล้ว $V_1 = V_2$ อัตราทด m_ω เท่ากับ

$$m_\omega = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d} \quad (2.11)$$

สายพานลึ่มใช้ส่งกำลังได้ค่อนข้างมากโดยต้องการแรงดึงชั้นต้นในสายพานค่อนข้างน้อย ทั้งนี้เพราะว่าผลของการเกาะยึดตัวระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียกว่าร่องรูปลึ่มของล้อสายพานทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลให้สายพานทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพดี แม้ว่าจะมีส่วน โค้งสัมผัสน้อยและมีแรงดึงชั้นต้นค่อนข้างต่ำและเหมาะแก่การใช้งานในกรณีที่มีระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อยในการส่งกำลังจะส่งได้มากที่สุดเมื่อผิวด้านข้างของสายพานอัดแน่นกับร่องสายพานและในกรณีที่มีเหตุฉุกเฉินก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นนี้ทำหน้าที่เบรกได้ด้วย

การจับด้วยสายพานลึ่มมีข้อดีคือเงียบ และสามารถรับแรงกระตุกได้นอกจากนี้ยังมีขนาดกะทัดรัดมี ประสิทธิภาพดี และแบร์ริงของเพลลาไม่ต้องรับแรงมากเกินไป จึงมักใช้ในการจับ ทางอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานได้โดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7: 1 หรืออาจใช้ได้สูง 10: 1

กำลังที่ส่งได้ โดยสายพานลึ่มหาค่าได้จาก

$$W_p = z(F_1 - F_2)V \quad (2.12)$$

โดย V = ความเร็วของสายพานเป็น เมตรต่อวินาที

z = จำนวนสายพาน

F_1 = แรงดึงสายพานด้านตั้งที่กระทำกับมูเลย์

F_2 = แรงดึงสายพานด้านหย่อนที่กระทำกับมูเลย์

ความยาวพิตช์โดยประมาณของสายพานลิมจะหาค่าได้จากสมการ

$$L_p \cong 2C + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p + d_p)^2}{4C} \quad (2.13)$$

โดยที่ L_p = ความยาวพิตช์โดยประมาณของสายพานลิม

C = ระยะทางระหว่างศูนย์กลางของมูเลย์ (มิลลิเมตร)

D_p = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของมูเลย์ขับ(มิลลิเมตร)

d_p = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของมูเลย์ตาม(มิลลิเมตร)

ฉะนั้นคำนวณหาสายพานได้โดย

$$Z = \frac{W_p \cdot N_s}{P_R \cdot N_a \cdot N_1} \quad (2.14)$$

Z = จำนวนเส้นของสายพานลิม

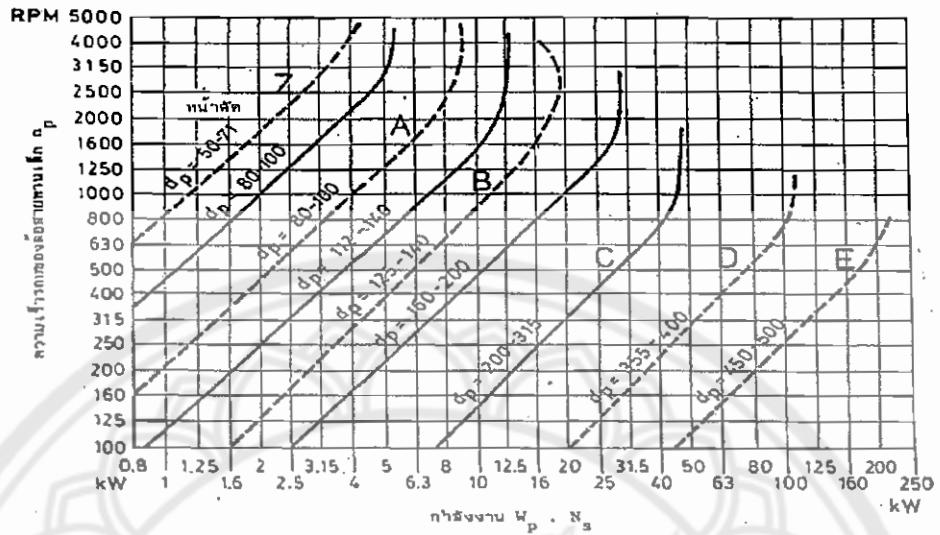
W_p = กำลังงานที่ต้องการส่ง

N_s = ตัวประกอบใช้งานหาค่าได้จากตารางที่ 1ก. (ภาคผนวก ก)

N_a = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัสหาได้จากตารางที่ 2ก. (ภาคผนวก ก)

N_1 = ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน (Belt length correction factor) หาค่าได้จากตารางที่ 8ก (ภาคผนวก ก)

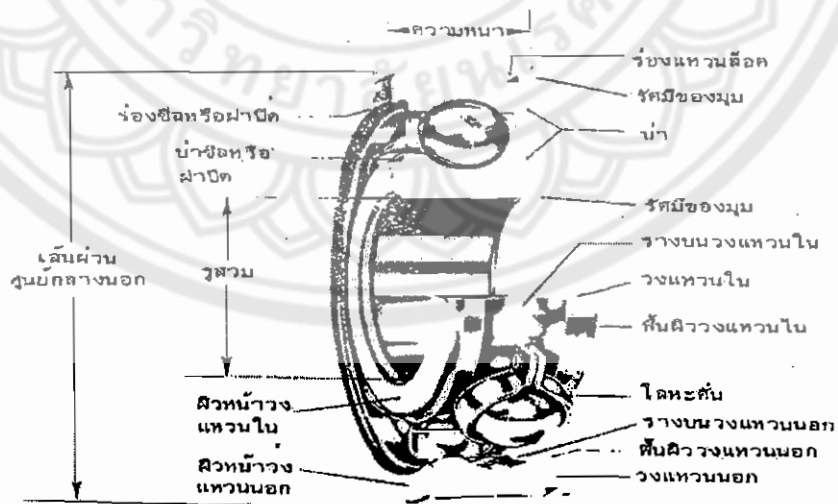
P_R = กำลังที่สายพานลิมหนึ่งเส้นส่งได้ หาค่าได้จากตารางที่ 8ก (ภาคผนวก ก)



รูปที่ 2.6 แสดงแผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ้ม⁽¹⁾
 (ที่มา : การออกแบบเครื่องจักรกล2, ดร.วริทธิ์ อึ้งพากรณ์ และรศ.ชาญ ฤณีดงาน)

2.5 ทฤษฎีโรลลิ่งแบร์ริง

โรลลิ่งแบร์ริง (Rolling Bearing) หมายถึง แบร์ริงที่รับแรงโดยอาศัยชิ้นส่วนของแบร์ริงที่มีลักษณะเป็นผิวสัมผัสแบบกลิ้งแทนผิวสัมผัสแบบเลื่อนทำให้มีแรงเสียดทานน้อย ซึ่งประกอบด้วย แหวนเหล็กกล้าสองวงที่แยกจากกัน ด้วยลูกกลิ้งทรงกลมที่คอยรับแรงจากวงแหวนวงหนึ่งส่งผ่านไปยังวงแหวนอีกวงหนึ่งโดยการกลิ้งไปบนวงแหวนดังรูป 2.7



รูปที่ 2.7 ส่วนประกอบของโรลลิ่งแบร์ริง

(ที่มา : การออกแบบเครื่องจักรกล2, ดร.วริทธิ์ อึ้งพากรณ์ และรศ.ชาญ ฤณีดงาน)

สมาคมผู้ผลิตเบริง(Anti-Friction Bearing Manufacturers Association: AFBMA) ได้กำหนดขนาดและหลักเกณฑ์ที่จะใช้เลือกเบริงขึ้น ทำให้สามารถเลือกเบริงจากแค็ตตาล็อกของผู้ผลิตต่างๆ ได้

ข้อดีของโรลลิ่งเบริงเมื่อเปรียบเทียบกับเจอร์นัลเบริง

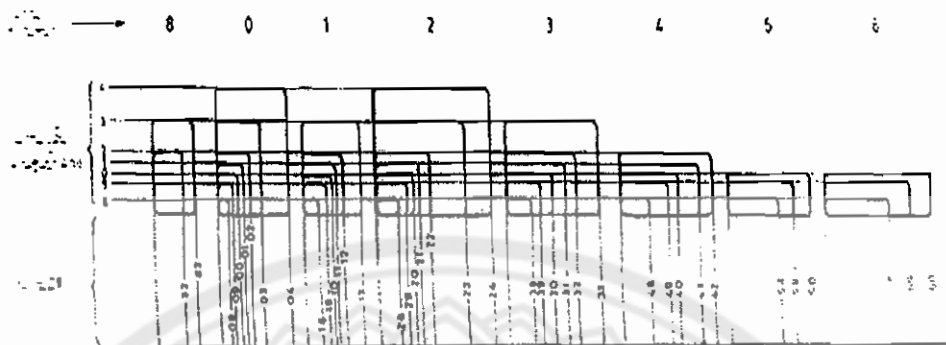
1. มีความเสียดทานขณะสตาร์ทน้อย
2. ง่ายต่อการหล่อลื่นและดูแลรักษา
3. ใช้ปริมาณสารหล่อลื่นน้อย
4. ใช้เนื้อที่ทางด้านแกนน้อย
5. สามารถรับแรงรูน(Thrust load) และแรงในแนวรัศมีได้พร้อมกัน
6. สามารถที่จะทราบได้ว่าเบริงกำลังจะเสีย โดยสังเกตจากเสียงที่ดังผิดปกติ
7. มีเคลียร์นซ์น้อยมาก
8. สามารถรองรับเพลลาในตำแหน่งใดๆได้
9. ทำการติดตั้งได้ง่าย

ข้อเสียของโรลลิ่งเบริงเมื่อเปรียบเทียบกับเจอร์นัลเบริง

1. ใช้เนื้อที่ทางด้านรัศมี (radial space) มากกว่า
2. โดยปกติราคาแพงกว่า
3. ขณะทำงานมีเสียงดังกว่า เนื่องจากมีการสัมผัสระหว่างผิวของลูกกลิ้งและวงแหวนข้างในบางขณะ
4. อายุการใช้งานสั้นกว่า ทั้งนี้เนื่องจากความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่าสูงและการกระทำซ้ำกัน (repeated load) จึงทำให้วัสดุเกิดความล้า
5. เมื่อมีแรงกระแทกทำให้อายุการใช้งานลดลงได้มาก

2.5.1 มิติมาตรฐานของโรลลิ่งเบริง

มาตรฐานนี้จะบอกมิติภายนอกของเบริงคือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกภายในและความหนา ส่วนมิติภายในเบริงผู้ผลิตจะเป็นผู้ออกแบบ โดยมาตรฐานนี้จะแสดงได้ดังรูปที่ 2.8 ขอบเขตของมิติ สำหรับอนุกรมของเบริงต่างๆ จะเห็นได้ว่าผู้ออกแบบสามารถเลือกใช้เบริงที่มีความหนาได้ตามความต้องการ โดยที่ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก เปลี่ยนไปเป็นขนาดต่างๆ กันได้ ความเสียดทานในโรลลิ่งเบริงมีความเสียดทานน้อยมาก



รูปที่ 2.8 ขอบเขตของมิติ สำหรับอนุกรมของแบร็งค์ต่างๆ
(ที่มา :การออกแบบเครื่องจักรกล2,ดร.วิฑูรย์ อังพากรณ์ และรศ.ชาญ ฤณรงค์งาน)

2.5.2 อายุการใช้งานของแบร็งค์

แบร็งค์ที่ได้รับการติดตั้งและหล่อลื่นอย่างดีปราศจากฝุ่นหรือเศษผงและไม่อยู่ภายใต้แรงกระทำที่มีค่ามากเกินไปความสามารถของแบร็งค์จะรับไว้ได้แบร็งค์จะเสียหายเนื่องจากความล้า AFBMA ได้กำหนดพื้นฐานสำหรับการประเมินค่ามาตรฐานของอายุการใช้งานแบร็งค์ L แปรผันเป็นสัดส่วนกลับกับแรงในแนวรัศมี P คือ

$$L \propto \frac{1}{P^k} \tag{2.15}$$

โดยที่ ค่าคงที่ $k = 3$ สำหรับบอลแบร็งค์
 $k = 3.33$ สำหรับโรลเลอร์แบร็งค์

อายุการใช้งานนับเป็นชั่วโมงที่ความเร็วรอบของเพลานิ่งหนึ่งหรือนับเป็นจำนวนล้านรอบจากสมการ

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^k \tag{2.16}$$

จากสมการ ถ้าวัดแรงลง 1 เท่าถ้า อายุการใช้งานของบอลแบร็งค์จะเพิ่มขึ้น 8 เท่า สำหรับโรลเลอร์แบร็งค์อายุการใช้งานจะเพิ่มขึ้น 10.06 เท่า ดังนั้นจึงต้องระมัดระวังในการคำนวณหาขนาดของแรงที่กระทำต่อแบร็งค์ให้ใกล้เคียงความเป็นที่ที่สุด

2.6 ทฤษฎีโซ่

2.6.1 ประเภทของโซ่

ในการกล่าวถึงประเภทต่าง ๆ ของโซ่ ความเจริญทำให้โซ่ชนิดใหม่ก้าวหน้าต่อไปเรื่อย ๆ อย่างแท้จริง หรือได้มีการปรับปรุงหรือทำให้โซ่ในสมัยก่อนมีความประณีตขึ้น

ประเภทของโซ่ที่ใช้กันอยู่โดยทั่วไปมีดังนี้

- 1) โซ่แบบถอดได้ (Detachable Link Chain)
- 2) โซ่แบบ 400 Class Pintle (สลักหาง)
- 3) โซ่แบบ “H” Mill
- 4) “H” Drag Chain
- 5) “C” Drag Chains
- 6) SD Drag Chains
- 7) Class Pintle Chains
- 8) Class Bushed Chain
- 9) โซ่แบบผสม (Combination Chains)
- 10) โซ่ปลอกเหล็กกล้า (Engineering Steel Bushed Chain)

2.6.2 โซ่โรลเลอร์และโซ่บุช

โซ่โรลเลอร์และโซ่บุชจะประกอบด้วยแผ่นปิดข้าง โซ่ด้านนอกและด้านในที่ยึดด้วยบุชและโบลต์เข้าด้วยกัน (ดูรูปที่ 2.9) โซ่โรลเลอร์ที่มีใช้ งานส่วนใหญ่จะมีรูปกลิ้งที่บุชแข่งร้อย (หมุนได้) อยู่ในบุช ลูกกลิ้งนี้จะช่วยลดความเสียดทานและการสึกหรอของด้านข้างของเฟืองโซ่ในขณะที่ลื้อเฟืองขับโซ่ และมีเสียงดังน้อยเมื่อความเร็วโซ่สูง ในการใช้งานให้รับโมเมนต์หมุนมากๆจะใช้โซ่โรลเลอร์และโซ่บุชแบบชุดหลายเส้น (ดูรูปที่ 2.10) โซ่โรลเลอร์ตามมาตรฐานจะนำมาใช้งานได้ถึงความเร็ว 30 m/s ในการส่งกำลังในรถยนต์ในเครื่องมือกลและโซ่ลำเลียง โดยปกติโซ่บุชจะทนการสึกหลอมากกว่าโซ่โบลต์ บุชจะหมุนได้ ส่วนโบลต์จะยึดแน่นกับแผ่นปิดนอก แผ่นปิดส่วนใหญ่จะทำจาก S_t60 ส่วน โบลต์จะทำจากเหล็กกล้าอาบคาร์บอน C15



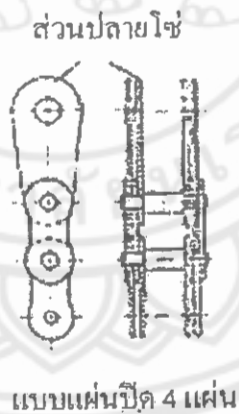
รูปที่ 2.9 การยัดบุชและโบลต์เข้าด้วยกัน

รูปที่ 2.10 โซ่ลูกกลิ้งและโซ่บุช

(ที่มา : การออกแบบและสร้างเครื่องเจียรปากท่อ โลหะ,
กฤษฎายุทธ จันทร์สว่าง และวิฑูรย์ ณ วิเชียร)

2.6.3 โซ่โบลต์

โซ่โบลต์จะมีรูปร่างของแผ่นปิดข้างทั้งโซ่ด้านในและด้านนอกเหมือนกัน โดยร้อยเข้ากัน โบลต์ การใช้แผ่นปิดข้าง โซ่หลายแผ่นติดกัน (ดูรูปที่ 2.11) จะมากหรือน้อยนั้นขึ้นอยู่กับขนาดของแรงดึงที่โซ่ต้องรับเมื่อเปรียบเทียบกับโซ่ลูกกลิ้งและโซ่บุชแล้ว โซ่โบลต์จะมีแรงเสียดทานระหว่างโบลต์และแผ่นปิดข้างโซ่มากกว่า ด้วยเหตุนี้จึงนิยมนำโซ่โบลต์มาใช้กับงานที่มีความเร็ว



รูปที่ 2.11 โซ่โบลต์

(ที่มา : การออกแบบและสร้างเครื่องเจียรปากท่อ โลหะ,
กฤษฎายุทธ จันทร์สว่าง และวิฑูรย์ ณ วิเชียร)

2.6.4 ภาระแรงดึง (Tension Loads)

แรงดึงสำหรับการเคลื่อนที่ของภาระ (Load) หรือ การส่งถ่ายกำลังเป็นแรงชนิดแรกที่จะต้อง พิจารณาในการออกแบบโซ่ส่วนของ โซ่ที่เกิดการหมุนไปกับล้อฟันเฟือง (Sprocket) จะทำ

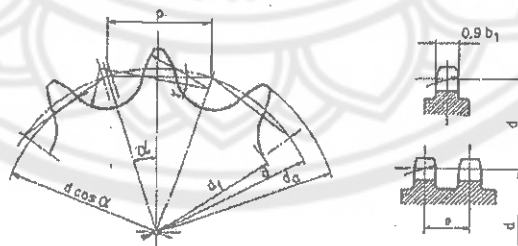
ให้เกิดแรงดึงเพิ่มขึ้นอีก เนื่องจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal Force) ผลจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางนี้อาจจะถูกกระทำเป็นอนุกรมของแรงรวมที่ข้อต่อโซ่ แรงรวมเหล่านี้จะถูกทำให้สมดุลด้วยแรงที่เท่ากันซึ่งกระทำเส้นศูนย์กลางในแนวยาวของข้อต่อโกสึเคียงทั้ง 2 อัน แรงนี้จะทำให้แรงดึงรวมในโซ่เพิ่มขึ้น แต่จะไม่มีผลกระทบต่อภาระของล้อฟันเฟือง หรือแบร็งเพลลา ขนาดของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางจะเป็นสัดส่วนกับน้ำหนักของโซ่ และเป็นกำลังสองของความเร็วโซ่ในแนวตรง (Linear Velocity) โซ่จะถูกสร้างขึ้นให้เพียงพอต่อการดึงโดยปลอดภัยในการรองรับแรงดึงที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากผลของแรงเหวี่ยงที่ความเร็วสูงมาก ๆ นอกขอบเขตการเดินเครื่องที่แนะนำไว้จะทำให้แรงดึงหนีศูนย์กลางนี้กลายเป็นแฟกเตอร์ที่สำคัญยิ่ง และจะต้องพิจารณาถึงด้วยผลของเส้นโค้งแขวน (Catenary) จะเกิดขึ้นในการเดินเครื่องระหว่างโซ่ด้านหย่อนทำให้อยู่ในรูปคล้าย ๆ กับเส้นโค้งแขวน (Catenary) น้ำหนักของโซ่จะทำให้เกิดแรงดึงอย่างสม่ำเสมอตลอดความยาว ดังนั้นจึงทำให้เกิดภาระเพิ่มขึ้นบนโซ่ และล้อฟันเฟืองของชุดขับอีก

2.6.5 ภาระแบบกระแทก (Shock Loads)

ตามที่ได้กำหนดให้ข้อต่อเคลื่อนไปบนชุดขับที่ค้ำแน่น จะรับภาระแรงดึงสูงสุดและแรงดึงนี้จะลดลงเมื่อข้อต่อไปถึงด้านหย่อนโดยทั่วไปแล้วการเปลี่ยนแปลงความเค้นนี้ จะมีขนาดไม่มากพอที่จะนำมาพิจารณาออกแบบ อย่างไรก็ตามเมื่อใดที่โซ่ถูกใช้งานสูงกว่าสมรรถนะที่กำหนดของมันหรือรับภาระน้ำหนักในจำนวนรอบที่สูง ๆ แล้วความล้าก็จะกลายเป็นแฟกเตอร์ที่สำคัญมากอีกอย่างหนึ่ง

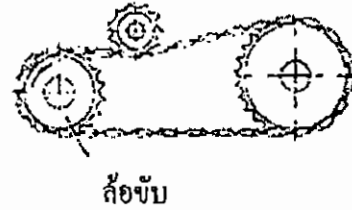
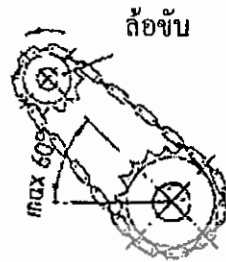
2.6.6 เฟืองโซ่ (Sprockets)

ตามปกติเฟืองโซ่จะทำจากเหล็กหล่อ เหล็กกล้าหล่อ หรือเหล็กกล้า ส่วนการจัดให้ขับส่งกำลังด้วยโซ่ที่ถูกต้อง (ดูรูปที่ 2.12 และ 2.13)



รูปที่ 2.12 เฟืองโซ่สำหรับโซ่โรลเลอร์และโซ่บูช

(ที่มา : การออกแบบเครื่องจักรกล 2, ดร.วิฑูรย์ อึ้งพากรณ์ และรศ.ชาญ ถนัดงาน)



ก. เฟืองขับและเฟืองตรงโซ่ทำมุมเอียง
ไม่ควรมากกว่า 60 องศา จากแนวนอน

ข. หากต้องการให้โซ่จับกับฟันของล้อ
โซ่มากขึ้นก็ให้มีเฟือง (โซ่) สะพานอยู่
ใกล้เฟืองขับเสมอ

รูปที่ 2.13 การจัดโซ่ให้ส่งกำลังได้ถูกต้อง
(ที่มา : การออกแบบและสร้างเครื่องจักรปากท่อโลหะ,
กฤษฎาอุทธร จันทรสว่าง และวิฑูรย์ ณ วิเชียร)

2.6.7 ลักษณะรูปร่างของเฟืองโซ่

เฟืองโซ่จะมีขนาดเล็กและโตแตกต่างกัน โดยจะสัมพันธ์กับภาระที่ใช้งาน ดังนั้นเฟืองโซ่
จึงสามารถผลิตจากวัสดุและวิธีต่างกัน เช่น ล้อโซ่ขนาดเล็กจะผลิตโดยการกลึงเหล็กกล้ารีดขึ้นรูป
ส่วนเฟืองโซ่ขนาดใหญ่จะนิยมทำการยึดระหว่างคัมเฟือง(Hub) กับแผ่นเฟืองด้วยสกรูมีการเชื่อม
ประสาน สำหรับเฟืองโซ่ขนาดใหญ่มา ๆ จะขึ้นรูปด้วยการหล่อขึ้นรูป

2.6.8 จำนวนฟันโซ่และความเร็วโซ่ที่ใช้งาน

โดยปกติฟันเฟืองโซ่จะเป็นจำนวนเลขคี่สำหรับงานส่งกำลังด้วยโซ่จะมีเกณฑ์กำหนด
สำหรับล้อโซ่มีดังนี้

เฟืองโซ่ตัวเล็ก:

$Z_1 = 9-11$ ใช้กับความเร็วโซ่ (V) ต่ำกว่า 4 m/s

$Z_1 = 11-13$ ใช้กับความเร็วโซ่ (V) ถึง 4 m/s, เป็นโซ่ที่มีระยะพิชชั p ถึง

20 mm และมีความยาวโซ่เกินกว่า 40 ข้อ ใช้งานในที่ไม่รับภาระมากนักและอายุการใช้งานน้อย
กว่า 10,000 ชั่วโมง

$Z_1 = 14-16$ ใช้กับความเร็วโซ่ (V) ถึง 7 m/s และรับภาระปานกลาง

$Z_1 = 17-25$ ใช้กับความเร็วโซ่ (V) ถึง 24 m/s และรับภาระมาก

เฟืองโซ่ตัวใหญ่:

$Z = 30-80$ มีใช้งานทั่วไป

$Z = 120$ เป็นล้อย โซ่ที่มีจำนวนฟันมากที่สุด

$Z = 150$ ใช้งานในกรณีพิเศษ แต่ถ้าเป็นไปได้ให้หลีกเลี่ยง มิฉะนั้นจะเกิดการสึกหรอมาก เมื่อมีอัตราทดมากขึ้น โดยทั่วไปจะกำหนดอัตราทดของระบบโซ่ส่งกำลัง i น้อยกว่า 7 หรือ $i = 10$ แต่ต้องใช้งานที่ความเร็วโซ่ต่ำ

โซ่มาตรฐานที่นิยมใช้งานมีดังนี้

สำหรับเฟืองโซ่ขนาดเล็ก (13) (15) 17 19 21 23 25

สำหรับเฟืองโซ่ขนาดใหญ่ 38 57 76 95 114

ข้อควรระวัง: การทดสอบส่งกำลังด้วยโซ่ให้เร็วขึ้นไม่เป็นการเหมาะสม ด้วยเหตุนี้ควรหลีกเลี่ยง

2.6.9 โซ่มาตรฐาน

องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) ได้กำหนดมาตรฐานของโซ่โรเตอร์สำหรับใช้ ส่งกำลังไว้ใน ISO/R 606 – 1967 (E) ซึ่งครอบคลุมถึงโซ่โรเตอร์ตามมาตรฐานอังกฤษ (BS) และมาตรฐานสหรัฐอเมริกา (ANSI) โดยใช้อักษร B และ A ต่อท้ายเพื่อแสดงถึงที่มาของโซ่จากอังกฤษและสหรัฐอเมริกาตามลำดับ

การให้ชื่อโซ่โรเตอร์ ISO กำหนดให้ตัวเลขสองตัวแทนระยะพิตช์ ของโซ่โดยบอกเป็นจำนวนเศษในสิบหกส่วนของหนึ่งนิ้ว ตามด้วยตัวอักษร B หรือ A แล้วตามด้วยตัวเลขหลังยัติภังค์ (hyphen) ดังนี้คือ 1 แทนโซ่หนึ่งชั้น 2 แทนโซ่สองชั้น 3 แทนโซ่สามชั้น

สำหรับโซ่ฟันยังมีได้มีการกำหนดเป็นมาตรฐานระหว่างประเทศ ดังนั้นในที่นี้จะใช้มาตรฐานอุตสาหกรรมของสหพันธ์สาธารณรัฐเยอรมัน (DIN) แทนเพื่อประกอบในการคำนวณขนาดโซ่ฟันมาตรฐาน DIN จะดูได้จากตารางที่ 3 การให้ชื่อจะบอกเป็นระยะพิตช์ของโซ่คู่กับความกว้างระบของโซ่ดังตารางที่ 1 (ภาคผนวก ก)

2.6.10 การคำนวณหาขนาดโซ่

ในทางปฏิบัติการคำนวณหาขนาดโซ่ใช้วิธีเลือกขนาดโซ่จากแค็ตตาล็อกของบริษัทผู้ผลิตโซ่โดยทำตามคำแนะนำในแค็ตตาล็อกนั้นหลังจากที่เลือกขนาดโซ่ได้แล้วอาจตรวจสอบโซ่ว่าจะใช้งานได้หรือไม่ด้วยสมการ

$$F = \frac{F_b}{N_b} \quad (2.17)$$

โดยที่

F_b = แรงแตกหักน้อยที่สุดของโซ่

N_b = ค่าความปลอดภัยซึ่งควรมีค่าระหว่าง 7 ถึง 15

2.6.11 โซโรลเลอร์ ในการเลือกขนาดโซ่จะต้องทราบข้อมูลดังต่อไปนี้

1. กำลังงานที่ต้องการส่ง เป็น kW
2. ความเร็วรอบของเพลาขับและเพลาตาม เป็น rpm
3. การใช้งาน เช่น ชนิดของอุปกรณ์ขับและอุปกรณ์ที่ต้องการขับ

จากข้อมูลดังกล่าวต่อไปนี้ จึงเริ่มต้นการเลือกขนาดโซ่ตามขั้นตอนดังนี้ คือ หาจำนวนฟันของพินเนียน (จำนวนฟันบนเฟืองโซ่เล็ก) เพื่อให้โซ่มีอายุใช้งานได้สูงสุด ทำงานได้อย่างราบรื่น และมีสมรรถนะที่อเนกประสงค์สูงสุด การหาจำนวนฟันบนพินเนียนควรพิจารณาสิ่งต่อไปนี้

1. ในการขับส่วนมากจะใช้จำนวนพิตซ์ของโซ่เป็นเลขคู่ และใช้พินเนียนเป็นเลขคี่เพื่อให้แน่ใจว่าโซ่และฟันบนพินเนียนจะเกิดการสึกหรออย่างสม่ำเสมอ

2. โดยทั่วไปถ้าเป็นการขับอย่างสม่ำเสมอพินเนียนไม่ควรมีฟันน้อยกว่า 17 ฟัน เนื่องจากว่าโซ่จะวางบนตัวพินเนียนในลักษณะของรูปหลายเหลี่ยมทำให้ความเร็วในการเคลื่อนที่เปลี่ยนแปลงตลอดเวลา ซึ่งผลที่เกิดขึ้นนี้จะน้อยมากเมื่อพินเนียนมีจำนวนฟันมากขึ้น นั่นคือเมื่อมากกว่า 17 ฟัน

3. ถ้ามีการกระตุกเล็กน้อยควรใช้พินเนียนที่มีจำนวนฟันอย่างน้อย 23 ฟัน

4. พินเนียนควรผ่านกรรมวิธีทางความร้อนให้ความแข็ง HV10 – 550

ข้อดีของการขับด้วยโซ่

1. ในการติดตั้ง ไม่ต้องการความเที่ยงตรงเท่ากับเฟือง

2. ไม่จำเป็นต้องมีแรงดึงขั้นต้นในโซ่ด้านตึงเหมือนกับสายพาน ทำให้อายุการใช้งานของแบร็องที่รองรับเพลาเพิ่มมากขึ้น

3. ไม่มีการสลิปขณะส่งกำลังเหมือนสายพาน ทำให้อัตราทดที่แน่นอน

4. มีขนาดกะทัดรัดกว่าสายพาน เมื่อใช้งานด้วยอัตราทดที่เท่ากัน เฟืองโซ่จะมีขนาดเล็กกว่าล้อสายพานและถ้าต้องการส่งกำลังเท่ากัน ความกว้างของโซ่จะน้อยกว่าสายพาน

5. ติดตั้งง่ายกว่าสายพานเพราะเพียงแค่คล้องเข้ากับเฟืองโซ่แล้วสอดสลักเข้าไปเท่านั้น

6. ใช้งานได้กับอุณหภูมิสูง บริเวณที่มีความชื้นและฝุ่นละออง

ข้อดีของการขับด้วยโซ่

1. มีเสียงดัง

2. เนื่องจากความเร็วรอบสูงจะมีอันตรายเมื่อโซ่ขาด

3. ไม่มีความอ่อนตัวในการส่งกำลัง เพลาจะขนาดกัน

4. ส่งกำลังแบบครอสไดรว์ไม่ได้

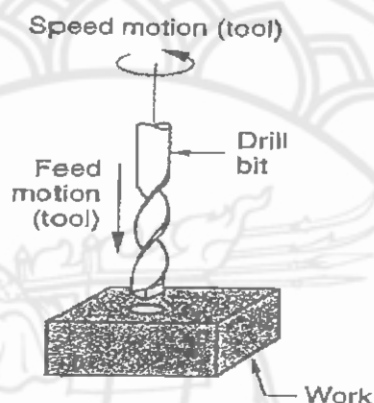
5. มีราคาแพงกว่าการขับด้วยสายพาน

6. ต้องมีการหล่อลื่น

2.7 ทฤษฎีการ Machining

งาน Machining เป็นการขึ้นรูปชิ้นงาน โดยการกำจัดโลหะส่วนที่ไม่ต้องการออกจากชิ้นงาน

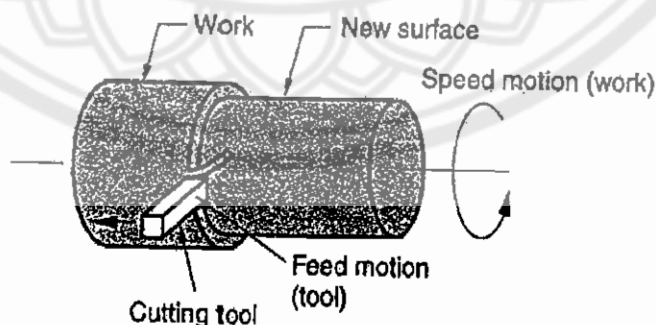
2.7.1 การเจาะ เป็นการทำให้เกิดรูกลมบนชิ้นงาน โดยที่เครื่องมือทรงกระบอกที่มีคมตัด 2 คม เรียกว่าดอกสว่าน (Drill or Drill bit) โดยดอกสว่านจะหมุนเจาะลงบนชิ้นงานที่อยู่กับที่โดยรูเจาะที่ได้จะมีขนาดเท่ากับดอกสว่าน รูปที่ 2.14



รูปที่ 2.14 แสดงการเจาะ

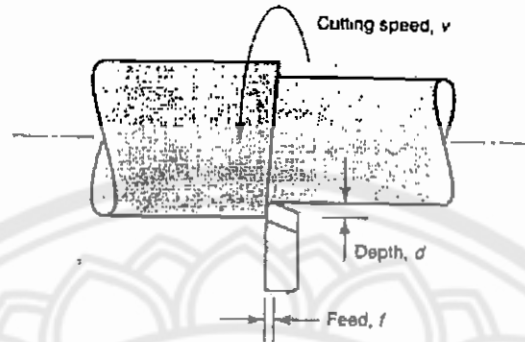
(ที่มา : การออกแบบและสร้างเครื่องตัดแยกฟางจากข้าวเปลือก, สายชล บัณฑิต และอนุศักดิ์ ธรรมมาธิวัฒน์)

2.7.2 การกลึง เป็นกระบวนการกำจัดส่วนของชิ้นงานที่ไม่ต้องการออกจากผิวชิ้นงานทรงกระบอกที่กำลังหมุนด้วยมีดกลึงหรือพูล (Tool) โดยมีดกลึงจะเคลื่อนที่เป็นเชิงเส้นขนานกับแกนหมุนของชิ้นงานดังแสดงในรูปที่ 2.15 และ 2.16



รูปที่ 2.15 แสดงการกลึง

(ที่มา : การออกแบบและสร้างเครื่องตัดแยกฟางจากข้าวเปลือก, สายชล บัณฑิต และอนุศักดิ์ ธรรมมาธิวัฒน์)



รูปที่ 2.16 แสดงความเร็วตัด ระยะป้อน ความลึกตัด
(ที่มา : การออกแบบและสร้างเครื่องตัดแยกฟางจากข้าวเปลือก,
สายชล บัณฑิต และอนุศักดิ์ ธรรมมาธิวัฒน์)

2.8 ทฤษฎีความแข็งของโลหะ

ความเค้น คือ อัตราส่วนของแรงต่อพื้นที่หน้าตัด ความเค้นอย่างง่าย (Simple stress) มีอยู่ 3 ชนิด คือ ความเค้นดึง ความเค้นกด ความเค้นเฉือน

2.8.1 ความเค้นดึง (Tensile Stress) σ_t คืออัตราส่วนของแรงกระทำบนหน้าตัดที่เกิดขึ้นอยู่ในแนวตั้งฉากกับหน้าตัดและมีทิศทางออกจากหน้าตัด ดังสมการ

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \quad (2.18)$$

2.8.2 ความเค้นกด (Compressive Stress) σ_a คืออัตราส่วนของแรงที่มีทิศทางตั้งฉากเข้าหาหน้าตัดดังสมการ

$$\sigma_a = \frac{F}{A} \quad (2.19)$$

2.8.3 ความเค้นเฉือนในหน้าตัด (Shear Stress) τ คือความเค้นที่มีทิศทางขนานไปกับแรงเฉือนและหน้าตัด ดังจะหาได้จากสมการ

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (2.20)$$

2.8.4 ความเครียด (Strain) ϵ เมื่อวัตถุถูกกระทำโดยแรงภายนอกหรือมีความเค้นเกิดขึ้น วัตถุนั้นจะเกิดการเปลี่ยนแปลงความยาวจากเดิม (ΔL) การเปลี่ยนแปลงดังกล่าวเมื่อเทียบกับความยาวเดิม (L) คือความเครียดของวัสดุ

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (2.21)$$



2.8.5 โมเมนต์บิด (Tension)

คือโมเมนต์ที่กระทำรอบแกนที่ตั้งฉากกับพื้นที่หน้าตัด ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่มีพื้นที่หน้าตัดกลมอยู่ภายใต้โมเมนต์บิด (Torque) จะบิดไปเป็นมุม θ เท่ากับ

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (2.22)$$

โดยที่ T = โมเมนต์บิด (นิวตันต่อเมตร²)

L = ความยาวเพลลา (เมตร)

J = โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่ (Polar area moment of inertia (เมตร⁴))

$$\text{สำหรับท่อนกลมตันเท่ากับ } J = \frac{\pi}{32} d^4$$

$$\text{สำหรับท่อนกลมกลวงเท่ากับ } J = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_i^4)$$

โดยที่ d_o = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก (มิลลิเมตร)

d_i = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (มิลลิเมตร)

G = ค่ามอดุลัสเฉือน (จิกกะปาสกาล)

ความเค้นเฉือนที่เกิดจากการบิดจะมีค่าสูงสุดที่ผิวหน้าของท่อนกลมนี้ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (2.23)$$

โดยที่ τ = ความเค้นเฉือนในหน้าตัด (นิวตันต่อเมตร²)

r = รัศมีนอกของท่อนกลม (มิลลิเมตร)

คำนวณหาโมเมนต์บิดได้จาก

$$W_p = T\omega = 2\pi n \quad (2.24)$$

โดยที่ W_p = กำลังงาน (วัตต์)

ω = ความเร็วเชิงมุม (เรเดียนต่อวินาที)

n = ความเร็วรอบ (รอบต่อวินาที)