

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

หลักการทำงานของเครื่องร่อนเพื่อแยกกระดุกมีหลักการสำคัญคือ ใช้ตะแกรงคัดแยกลักษณะเป็นทรงกระบอกหรือเป็นแผ่น ส่วนของตะแกรงถูกทำให้เคลื่อนที่หรือสั่นสะเทือน เพื่อให้วัตถุที่มีขนาดเล็กกว่าตะแกรงร่วงลงมาด้านล่างคือเนื้อปลา วัตถุที่มีขนาดใหญ่กว่าตะแกรงจะอยู่ด้านบนตะแกรงและคัดแยกออกไปตามลักษณะการทำงานของเครื่องแต่ละชนิด

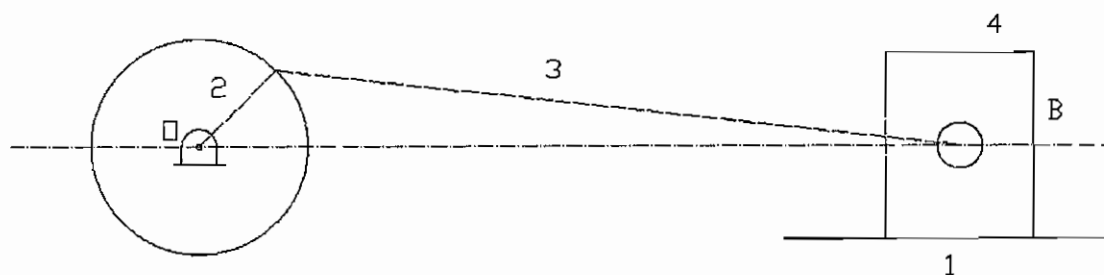
เครื่องร่อนกระดุกปลาเป็นแบบตะแกรงหมุนและสั่นสะเทือนในแนวแกนที่ใช้ในโรงงานมีการปะปนของเนื้อปลากับกระดุกที่ทำการร่อน เนื่องจากมีเนื้อปลาบางส่วนที่จับตัวเป็นก้อนไม่แตกตัวก่อนที่จะร่อน เพื่อให้การร่อนไม่มีเนื้อปลาปะปนจึงได้ออกแบบให้เครื่องร่อนมีส่วนของตะแกรงที่เคลื่อนที่ขึ้น – ลง โดยใช้หลักการทำงานของเพลาลูกเบี้ยวเป็นตัวการที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ กระบะที่มีตะแกรงถูกยึดติดกับเพลาลูกเบี้ยวและเพลาลูกเบี้ยวยึดติดกับโครงของเครื่องร่อนด้วยจุดหมุนของเพลาลูกเบี้ยวในส่วนที่ยึดติดกับกระบะและจุดหมุนของเพลาลูกเบี้ยวที่ยึดติดกับโครงของเครื่องร่อนมีจุดหมุนที่แตกต่างกันทำให้เกิดการเคลื่อนที่ เมื่อเพลาลูกเบี้ยวเกิดการหมุน เนื้อปลาจะถูกร่อนผ่านตะแกรงลงด้านล่าง ส่วนกระดุกจะเคลื่อนที่ออกไปด้านหน้าของเครื่องร่อนตามการเอียงของกระบะ

การดำเนินการออกแบบ พัฒนา และสร้างเครื่องร่อนกระดุกปลา เริ่มจากการศึกษาคูณลักษณะของปลาเป็น แล้วนำความรู้ที่ได้มาเป็นพื้นฐานในการออกแบบพัฒนาเครื่องร่อนกระดุกปลา รวมทั้งการศึกษาระบบการทำงานเกี่ยวกับการสร้างเครื่องจักรในโรงงาน เพื่อช่วยให้การออกแบบเหมาะสมกับการผลิตในโรงงานได้

ทฤษฎีที่จำเป็นและเกี่ยวข้องซึ่งจะเป็นพื้นฐานในการออกแบบพัฒนาและสร้างเครื่องร่อนกระดุกปลาซึ่งสามารถแยกเป็นส่วนต่างๆ ดังนี้

2.1 ทฤษฎีกลไกการเคลื่อนที่แบบ Eccentric

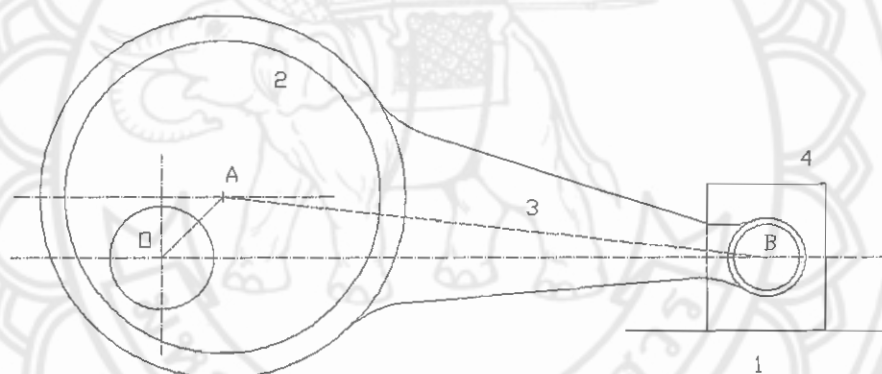
กลไกแบบ Eccentric เป็นกลไกที่มีพื้นฐานมาจากกลไกแบบ Slider – Crank กลไกแบบนี้ได้ถูกนำมาใช้อย่างกว้างขวาง และที่พบเห็นได้ทั่วไป คือ ในเครื่องยนต์สันดาปภายใน (Internal Combustion Engine) จากรูปที่ 2.1 ชั้นที่ 1 เป็นชั้นต่อโยงที่อยู่กับที่ ชั้นที่ 2 คือ ข้อเหวี่ยง ชั้นที่ 3 คือ ชั้นต่อโยง และชั้นที่ 4 คือ ลูกสูบ



รูปที่ 2.1 รูปแสดงกลไกแบบ Slider – Crank

(ที่มา : Mechanisms and dynamics of machinery, Hamilton H.Mabie and Charles F.Reinholtz)

ความแตกต่างของระหว่างกลไก Eccentric และ Slider – Crank ให้ทำการเพิ่มขนาดของจุดหมุนของ Crank และให้จุดหมุนนั้นมีขนาดใหญ่กว่ารัศมีการหมุนเดิม จะพบว่าคล้ายกับการทำให้เกิดการเอียงกันของจุดศูนย์กลางทั้งสอง การขยายจุดหมุนของข้อเหวี่ยงเช่นนี้เรียกว่า Eccentric และยังสามารถใช้ทดแทนกลไกแบบเดิมได้ ดังแสดงในรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 รูปแสดงกลไกแบบ Eccentric

(ที่มา : Mechanisms and dynamics of machinery, Hamilton H.Mabie and Charles F.Reinholtz)

จุด A แสดงถึงจุดศูนย์กลางของ Eccentric และ จุด O แสดงถึงจุดศูนย์กลางของเพลลา ให้ดูรูปที่ 2.1 และ 2.2 จะพบว่ากลไกที่ด้วยกลไกที่เป็นแบบ Eccentric นั้นระยะ OA จะคล้ายกับแบบ Slider – Crank พบว่าเป็นข้อเสียเปรียบทางกลอย่างมาก อย่างไรก็ตาม ยังมีปัญหาเกี่ยวกับเรื่องการหล่อลื่นระหว่าง Eccentric กับ ชิ้นต่อโยงและยังมีข้อจำกัดในการส่งถ่ายกำลัง

2.2 ทฤษฎีการเคลื่อนที่แบบซิมเปิลฮาร์โมนิก

การเคลื่อนที่แบบซิมเปิลฮาร์โมนิก (Simple Harmonic Motion; SHM) เป็นการเคลื่อนที่แบบสั่นไปมา หรือบางครั้งเรียกการเคลื่อนที่แบบออสซิลเลต (oscillatory motion) ของอนุภาคตัวกลางที่มีลักษณะเฉพาะตัวคือ มีแอมพลิจูด พลังงานรวม และเวลาครบรอบการเคลื่อนที่คงที่ ดังรูปที่ 2.3 , 2.4 , 2.5

ถ้าอนุภาคหรือวัตถุอันหนึ่งมีการเคลื่อนที่แบบซิมเปิลฮาร์โมนิก การกระจัด(x) ความเร็ว ($\dot{x}$) และความเร่ง ($\ddot{x}$) เป็นฟังก์ชันกับเวลาคือ

$$x = A \sin(\omega t + \phi_o) \quad (2.1)$$

$$\dot{x} = \omega A_o \cos(\omega t + \phi_o) = \omega A_o \sin\left(\omega t + \phi_o + \frac{\pi}{2}\right) \quad (2.2)$$

$$\ddot{x} = -\omega^2 A_o \sin(\omega t + \phi_o) = \omega^2 A_o \sin(\omega t + \phi_o + \pi) \quad (2.3)$$

$$\ddot{x} = -\omega^2 x \quad (2.4)$$

โดยที่

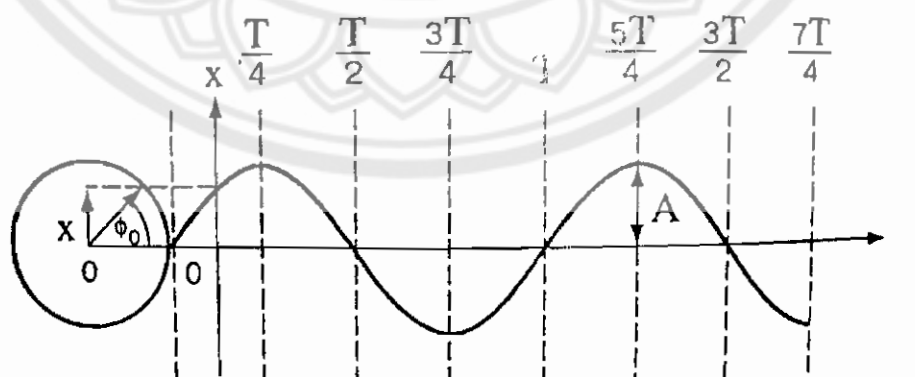
$(\omega t + \phi_o)$ คือมุมเฟส (phase angle)

ϕ_o คือมุมเฟสเริ่มต้นที่เวลา $t=0$

A_o คือแอมพลิจูดของกราฟ $x-t$

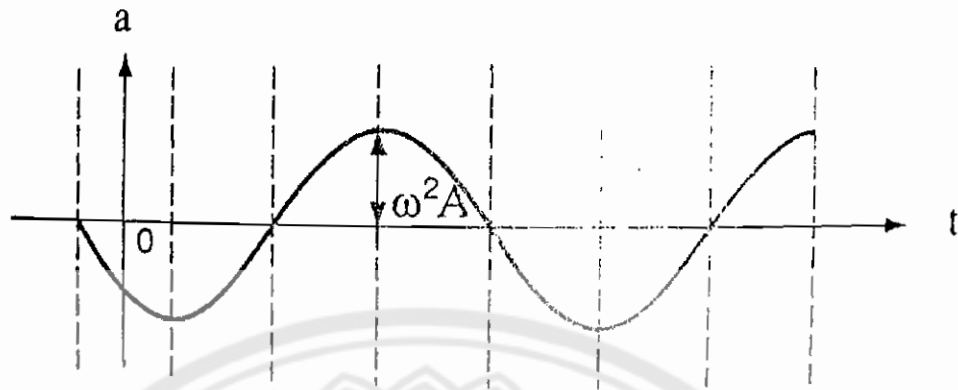
ωA_o คือแอมพลิจูดของกราฟ $v-t$ และเป็นขนาดความเร็วสูงสุด

$\omega^2 A_o$ คือแอมพลิจูดของกราฟ $a-t$ และเป็นขนาดความเร่งสูงสุด

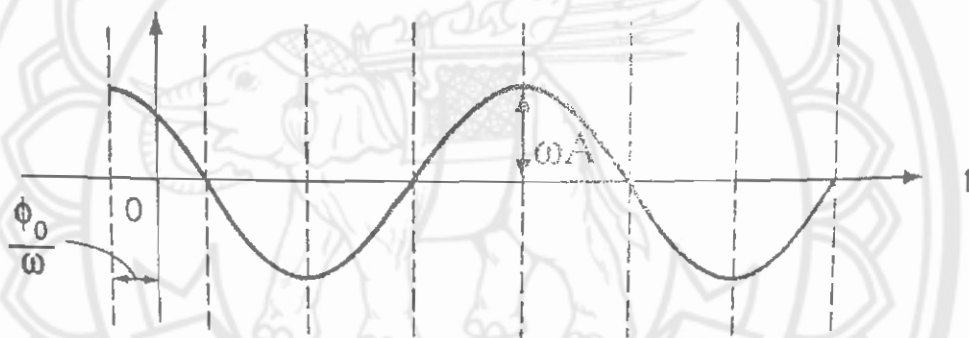


รูปที่ 2.3 รูปแสดงการกระจัด(x) ของอนุภาคที่มีการเคลื่อนที่แบบซิมเปิลฮาร์โมนิก

(ที่มา : วิศวกรรมกลศาสตร์เบื้องต้น ฉบับเสริมประสบการณ์, มนต์รี พิรุณเกษตร)



รูปที่ 2.4 รูปแสดงความเร็ว($\dot{x}$) ของอนุภาคที่มีการเคลื่อนที่แบบซิมเปิลฮาร์โมนิก
(ที่มา : วิศวกรรมกลศาสตร์เบื้องต้น ฉบับเสริมประสบการณ์, มนต์วี พิรุณเกษตร)



รูปที่ 2.5 รูปแสดงความเร่ง($\ddot{x}$) ของอนุภาคที่มีการเคลื่อนที่แบบซิมเปิลฮาร์โมนิก
(ที่มา : วิศวกรรมกลศาสตร์เบื้องต้น ฉบับเสริมประสบการณ์, มนต์วี พิรุณเกษตร)

เวลาครบรอบของการเคลื่อนที่เรียกว่าคาบ (τ_o)

$$\tau_o = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{1}{f} \text{ มีหน่วยเป็น s} \quad (2.5)$$

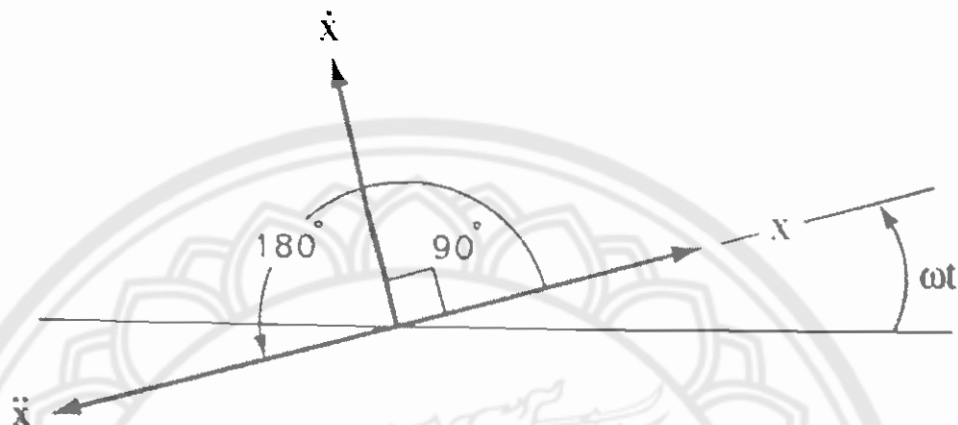
โดยที่ ω คืออัตราเร็วเชิงมุม มีหน่วยเป็น rad/s

f คือความถี่ของการแกว่ง มีหน่วยเป็น รอบ/วินาที หรือ Hz

ความสัมพันธ์ระหว่างการกระจัดและความเร่ง

- ความเร่งเป็นปฏิภาคโดยตรงกับการกระจัด แต่มีทิศตรงกันข้าม
- วัตถุที่มีการเคลื่อนที่แบบซิมเปิลฮาร์โมนิกจะมีความเร่งเข้าหาตำแหน่งสมดุลเสมอ

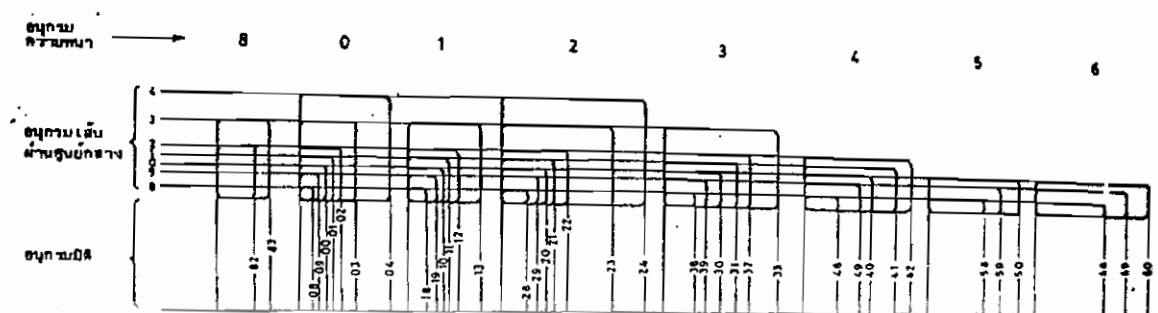
- ความเร็ว ($\dot{x}$) มีเฟสหน้าหน้าการกระจัด (x) เป็นมุม $\frac{\pi}{2}$ เรเดียน
- ความเร่ง ($\ddot{x}$) มีเฟสหน้าหน้าการกระจัด (x) เป็นมุม π เรเดียน ดังแสดงในรูปที่ 2.6 (กำหนดให้เฟสเริ่มต้น $\phi_0 = 0$)



รูปที่ 2.6 รูปแผนภาพเฟสเซอร์ x , $\dot{x}$ และ $\ddot{x}$ สำหรับการเคลื่อนที่แบบซิมเปิลฮาร์โมนิก
(ที่มา : วิศวกรรมกลศาสตร์เครื่องจักรกล, ฉบับปรับปรุง, มนตรี พิกุลเกษร)

2.3 ทฤษฎีโรลลิงแบร์ริง

ตลับลูกปืนเป็นลักษณะของแบร์ริงที่รับรอง โดยอาศัยลักษณะที่แบร์ริงที่มีผิวสัมผัสแบบกลิ้ง (Rolling Contact) ประกอบด้วยร่องลึกเป็นทางกลิ้งสำหรับลูกกลิ้งทรงกลม เป็นลักษณะแบร์ริงที่มีใช้กันอยู่อย่างแพร่หลาย ใช้ปริมาณสารหล่อลื่นน้อย ติดตั้งง่าย และสามารถเปลี่ยนเมื่อเกิดการชำรุดได้สะดวก สามารถรับแรงได้ทั้งแรงรูน (Thrust Load) กับแรงในแนวรัศมี (Radial Load) ได้พร้อมกัน ข้อดีอีกประการหนึ่งของการใช้ตลับลูกปืนก็คือ ใช้พื้นที่ในแนวแกน (Axial Space) และข้อดีในเรื่องมีค่าเสียดทานในการหมุนเริ่มต้นน้อย (Low Starting Friction Torque) ถึงแม้ว่าอายุการใช้งานของตลับลูกปืนเองจะค่อนข้างสั้นแต่หากพิจารณาในด้านของความปลอดภัยก็ถือว่าเหมาะสม



รูปที่ 2.8 รูปแสดงของเขตของมิติ สำหรับอนุกรมมิติของแบริ่งต่างๆ

(ที่มา : การออกแบบเครื่องจักรกล 2, ดร.วิฑูรย์ อึ้งภากรณ์ และชาญ ฤณรงค์)

มาตรฐานดังกล่าวจะประกอบด้วย อนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง(Diameter Series) เรียงเบอร์จากต่ำสุด 8, 9, 0, 1, 2, 3 และ 4 เป็นอนุกรมโตที่สุด ส่วนความหนา (Width Series) เรียงตามเบอร์จากต่ำสุด 8, 0, 1, 2, 3, 4, 5 และ 6 ซึ่งเป็นอนุกรมโตที่สุด ดังนั้น มาตรฐานของแบริ่งจึงบอกได้โดยรวมเบอร์ของอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง กับอนุกรมความหนาเข้าด้วยกัน เรียกว่า อนุกรมมิติ (Dimension Series) โดยที่ตัวเลขตัวแรกแทนอนุกรมความหนาและเลขตัวที่สองแทนอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง

2.3.1 ความเสียหายและอายุการใช้งานของโรลลิ่งแบริ่ง

โดยปกติแล้วค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายจะเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิ แรง ความเร็ว การหล่อลื่น การขีดของแบริ่ง ที่สำคัญคือ ความเร็ว แรงที่กระทำ ที่เป็นตัวแปรที่สำคัญในการออกแบบและเลือกใช้แบริ่งให้ตรงกับมาตรฐานผู้ผลิต ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียหายสำหรับแบริ่งบางชนิด ดูได้จากตาราง 2.1

ตารางที่ 2.1 ตารางแสดงค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียหาย

ชนิดของแบริ่ง	ขณะเริ่มทำงาน		ขณะทำงาน	
	ในแนวรัศมี	ในแนวแกน	ในแนวรัศมี	ในแนวแกน
Ball bearing	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	-

โดยปกติแบร้งจะมีความเสียหายเนื่องมาจากความล้าที่เกิดขึ้นในวัสดุแบร้ง เพราะมีเศษวัสดุ เศษผงโลหะหลุดออกมาเป็นจำนวนมาก เป็นเหตุมาจากพื้นผิวที่สัมผัสระหว่างลูกกลิ้งและวงแหวนมีค่าน้อย ความเค้นที่เกิดขึ้นมาเข้าใกล้ความเค้นของเฮิร์ตซ์ตามทฤษฎีของฮิลาสติซิตี ในขณะที่ลูกกลิ้งหมุนไปรอบวงแหวน วัสดุส่วนที่รับแรงของแบร้งจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่มีค่าเปลี่ยนจากศูนย์ไปยังค่าสูงสุดแล้วกลับลงมาเป็นศูนย์อยู่ตลอดเวลา แต่เนื่องมาจากค่าความเค้นนี้สูงกว่าขีดจำกัดความทนทาน (Endurance Stress) ของวัสดุแบร้ง ดังนั้นอายุการใช้งานของแบร้งมีระยะเวลาจำกัดขึ้นอยู่กับการกระทำซ้ำ ตามการทดลองของ Lundberg และ Palmgren ซึ่งเป็นพื้นฐานสำหรับการประเมินค่ามาตรฐานของ AFBMA จะทำให้ทราบว่ายอายุการใช้งาน L เป็นสัดส่วนกลับกันกับแรงในแนวรัศมี P ในกรณีที่ไม่มีทั้งแรงในแนวรัศมีและแรงรุน P จะเป็นแรงในแนวรัศมีสมมูล (Equivalent Radial Load) ฉะนั้นจะเป็นดังนี้

$$L \propto \frac{1}{P^k} \quad (2.6)$$

โดยที่ค่าคงที่ $k = 3$ สำหรับบอลแบร้ง

$K = 3.33$ สำหรับโรลเลอร์แบร้ง

อายุการใช้งาน L นี้มักจะนับเป็นจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบของเพลานั่นหนึ่ง หรือนับเป็นจำนวนล้านรอบ mr (Millions of revolution)

ในการคำนวณการออกแบบยังมีความจำเป็นที่ต้องใช้ทฤษฎีการคำนวณ การสูญเสียของกำลังงานที่ต้องสูญเสียไปกับความเสียดทาน โดยอาศัยการคำนวณจาก

$$W_p = \frac{\pi \mu F_r d_b n}{60} \quad (2.7)$$

โดย W_p = กำลังงานเป็น, W

T = โมเมนต์บิดเนื่องมาจากความเสียดทาน, $N.m$

N = ความเร็วรอบของเพลานั่น, rpm

d_b = ขนาดรูสวน (Bore) ของแบร้ง, m

F_r = แรงที่กระทำกับแบร้งในแนวรัศมี, N

μ = ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

อาจจะกำหนดกำลังงานที่มีหน่วยเป็นกำลังม้าซึ่งมีการใช้กันอย่างแพร่หลาย ก็จะมีการใช้สมการคำนวณดังนี้

$$hp = \frac{Tn}{63000} = \frac{F_r d_b n}{126000} \quad (2.8)$$

โดยที่ F_r มีหน่วยเป็น lb , d_b มีหน่วยเป็นนิ้ว

2.3.2 การประเมินค่าอายุการใช้งาน

สมาคม AFBMA ได้ตั้งนิยามและจัดตั้งวิธีการเลือกแบร้งดังต่อไปนี้

- 1) อายุการใช้งานของโรลลิ่งแบร้ง หมายถึงจำนวนรอบ(หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบคงที่) ซึ่งแบร้งหมุนได้ก่อนที่จะเริ่มเกิดความล้าขึ้นในวงแหวนหรือลูกกลิ้ง
- 2) อายุประเมิน(Rating life) ของโรลลิ่งแบร้งจำนวนหนึ่ง ซึ่งมีลักษณะเหมือนกันทุกประการ หมายถึงจำนวนรอบ(หรือจำนวนชั่วโมง) ที่ความเร็วคงที่ ซึ่งแบร้ง 90% จากจำนวนนี้สามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความเสียหายเนื่องมาจากความล้า และใช้แทนอายุใช้งาน L_{10}
- 3) แรงสถิตประเมิน(Basic static load rating) หมายถึงแรงในแนวนอนที่ทำให้เกิดระยะยุบตัวทำให้เกิดระยะยุบตัวของลูกกลิ้งและวงแหวนรวมกันเท่ากับ 0.0001 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกกลิ้ง และแทนด้วย C_0 ค่าของ C_0 สำหรับแบร้งอนุกรมมิติต่างๆ ดูได้จากตารางที่ 11 ก. ค่า C_0 นี้ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้ทำแบร้ง จำนวนแถวของลูกกลิ้งในแบร้ง จำนวนลูกกลิ้งต่อแถว มุมสัมผัสตลอดจนขนาดของลูกกลิ้ง และวงแหวน

โดยปกติแล้วแรงสถิตประเมินไม่ค่อยจะมีผล ต่อการเลือกแบร้งมากนัก แต่ถ้ารับแรงสูงและอยู่เป็นระยะเวลานานก็อาจทำให้เกิดการยุบตัวอย่างถาวร(Permanent Deformation) เป็นแห่งๆ ได้ ดังนั้นในบางครั้งจึงต้องมีการตรวจสอบว่าแรงที่มากระทำมีค่าเกินกว่า C_0 หรือไม่

- 4) แรงพลวัตประเมิน(Basic dynamic load rating) บางครั้งเรียกว่าสมรรถนะแรงพลวัต (Basic dynamic capacity) ของโรลลิ่งแบร้ง หมายถึง แรงที่กระทำในแนวนอน ซึ่งแบร้งที่มีลักษณะเหมือนกันจำนวนหนึ่งจะรับได้ โดยมีอายุประเมิน L_{10} เท่ากับหนึ่งล้านรอบ เมื่อวงแหวนอันในเป็นตัวยุบและวงแหวนอันนอกอยู่นิ่ง และใช้แทนด้วย C ซึ่งอยู่ในตารางที่ 11 ก.

2.3.3 แรงสมมูล

ในการใช้งานจริงโรลลิ่งแบร้งอาจจะรับทั้งแรงในแนวนอนและแนวแกน และวงแหวนในหรือนอกจะเป็นอันที่หมุนก็ได้ ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่จะต้องเปลี่ยนแรงและเงื่อนไขจากที่ใช้ทำงานจริงๆ มาเป็นแรงในแนวนอน โดยมีวงแหวนในเป็นตัวยุบ เรียกว่า แรงสมมูล(Equivalent Force) เพื่อที่จะได้ในการเลือกแบร้งจากสมุดแจ้งรายการสินค้าของผู้ผลิตแบร้งแต่ละบริษัทได้ และคำนวณได้จากสมการ

$$\begin{aligned} \text{หรือ} \quad P &= XVF_r + YF_a \\ P &= VF_r \end{aligned} \quad (2.9)$$

โดย P = แรงสมมูล

F_r = แรงในแนวรัศมี

F_a = แรงในแนวแกนหรือแรงรูน

V = ตัวประกอบการหมุน (Rotation Factor) : มีค่าเท่ากับ 1 เมื่อวงแหวนในเป็น
ตัวหมุน และ 1.2 เมื่อวงแหวนนอกเป็นตัวหมุน ถ้าเป็นบอลเบริงชนิด

Self-aligning ให้ใช้ค่าเท่ากับ 1 เสมอ

X = ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี (Radial load factor)

Y = ตัวประกอบแรงรูน (Thrust load factor)

2.4 ทฤษฎีเพลลา

ระบบส่งกำลังเป็นกลไกในการถ่ายเทกำลังจากเครื่องยนต์หรือเครื่องจักรต้นกำลัง เพื่อนำเอากำลังงานไปใช้ในการขับเคลื่อนอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบการทำงาน การส่งกำลังสามารถทำได้หลายวิธีโดยใช้อุปกรณ์ที่แตกต่างกัน เช่น การส่งกำลังด้วยโซ่ การส่งกำลังด้วยระบบเฟือง การส่งกำลังด้วยสายพาน หรือการส่งกำลังแบบอื่นๆ โดยแต่ละวิธีจะมีข้อดีและข้อเสียต่างกันไป

2.4.1 เพลาส่งกำลัง

2.4.1.1 การคำนวณหาขนาดเพลลา

เพลลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด แรงดัด หรือรับภาระผสม ทั้งยังมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลาทำให้เพลลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะดังกล่าว นอกจากนี้เพลลาจะต้องมีความแข็งแรงเพียงพอ เพื่อลดมุมบิดภายในเพลลาให้อยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะ ระยะโก่งของเพลาก็เป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดเพลลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลามีระยะโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุน ทำให้ความเร็ววิกฤตของเพลาลดลง ระยะโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดของที่รองรับเพลลา เช่น บอลเบริงก็ต้องมีระยะเยื้องแนว ในการใช้งานที่พอเหมาะ กับเพลลาด้วย

- 1) วัสดุเพลลา วัสดุที่นำมาทำเพลลาทั่วไปคือ เหล็กกล้าละมุน (Mild Steel) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้วมักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลลา เช่น AISI 1347 3147 3140 4150 4340 เป็นต้น

- 2) ขนาดของเพลลา เพื่อให้เพลลามีมาตรฐานเหมือนกัน องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ จึงได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลลาซึ่งเป็นขนาดระบุ (Nominal Size) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับผู้ออกแบบเลือกใช้ทั้งนี้เพื่อสามารถหาซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบร็ริงที่รองรับเพลลาด้วย ขนาดระบุของเพลลาดังแสดงในตาราง 2.2

ตารางที่ 2.2 แสดงขนาดระบุของเพลลามาตรฐาน ISO/R 775-1969

ขนาดเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางเป็นมิลลิเมตร (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	

- 3) การพิจารณาในการออกแบบเพลลา ถึงแม้ว่าไม่มีมาตรฐานสำหรับพิกัดมุมบิดของเพลลาเอาไว้ก็ตาม ในทางปฏิบัติแล้วมักให้มุมบิดของเพลลาในเครื่องจักรทั่วไปไม่เกิน 0.3 องศาต่อความยาวเพลลา 1 เมตร สำหรับเพลลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มีมุมบิดได้ถึง 1 องศาต่อความยาวเพลลา 20 เท่าขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา สำหรับเครื่องจักรทั่วไปค่าระยะโก่งระหว่างจุดที่รองรับด้วยแบร็ริงควรจะไม่เกิน 0.08 mm/m
- 4) การออกแบบเพลลาตามโค้ดของ ASME เพลลาส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้ เพราะเพลลาหมุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจจะเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาได้ ดังนั้นเพลลาจึงเกิดความเสียหายเนื่องจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิติศาสตร์ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (Fatigue Factor) มาเกี่ยวข้องด้วย

กำหนดให้ C_m = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการตัด

C_t = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

สมการคำนวณเพลลา

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau_d (1 - K^4)} \left[(C_t T)^2 + \left[\frac{a F d (1 + K^2)}{8} + C_m M \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.10)$$

โดย $K = d_i / d$

ในกรณีที่ไม่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการจะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau_d (1 - K^4)} \left[(C_t T)^2 + (C_m M^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.11)$$

ในกรณีของเพลลาตัน $K = d_i / d = 0$ เมื่อแทนค่าลงในสมการจะได้สมการที่มีรูปดังนี้

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau_d} \left[(C_t T)^2 + (C_m M^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.12)$$

โดย d_0 = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก

d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน

T = แรงบิดที่เกิดขึ้นในเพลลา

M = โมเมนต์ที่เกิดขึ้นในเพลลา

τ_d = ความเค้นเฉือนใช้งาน

ค่าตัวประกอบความล้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ ซึ่งดูได้จากตาราง 2.3 ตารางที่ 2.3 ตารางแสดงความล้า

ชนิดของแรง	C_m	C_t
เพลลาอยู่นิ่ง :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้าๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5 – 2.0	1.5 – 2.0
เพลลาหมุน :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้าๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกเบา	1.5 – 2.0	1.0 – 1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0 – 3.0	1.5 – 3.0

สำหรับตัวประกอบเพลของการโก่งงอ ASME ได้แนะนำให้ใช้ค่าดังนี้

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

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.004 \left(\frac{L}{K} \right)} \quad \text{เมื่อ } L/K \text{ น้อยกว่าหรือเท่ากับ } 115$$

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

โดย $n = 1.00$ เมื่อปลายเป็นแบบ ss

$n = 2.25$ เมื่อปลายเป็นแบบ cc

$n = 1.60$ เมื่อปลายเพลถูกขึ้นเป็นบางส่วน (Partially Restrained)

L = ความยาวจริงของเพล

K = รัศมีไจเรชั่น

σ_y = ความต้านทานแรงดึงคราก

นอกจากนี้โค้ดของ ASME ยังไม่ได้ระบุไว้ว่าเพลซึ่งใช้งานอยู่ในงานธรรมดาทั่วไปควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

$\tau_d = 55 \text{ N/mm}^2$ สำหรับเพลที่ไม่มีร่องลิ้น และ $\tau_d = 41 \text{ N/mm}^2$ สำหรับเพลที่มีร่องลิ้น

แต่ถ้ากำหนดวัสดุของเพลที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะให้ใช้ค่าความเค้นเฉือน จากสมการต่อไปนี้โดยเลือกใช้น้อยมาค่านวนคือ

$$\tau_d = 0.3 \sigma_y \text{ หรือ } \tau_d = 0.3 \sigma_u$$

และถ้าเพลมีร่องลิ้นให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75 % ของสมการดังกล่าว

2.4.1.2 ภาระบิดของเพล

1) ความสัมพันธ์ระหว่างภาระบิด(T) กับความเค้นเฉือน (τ)

ภาระบิดของเพล จะพิจารณาจากสมดุลของภาระบิดระหว่างภาระบิดป้อน(applied torque, T) กับภาระบิดต้าน(resisting torque, T_r) ที่กระทำบน FBD ส่วนตัดของเพล

เมื่อเพลกลมตันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากันตลอดอยู่ในภาระบิด ทุกๆ ภาคตัดของเพลจะอยู่ภายใต้การเฉือนเพียงอย่างเดียว(Pure shear) ดังนั้นพิจารณาหาภาระบิดของเพลที่ระยะ ρ ใดๆ จะได้ว่า

$$T = T_r = \int_{\text{area}} \rho dF = \int_{\text{area}} \rho \tau_p dA \quad (2.13)$$

จากกฎของฮุกในช่วงขีดจำกัดความเป็นสัดส่วน(Proportional limit) พบว่า $\tau = G\gamma$ ทำให้ได้สมการ $\tau_\rho = \frac{\tau_c}{c} \rho$ แทนค่าลงในสมการเพื่ออินทิเกรตจะได้ว่า

$$T = T_r = \frac{\tau_c}{c} \int \rho^2 dA = \frac{\tau_c}{c} \int \rho^2 dA \quad (2.14)$$

เนื่องจาก โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้ว(Polar second moment of area, J) นิยามว่า $J = \int \rho^2 dA$ จะได้ว่า

$$\text{สำหรับเพลากลมตัน} \quad J = \int_0^c \rho^2 (2\pi\rho d\rho) = \frac{\pi c^4}{2} \quad (2.15)$$

$$\text{สำหรับเพลากลมกลวง} \quad J = \int_b^c \rho^2 (2\pi\rho d\rho) = \frac{\pi c^4}{2} - \frac{\pi b^4}{2} = \frac{\pi}{2} (c^4 - b^4) \quad (2.16)$$

เมื่อ r_o คือรัศมีวงนอก r_i คือ รัศมีวงใน

จากสมการสามารถเขียนเป็น

$$T = T_r = \frac{\tau_c J}{r_o} = \frac{\tau_\rho J}{\rho} \quad (2.17)$$

หรือเขียนในรูปของความเค้นเฉือน(Shearing stress, τ)

$$\tau_\rho = \frac{T\rho}{J} \text{ และ } \tau_c = \frac{Tr_o}{J} \quad (2.18)$$

สมการนี้เรียกว่า Elastic torsion formula จากความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดเฉือน พบว่า ความเครียดเฉือน γ_ρ และความเค้นเฉือน τ_ρ ที่จะมีค่าเท่ากับศูนย์ที่จุดศูนย์กลางของเพล่า และจะเพิ่มขึ้นตามระยะของ ρ และจะมีค่ามากที่สุดเมื่อ $\rho = r_o$ หาความเค้นเฉือนที่มากที่สุดได้ดังนี้

$$\tau_{\max} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{สำหรับเพลากลมตัน} \quad (2.19)$$

$$\tau_{\max} = \frac{16Td_o}{\pi(d_o^4 - d_i^4)} \quad \text{สำหรับเพลากลมกลวง} \quad (2.20)$$

2) ความสัมพันธ์ระหว่างภาระบิด(T) กับมุมบิด (θ)

1. พิจารณาการใช้เพลากลมตันในช่วงยืดหยุ่นได้ พบว่า

$$\theta = \frac{\gamma_\rho L}{\rho} = \frac{\tau_\rho L}{G\rho} \quad (2.21)$$

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

2. ถ้าเพลาสองอันหรือหลายอัน ทำจากวัสดุต่างชนิดกัน เส้นผ่านศูนย์กลางต่างกัน หรือมีรูปร่างต่างกันมาต่อกัน โดยที่เพลานี้รับภาระบิดที่เท่ากัน จะเรียกว่า เพลาต่ออนุกรม(series connection)

ภาระบิดในเพลแต่ละอันมีค่าเท่ากัน นั่นคือ

$$T = \frac{G_1 J_1 \theta_1}{L_1} = \frac{G_2 J_2 \theta_2}{L_2} \quad (2.23)$$

ถ้ามุมบิดเท่ากันและเป็นวัสดุชนิดเดียวกัน

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{J_1}{J_2} \quad (2.24)$$

3. ถ้ามีเพลาสองอันหรือหลายอันมาต่อกันโดยที่รับภาระบิดต่างกัน โดยปลายทั้งสองด้านเป็นแบบปลายตรึงและใส่ภาระบิดตรงหน้าตัดรอยต่อ จะเรียกระบบนี้ว่า เพลาต่ออนุกรมโดยภาระไม่ต่อเนื่อง

ดังนั้น $T = T_1 + T_2$

มุมบิดในแต่ละเพล $(\theta_{A/C} = 0 = \theta_{A/B} + \theta_{B/C})$

ดังนั้น $\theta_{B/C} = \theta_{B/A}$ หรือ $\theta_1 = \theta_2$

$$\frac{T_1 L_1}{G_1 J_1} = \frac{T_2 L_2}{G_2 J_2} \quad (2.25)$$

ถ้าเพลายาวเท่ากัน

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{G_1 J_1}{G_2 J_2} \quad (2.26)$$

2.5 ทฤษฎีสายพาน

การส่งกำลังแบบสายพานเป็นการส่งกำลังที่นิยมใช้ เนื่องจากมีราคาที่ถูก และใช้งานง่าย เพราะเป็นการส่งกำลังแบบอ่อนตัวได้ จึงสามารถรับแรงกระตุกและการสั่นสะเทือนได้ดี ขณะใช้งานไม่มีเสียงดัง ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำ เป็นต้น แต่มีข้อเสียคือ อัตราทดไม่แน่นอนนักเนื่องจากจากสลิป (Slip) และการครีพ (Creep) และต้องมีการปรับตั้งระยะห่างระหว่างเพลหรือปรับแรงตึงในสายพานระหว่างใช้งาน นอกจากนั้นยังไม่สามารถใช้กับอัตราทดสูงมากได้

2.5.1 ชนิดและวัสดุสายพาน

สายพานแบ่งออกเป็น 4 ชนิดตามลักษณะหน้าตัดของสายพาน คือ สายพานแบน (Flat Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า สายพานลิ้ม (V-Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู สายพานกลม (Ropes) มีหน้าตัดเป็นรูปวงกลม และ สายพานไทม์มิ่ง (Timing Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู แต่จะทำการเป็นร่องคล้ายฟันตลอดความยาวของสายพาน สายพานแต่ละชนิดจะมีลักษณะในการใช้งานต่างกันวัสดุที่ใช้ทำสายพานจะต้องมีค่าความต้านทานสูง (Strength) สามารถบิดตัวได้ดีและจะต้องมีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสสูง

วัสดุที่ใช้ทำสายพานซึ่งใช้งานกันมากก็คือ หนัง (Oak – tanned Leather) แต่ถ้าเป็นการใช้งานพิเศษ เช่น อยู่ในบรรยากาศที่มีความชื้น มีไอของสารเคมี หรือน้ำมันอยู่ด้วย ก็มักใช้สายพานแบบ Chrome Leather เพื่อการใช้สายพานจะได้มีอายุการใช้งานนาน จึงมักใช้ค่าความเค้นในการออกแบบสายพานต่ำกว่าความต้านทานแรงดึงสูงสุดของสายพานมาก โดยทั่วไปจะใช้ค่าความปลอดภัยประมาณที่ 10 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานหนังจะมีค่าประมาณ 0.40 – 0.50 ความเร็วทำงานของสายพานควรจะอยู่ที่ประมาณช่วง 1,000 – 2,000 รอบ/นาที

สายพานอีกชนิดหนึ่ง คือ สายพานยาง (Rubber Belts) สายพานประเภทนี้จะมีผ้าหรือผ้าใบเป็นเส้นภายใน และมียางหุ้มภายนอก ยางที่ใช้หุ้มจะเป็นยางที่อบด้วยกำมะถันในอุณหภูมิสูง (Vulcanized) เพื่อเพิ่มความยืดหยุ่นและความต้านทานแรง สายพานยางเหมาะสมสำหรับใช้กับงานที่มีน้ำมันกับแสงแดด เมื่อเปรียบเทียบกับสายพานหนังแล้ว สายพานจะมีราคาถูกกว่าแต่อายุใช้งานสั้นกว่า สายพานยางทนต่อสภาพบรรยากาศในการใช้งานดีกว่าสายพานหนังค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสายพานยางจะมีค่าประมาณ 0.30 – 0.40 และสามารถรับแรงดึงได้ประมาณ 20 นิวตันต่อชั้นต่อความกว้างสายพาน 1 มิลลิเมตร

สายพานบาลาตา (Balata Belts) เป็นยางคล้ายสายพานยาง แต่ไม่ต้องผ่านกรรมวิธีอบด้วยกำมะถัน ทนต่อการกรดและความชื้นได้ดี แต่อุณหภูมิใช้งานไม่ควรเกิน 40 องศาเซลเซียส สายพานชนิดนี้มีความต้านแรงมากกว่าสายพานประมาณ 25 %

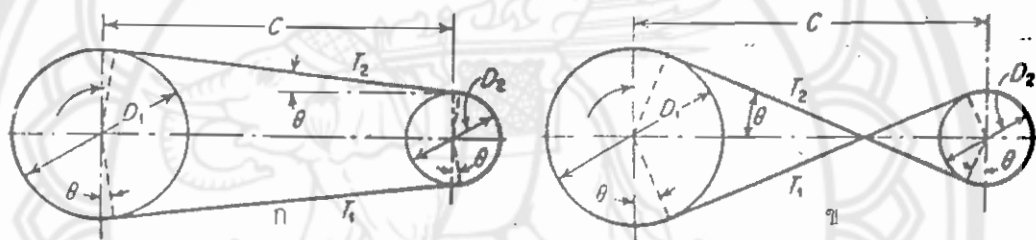
สายพานผ้าถัก (Textile Belts) ทำจากผ้าหรือผ้าใบซ้อนซ้อนกันเป็นชั้นๆ แล้วเย็บติดกัน จากนั้นจึงเคลือบด้วยน้ำมันลินซีด (Linseed) เพื่อทำให้สายพานกันน้ำได้ มักใช้กับงานประเภทชั่วคราว

สายพานทุกชนิดที่กล่าวมานี้จะยึดตัวได้ดี ดังนั้นเมื่ออยู่ภายใต้แรงดึง จะยึดตัวทำให้เกิดการสลีปบนพูลเลย์ (Pulley) ในทางปฏิบัติจึงมักจะยึดสายพานให้ตึงไว้ก่อนใช้งาน ทั้งนี้เพื่อเป็นการลดการสลีปของสายพาน

2.5.2 ลักษณะการขับด้วยสายพาน

เนื่องจากคุณสมบัติในการอ่อนตัวของสายพาน จึงอาจจัดลักษณะการขับของสายพานได้ต่าง ๆ กัน ลักษณะทั่วไปที่นิยมใช้ในการขับด้วยสายพาน

เมื่อต้องการขับเพลลาที่อยู่ขนานกัน และต้องการใช้เพลลาทั้งสองหมุนในทิศทางเดียวกัน ก็ทำได้ในลักษณะดังรูป 2.9 (ก) เรียกว่า โอเพนไดรฟ์ (Open drive) และถ้าเพลลาอยู่ห่างกันมาก ควรจะให้สายพานด้านล่างตึง (Tight) และด้านบนหย่อน (Slack) แต่ถ้าต้องการให้เพลลาทั้งสองหมุนสวนทางกันก็ทำได้โดยวิธีดังรูป 2.9 (ข) เรียกว่า ครอสไดรฟ์ (Crossed drive) แต่การขับในลักษณะนี้จุดที่สายพานไขว้กันจะทำให้สายพานตึง ทำให้สายพานสึกหรอมาก ดังนั้นเพื่อเป็นการป้องกันมิให้สายพานสึกหรอมากเกินไปจึงควรจะให้จุดศูนย์กลางของล้อสายพานอยู่ห่างกันไม่น้อยกว่า 20 เท่าของความกว้างสายพาน และทำงานที่ความเร็วสายพานไม่เกิน 15 เมตรต่อวินาที

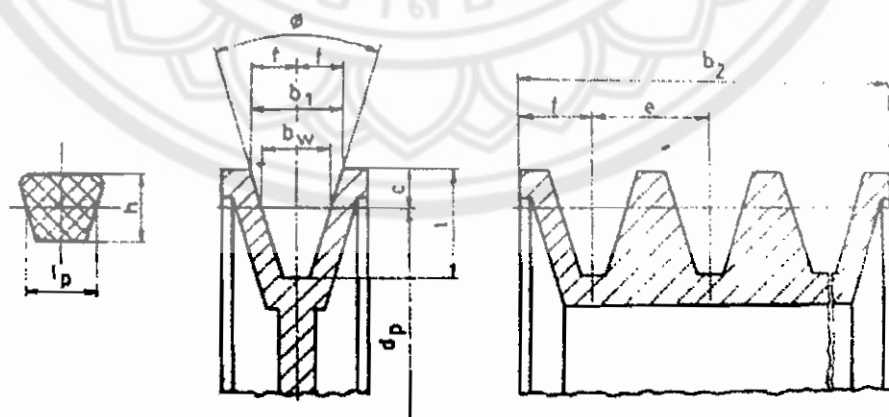


รูปที่ 2.9 รูปแสดงลักษณะการขับด้วยสายพาน (ก) Open drive (ข) Crossed drive

(ที่มา : กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ.วุฒิชัย กบิลกาญจน์)

2.5.3 สายพานวี

2.5.3.1 กลศาสตร์ของสายพานวี



รูปที่ 2.10 หน้าตัดสายพานวีและพูลเลย์

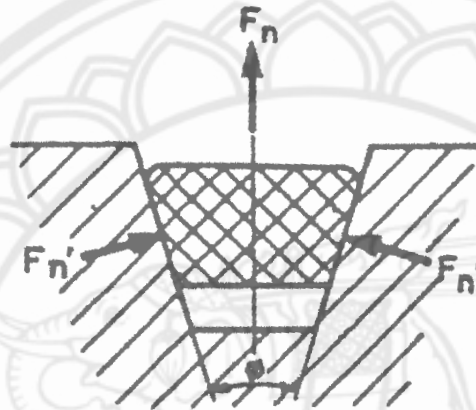
(ที่มา : การออกแบบเครื่องจักรกล 2, ดร.วิฑูรย์ อึ้งภากรณ์ และชาญ ถนัดงาน)

ในการขับเคลื่อนด้วยสายพานวี แรงปฏิกิริยาระหว่างสายพานกับพูลเลย์จะอยู่ในทิศทางตั้งฉากกับผิวสัมผัส ดังรูปที่ 2.11 ให้ F_n เป็นแรงปฏิกิริยาในแนวตั้งฉากระหว่างผิวสัมผัสของสายพานกับพูลเลย์ มีสมการเป็น

$$2fF_n = dF \quad (2.27)$$

แรงปฏิกิริยารวมของแรง F_n ทั้งสองแรงคือ

$$W_p = z(F_1 - F_2)v \quad (2.28)$$



รูปที่ 2.11 รูปแสดงแรงบนสายพานวี

(ที่มา : การออกแบบเครื่องจักรกล 2, ดร.วิฑูรย์ อึ้งภากรณ์ และชาญ ถนัดงาน)

2.5.3.2 การทำให้เกิดแรงดึงขึ้นต้นในสายพานวี

การทำให้เกิดแรงดึงขึ้นต้นจะช่วยทำให้การขับเคลื่อนด้วยสายพานมีประสิทธิภาพดี และช่วยยืดอายุการใช้งานของสายพาน ถ้าออกแบบแรงดึงขึ้นต้นไม่เพียงพอจะทำให้ส่งกำลังได้น้อยลง ประสิทธิภาพต่ำลง ทำให้สายพานมีอายุการใช้งานลดลงเนื่องจากสลิป แต่ถ้าออกแบบแรงดึงขึ้นต้นมากเกินไปจะทำให้ขอบสายพานยึดตัวมากเกินไป เกิดความเค้นในสายพานมาก แบร็งที่รองรับล้อสายพานจะรับแรงมากเกินไป ด้วยเหตุนี้เองจึงต้องคำนวณแรงดึงขึ้นต้นให้เหมาะสมกับแรงภายนอกที่กระทำกับสายพาน จากสมการแรงดึงขึ้นต้นในสายพานขณะส่งกำลังคือ

$$F_i = (k_1 F + z k_2 v^2) \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.29)$$

โดยที่ $F = F_1 - F_2$

k_1, k_2 = ตัวประกอบการใช้งาน

z = จำนวนสายพาน

α = มุมสัมผัส

มุมสัมผัสของสายพานหาจากสมการ

$$\alpha_1 = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_p - d_p}{2C} \right), \text{rad} \quad (2.30)$$

เมื่อให้ d และ D เป็นศูนย์กลางของล้อขับและล้อตาม n_1 และ n_2 เป็นความเร็วรอบของล้อขับและล้อตาม

ความเร็วรอบของล้อขับ v_1 มีค่าเท่ากับ

$$v_1 = \pi d n_1 \quad (2.31)$$

ความเร็วรอบของล้อขับ v_2 มีค่าเท่ากับ

$$v_2 = \pi d n_2 \quad (2.32)$$

เมื่อไม่มีการสลีป สายพานบางมากและไม่มีการยืดแล้ว v_1 และ v_2 อัตราทด m_ω เท่ากับ

$$m_\omega = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d} \quad (2.33)$$

2.5.3.3 การคำนวณหาขนาดของสายพานวีและพูลเลย์

สายพานลิ้มที่ใช้ส่งกำลังได้ค่อนข้างมากโดยต้องการแรงดึงขั้นต่ำในสายพานค่อนข้างน้อยทั้งนี้เพราะว่าผลจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียกว่าร่องรูปลิ้มของล้อสายพาน ทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลให้สายพานทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพดี แม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสน้อย และมีแรงดึงขั้นต่ำค่อนข้างต่ำ และเหมาะสมกับการใช้งานในกรณีที่ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อย และมีแรงดึงขั้นต่ำค่อนข้างต่ำ และเหมาะสมกับการใช้งานในกรณีที่ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อย ในการส่งกำลังจะส่งได้มากที่สุด เมื่อผิวด้านข้างของสายพานอัดแน่นกับร่องสายพานและในกรณีที่มีเหตุฉุกเฉินก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นนี้ทำหน้าที่เป็นเบรกได้ด้วย

การขับด้วยสายพานตัววี มีข้อดีคือ เงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้นอกจากนี้ยังมีขนาดที่กะทัดรัด มีประสิทธิภาพดี และเบร้งของเพลไม่ต้องรับแรงมากเกินไป จึงมักใช้ในการขับทางอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานได้โดยที่อัตราทดสูงประมาณ 7 : 1 หรืออาจใช้ได้สูงถึง 10 : 1

หากำลังที่ออกแบบ P_d ได้จาก

$$P_d = N_s P_o \quad (2.34)$$

เมื่อ N_s = แฟคเตอร์แก้ไขโหลดเกินกำลัง

P_o = กำลังที่ต้องการส่งถ่าย, kW

จากกำลังที่ออกแบบ P_d สามารถหาขนาดหน้าตัดของสายพานได้จากแผนภาพในหนังสือคู่มือของบริษัทผู้ผลิตสายพาน และเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของพูลเลย์ตัวเล็กเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางต่ำสุดที่แนะนำขึ้นไป (d_p มากกว่าหรือเท่ากับ d_{min}) ถ้าจำเป็นต้องใช้ขนาดพูลเลย์ที่เล็กกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางต่ำสุดที่แนะนำ ก็สามารถใช้ได้แต่ไม่ควรเล็กกว่าขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางที่ยอมให้จากตาราง 2.4 ซึ่งจะทำให้อายุของสายพานสั้นลง ความเร็วของสายพานลิ้มที่แนะนำทุกๆ ไปควรอยู่ในช่วง 10 ถึง 25 เมตรต่อวินาที แต่อาจใช้ได้ถึง 30 เมตรต่อวินาที

ตารางที่ 2.4 ตารางแสดงขนาดเล็กลที่สุดที่ยอมให้ใช้ได้ของพูลเลย์ขับ

ชื่อขนาดของสายพาน	M	A	B	C	D	E	3V	5V	8V
ขนาดต่ำสุดที่แนะนำ d_{min}, mm	50	95	145	225	350	550	100	212	400
ขนาดต่ำสุดที่ยอมให้, mm	40	75	125	190	320	475	67	180	315

กำลังที่สายพานส่งได้ต่อหนึ่งเส้นของสายพานตัวมีมาตรฐานทุกๆ ไป และสายพานตัวมีหน้าแคบหาได้จากสมการ 2 สมการดังนี้

$$P_r = d_p n \{ C_1 (d_p n)^{-0.99} - C_2 / d_p - C_3 (d_p n)^2 \} + C_2 n (1 - 1/K_r) \quad (2.35)$$

$$P_r = d_p n \{ C_1 - C_2 / d_p - C_3 (d_p n)^2 - C_4 \log(d_p n) \} + C_2 n (1 - 1/K_r) \quad (2.36)$$

เมื่อ

P_r = กำลังที่สายพานสามารถส่งได้ต่อหนึ่งเส้น, kW เมื่อมุมสัมผัสเท่ากับ 180 องศา
 C_1 ถึง C_4 เป็นค่าคงที่ ขึ้นอยู่กับหน้าตัดของสายพาน ดังแสดงในตารางภาคผนวกที่ 3 ก.

d_p = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของพูลเลย์ตัวเล็ก, mm

n = อัตราเร็วของพูลเลย์ตัวเล็ก, rpm

K_r = แฟคเตอร์แก้ไขอัตราทด

สำหรับสายพานลิ้มมาตรฐาน แนะนำให้ใช้แฟคเตอร์แก้ไขอัตราทดดังนี้

$$D/d = 1 \quad K_r = 1$$

$$1 < D/d < 2 \quad K_r = 1.137 - 0.123(2 - D/d)^{2.81}$$

$$2 < D/d < 3.39 \quad K_r = 5.67(10)^{-3} (D/d) + 1.108$$

$$D/d \text{ มากกว่าเท่ากับ } 3.39 \quad K_r = 1.128$$



1.3357700

หาจำนวนเส้นของสายพานที่ต้องการ z จาก

$$z = \frac{P_d}{P_r K_\theta K_L} \quad (2.37)$$

เมื่อ K_θ = แฟคเตอร์แก้ไขมุมสัมผัส

K_L = แฟคเตอร์แก้ไขความยาว

แฟคเตอร์แก้ไขมุมสัมผัส K_θ ใช้ค่าจากสมการดังนี้

$$K_\theta = 1.25 \{1 - \exp(-\mu\theta)\} \quad (2.38)$$

$$\theta = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D_p - d_p}{2C} \right) \quad (2.39)$$

เมื่อ μ = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างสายพานกับพูลเลย์เท่ากับ 0.5123

แฟคเตอร์แก้ไขความยาว K_L หาได้จาก

$$K_L = a_1 + a_2 L + a_3 L^2 + a_4 L^3 \quad (2.40)$$

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (d_0 + D_0) + \frac{1}{4C} (D_0 - d_0)^2 \quad (2.41)$$

เมื่อ a_1 ถึง a_4 เป็นค่าคงที่ ขึ้นอยู่กับหน้าตัดของสายพานแสดงในตารางภาคผนวกที่ 4 ก.

C = ระยะห่างจุดศูนย์กลางของพูลเลย์, mm

L = ความยาวสายพานวัดที่ด้านนอก, mm

d_0 = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ของพูลเลย์ตัวเล็ก, mm

D_0 = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ของพูลเลย์ตัวใหญ่, mm

ระยะห่างจุดศูนย์กลางของพูลเลย์ C ที่แนะนำคือ

$$D_0 \leq C \leq 3(d_0 + D_0)$$

2.5.4 การครีฟและการสลิบ

ความแตกต่างระหว่างการครีฟและการสลิบของสายพานจะเห็นได้อย่างชัดเจนโดยการพิจารณาการขับเคลื่อนด้วยสายพาน เมื่อสายพานส่วนหนึ่งเคลื่อนที่เข้าหาพูลเลย์ขับเคลื่อน สายพานจะเคลื่อนที่ไปตามส่วนโค้งสัมผัสบนพูลเลย์ ด้วยความเร็วที่เท่ากับความเร็วขอบของล้อสายพาน (ถ้าแรงดึงในสายพานมากเพียงพอที่จะเอาชนะแรงภายนอกได้) เมื่อสายพานส่วนนี้ใกล้จะออกจากล้อสายพาน แรงดึงในสายพานจะลดลงเท่ากับแรงดึงในด้านหย่อนเป็นผลให้สายพานหดสั้นลงในทำนองเดียวกันสายพานที่เคลื่อนที่ตามออกไปก็จะหดสั้นลงด้วย ดังนั้นความเร็วจริงของ

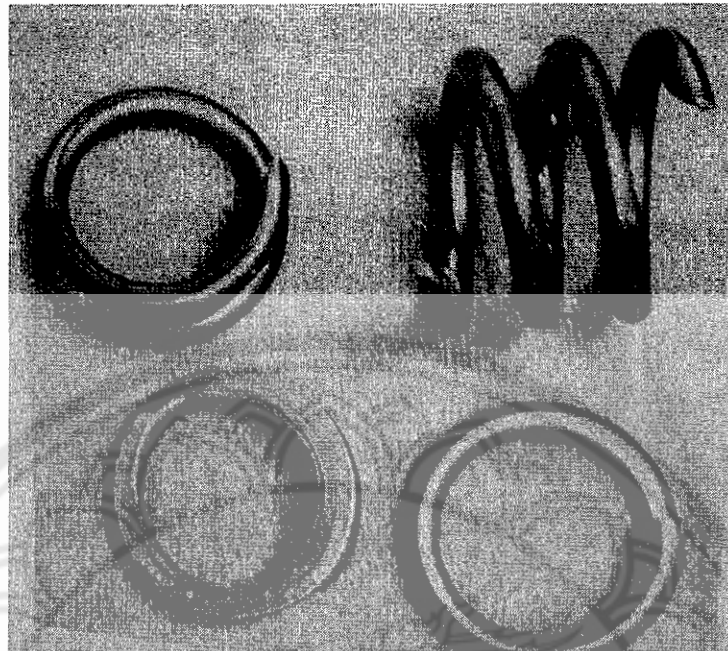
สายพานที่เคลื่อนที่ออกจากล้อขับจะมีค่าน้อยลงกว่าความเร็วขณะเข้าสู่พูลเลย์ ในทำนองเดียวกันความเร็วของสายพานจะเพิ่มขึ้นในช่วงส่วนโค้งสัมผัสของล้อตามเมื่อแรงดึงในสายเพิ่มขึ้นเท่ากับแรงดึงในด้านตึงและสายพานที่เคลื่อนที่ตามออกมาก็จะยึดตัวจนมีความยาวเท่าเดิม ปรากฏการณ์ที่สายพานเปลี่ยนความเร็วเป็นความเร็วที่ช้าลงบนล้อขับ และเพิ่มความเร็วบนล้อตามเรียกว่า การครีพ(Creep)

เมื่อแรงภายนอกเพิ่มขึ้นโดยไม่เพิ่มแรงดึงขั้นต้นในสายพาน สายพานทุกส่วนจะเกิดการเปลี่ยนแปลงแรงดึงในตัวสายพานเมื่อเริ่มเข้าสู่โค้งสัมผัส ถ้าแรงภายนอกมากเกินไปพอ ส่วนโค้งที่เกิดการครีพอาจจะเท่ากับส่วนโค้งสัมผัส ดังนั้นจึงเกิดการสลিপ(Slip) ขึ้น การสลিপอาจเกิดขึ้นบนพูลเลย์เพียงล้อเดียว ส่วนการเกิดครีพจำเป็นจะต้องเกิดขึ้นเท่ากันบนพูลเลย์ทั้งสองตัว

การออกแบบการขับด้วยสายพานที่ดี เมื่อทำงานในสภาวะปกติไม่ควรเกิดการ สลিপ แต่การครีพจะเกิดขึ้นเสมอไม่ว่าจะเป็นสายพานชนิดใด การเกิดครีพและการสลิปทำให้สูญเสียกำลังงานและความเร็ว แต่การสูญเสียที่เกิดจากการครีพมีค่าน้อยมาก การสลิปอาจทำให้เกิดความร้อนมากเกินไปจะทำให้ผิวหน้าสายพานเสียหายได้ ดังนั้นจึงควรระมัดระวังไม่ให้เกิดการสลิป การไม่ให้เกิดการสลิปทำได้ด้วยการดึงสายพานให้ตึงเพียงพอก่อนการใช้งานก็ช่วยในการแก้การสลิปได้

2.6 ทฤษฎีจุดวิกฤติความถี่ของสปริงขด

ถ้าปลายข้างหนึ่งของสปริงขดรับแรงอัดวางอยู่บนพื้นผิวราบที่แข็งเกร็ง และมีแรงกระทำอย่างทันทีทันใดที่ปลายด้านหนึ่ง แรงกระทำจะถูกส่งถ่ายอาการยุบตัวไปยังสปริงขดที่อยู่ถัดไปทำให้เกิดคลื่นการอัดเคลื่อนตัวไปตามแนวความยาวของสปริงขด และเมื่อคลื่นแรงอัดเคลื่อนที่ไปจนถึงปลายด้านที่วางอยู่บนพื้นผิวราบแข็งเกร็ง คลื่นแรงอัดสะท้อนกลับไปยังปลายด้านที่รับแรงกระทำ อาการในลักษณะนี้เรียกว่า การเกิดคลื่นสปริง(Spring Surge) และถ้าไม่มีการหน่วงคลื่นสปริงนี้จะเคลื่อนที่ไป – มาอย่างไม่มีที่สิ้นสุด การเกิดคลื่นสปริงอย่างรุนแรงของสปริงล้นในเครื่องยนต์จะทำให้สปริงกระดกไม่สัมผัสกับแผ่นปิดปลาย จึงเกิดความเค้นสะสมอยู่สูงและทำให้สปริงเกิดความเสียหายในที่สุด ดังแสดงในรูป 2.12



รูปที่ 2.12 รูปแสดงความเสียหายของสปริง

(ที่มา : Mechanical Engineering Design seven edition, Joseph E. Shigley Charles R. Mischke and Richard G. Budynas)

บริษัทผู้ผลิตสปริงได้นำอาการเคลื่อนที่ของคลื่นในสปริงมาพิจารณาในการผลิตสปริง เพื่อหลีกเลี่ยงความเสียหายที่เกิดจากการเกิดคลื่นสปริง โดยวิศวกรผู้ออกแบบจะต้องมั่นใจว่า ขนาดของสปริงขดที่ออกแบบจะต้องไม่ก่อให้เกิดความถี่ธรรมชาติใกล้เคียงกับความถี่ของคลื่นสปริงที่เกิดจากแรงกระทำ มิฉะนั้นจะเกิดการสั่นสะเทือนร่วมกัน (Resonance) และทำให้เกิดความเสียหาย ในการออกแบบจึงแนะนำให้ใช้ความถี่ธรรมชาติของสปริงให้มีค่าอยู่ในช่วง 15 – 20 เท่าของความถี่คลื่นสปริงซึ่งเกิดจากแรงกระทำ ซึ่งมีสมการดังนี้

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{w}{kg l^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (2.42)$$

- เมื่อ
- k = ค่าคงที่ของสปริง
 - g = อัตราเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก
 - l = ความยาวของสปริง
 - W = น้ำหนักส่วนที่ทำงานของสปริง
 - X = ระยะตามแนวแกนของสปริง
 - u = การเคลื่อนที่ใดๆ ที่ระยะ x

ผลลัพธ์ที่ได้จากสมการนี้จะเป็นการเคลื่อนที่ของคลื่นแบบฮาร์โมนิก และขึ้นอยู่กับคุณสมบัติทางกายภาพของสปริง รวมทั้งเงื่อนไขลักษณะของปลายสปริงขด ซึ่งความถี่ธรรมชาติของคลื่นสปริงในหน่วยเป็นเรเดียนต่อวินาที เมื่อสปริงวางอยู่ระหว่างแผ่นราบที่ขนานกัน หาได้จาก

$$\omega = m\pi\sqrt{\frac{kg}{W}} \quad \text{เมื่อ } m = 1, 2, 3, \dots \quad (2.43)$$

ถ้าสมมติว่าปลายของสปริงขดถูกยึดติดกับแผ่นราบ ความถี่ธรรมชาติพื้นฐานหาได้โดยใช้ค่า $m = 1$ ส่วนความถี่ฮาร์โมนิกที่ 1, 2, ก็หาได้โดยใช้ค่า $m = 2, 3, \dots$ ตามลำดับ อย่างไรก็ตามเรามักจะให้ความสนใจกับเรื่องของความถี่ในหน่วยรอบต่อวินาที และเนื่องจาก $\omega = 2\pi f$ ดังนั้น ความถี่ธรรมชาติพื้นฐานจึงมีค่าเท่ากับ

$$f = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{kg}{W}} \quad (2.44)$$

