บทที่ 2
หลักการและทฤษฎี

2.1 การขนถ่ายวัสดุด้วยลม

ระบบการขนถ่ายวัสดุด้วยลมเหมาะสำหรับการขนถ่ายวัสดุปริมาณมวล (bulk materials) ซึ่งเป็นวัสดุในรูปของเมล็ดและผง โดยจะขนถ่ายวัสดุไปตามท่อลำเลียงด้วยลมที่มีความดัน สำหรับการเลือกที่จะใช้ระบบการขนถ่ายวัสดุจำเป็นที่จะต้องทำการศึกษาถึงข้อดีและข้อเสียของระบบ สำหรับข้อดีและข้อเสียของการขนถ่ายวัสดุด้วยลมคือ

ข้อดี

1. ให้ความปลอดภัยกับผู้ปฏิบัติงานสูงเมื่อเทียบกับระบบการขนถ่ายวัสดุแบบอื่น เพราะเป็นระบบปิด และลดอันตรายจากฝุ่นละอองหรือสารพิษต่าง ๆ
2. ช่วยทำให้สภาพการทำงานปลอดภัยยิ่งขึ้น เพราะวัสดุอยู่ในท่อมิดชิด และลดเสียงดังขณะขนถ่ายวัสดุด้วย
3. ต้นทุนของสินค้าต่ำลง เนื่องจากไม่ต้องใช้ภาชนะบรรจุ
4. ประหยัดค่าแรงงานในการขนถ่ายวัสดุ เนื่องจากไม่ต้องใช้คนงานช่วยในการขนถ่ายวัสดุ
5. ลดการสูญเสียวัสดุจากการรั่วหรือตกค้างในภาชนะบรรจุ
6. บำรุงรักษาและควบคุมได้ง่าย เพราะสามารถทำงานด้วยระบบควบคุมแบบอัตโนมัติได้
7. ปรับเปลี่ยนทิศทางของท่อขนถ่ายวัสดุ

ข้อเสีย

1. ใช้กำลังงานในการขนถ่ายวัสดุสูง
2. อาจเกิดการสึกหรอของอุปกรณ์ได้ง่าย เมื่อใช้กับวัสดุที่มีความแหลมคม
3. การออกแบบที่ไม่ถูกต้องตามหลักวิศวกรรมก็อาจทำให้วัสดุเกิดการแตกหักและเสียหายได้
4. ระยะทางในการขนถ่ายวัสดุจำกัด

ระบบการขนถ่ายวัสดุด้วยลมสามารถแบ่งตามลักษณะได้ดังนี้

2.1.1 แบ่งตามลักษณะการไหลของวัสดุ

โดยจะใช้ค่าความหนาแน่นของส่วนผสม (Phase density) เป็นตัวแยกความแตกต่าง โดยความหนาแน่นของส่วนผสมจะเป็นอัตราส่วนระหว่าง อัตราการไหลของมวลอากาศ

$$\mu = \frac{m_s}{m_a} \qquad (2.1)$$

โดย μ = อัตราส่วนระหว่างวัสดุกับอากาศ

m_s = อัตราการขนถ่ายวัสดุ (kg /sec)

m_a = อัตราการไหลของอากาศ (kg / sec)

ลักษณะการไหลของวัสดุในท่อจะแบ่งออกได้ 2 แบบ คือ

2.1.1.1 การไหลแบบเบาบาง (Dilute phase or Lean phase) จะใช้ปริมาณอากาศมากกว่าแบบอื่น ทำให้มีความเร็วในท่อสูง แต่ความดันต่ำในระบบต่ำกว่าแบบอื่น โดยทั่วไปจะมีค่า μ ไม่เกิน 15 ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุด้วย

2.1.1.2 การไหลแบบหนาแน่น (Dense phase) จะใช้ปริมาณอากาศน้อยกว่าการไหลแบบเบาบาง ทำให้ความเร็วในท่อต่ำ แต่ความดันในระบบสูงกว่าการไหลแบบเบาบาง และมีการไหลของวัสดุไม่ต่อเนื่อง โดยทั่วไปจะมี ค่า μ มากกว่า 15 ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุด้วย

2.1.1.3 การไหลแบบผสมหรือแบบไม่คงตัว (Unstable area) วัสดุจะเกิดการไหลแบบหนาแน่นและเบาบางสลับกันไป ทำให้ท่อเกิดการสั่นสะเทือนขึ้น ซึ่งไม่เหมาะที่จะขนถ่ายวัสดุ

2.1.2. แบ่งตามความดันของระบบ

การแบ่งระบบขนถ่ายวัสดุด้วยลมตามความดันของระบบ แบ่งได้ดังนี้

2.1.2.1 ระบบสุญญากาศ (vacuum system) เป็นระบบที่เหมาะกับการขนถ่ายวัสดุจากแหล่งต้นทางไปยังแหล่งปลายทางแห่งเดียว เป็นระบบที่ต้องใช้ความเร็วในการขนถ่ายวัสดุสูงกว่าระบบความดัน และใช้ความดันสุญญากาศไม่เกิน 12 in – Hg ข้อดีของระบบคือ ไม่มีปัญหาในการจ่ายวัสดุเข้าไปในระบบเพราะในท่อลำเลียงมีความดันต่ำกว่าบรรยากาศ แต่ข้อเสียคือใช้ความเร็วในการขนถ่ายวัสดุสูงกว่าระบบความดัน ทำให้ต้องใช้พลังงานมากกว่า และถ้ามีวัสดุไหลผ่านตัวแยกวัสดุไปได้ก็จะไปทำความเสียหายไปกับแหล่งจ่ายลมได้

2.1.2.2 ระบบความดัน (pressure system)ระบบนี้จะมีถังเก็บวัสดุที่มีตัวจ่ายวัสดุเพื่อจ่ายวัสดุเข้าไปในท่อลำเลียงพร้อมกับมีแหล่งจ่ายลมเป็นตัวจ่ายลมเข้าไปในท่อ เพื่อผสมกับวัสดุแล้วส่งวัสดุไปยังปลายทางที่มีหลายแห่งได้ ซึ่งแหล่งปลายทางแต่ละแห่งจะมีตัวแยกวัสดุออกจากอากาศ ข้อควรระวังสำหรับการขนถ่ายวัสดุด้วยระบบความดัน คือตัวจ่ายวัสดุอาจจะซึมรั่วแล้วย้อนกลับไปยังถังเก็บวัสดุได้ ซึ่งอาจทำให้ไม่สามารถขนถ่ายวัสดุได้ตามที่ต้องการ ทั้งนี้ ระบบความดันยังสามารถแบ่งออกตามระดับความดันได้ดังนี้

- ระบบความดันต่ำ
- ระบบความดันปานกลาง
- ระบบความดันสูง

2.1.2.3 ระบบผสมระหว่างระบบความดันกับระบบสุญญากาศ (combine system) ระบบนี้จะใช้แหล่งจ่ายลมเพียงตัวเดียวทำหน้าที่ทั้งดูดและเป่าวัสดุ จึงสามารถใช้ขนถ่ายวัสดุจากแหล่งต้นทางหลายแห่งไปยังแหล่งปลายทางหลายแห่งได้ โดยมีข้อดีคือใช้แหล่งจ่ายลมเพียงตัวเดียว ข้อเสียคือ ตัวจ่ายวัสดุเข้าไปในระบบ ความดันจะต้องสามารถป้องกันมิให้มีอากาศรั่วตรงรอบต่อของระบบความดันและรบบสุญญากาศได้ และระบบนี้จะมีความแตกต่างของความดันที่ตัวจ่ายวัสดุมาก จึงอาจจะมีอากาศรั่วจากระบบความดันไปยังระบบสุญญากาศได้

โดยสรุปแล้ว ระบบสุญญากาศเป็นระบบที่มีความดันต่ำกว่าบรรยากาศ ซึ่งทำให้ลักษณะการไหลของวัสดุในท่อเป็นได้เฉพาะแบบเบาบางเท่านั้น และขนถ่ายวัสดุได้ระยะทางไม่ไกลมากนัก ส่วนในระบบความดันจะทำให้การไหลของวัสดุเป็นไปได้ทั้งแบบเบาบางและแบบหนาแน่น และขนถ่ายวัสดุได้ระยะทางทั้งใกล้และไกล โดยที่การไหลแบบหนาแน่นไม่สามารถขนถ่ายวัสดุได้ไกลมากนักเนื่องจากต้องใช้ความดันสูงมาก

การคำนวณจะเริ่มต้นด้วยการกำหนดขนาดของท่อขนถ่ายวัสดุ และอัตราส่วนระหว่างอัตราขนถ่ายวัสดุต่ออัตราการไหลของอากาศ (μ) นำไปแทนลงในสมการเพื่อหาความเร็วต่ำสุดที่จะขนถ่ายวัสดุไปได้ ซึ่งความเร็วนี้จะกำหนดค่าความเร็วในการขนถ่ายวัสดุอีกทีหนึ่ง ต่อจากนั้นจะนำความเร็วในการขนถ่ายวัสดุที่ได้ย้อนกลับไปคำนวณหาค่า μ ที่ถูกต้องอีกครั้งหนึ่ง ขั้นต่อมาจึงเป็นการคำนวณหาความดันสูญเสียในระบบ ถ้าความดันสูญเสียในระบบหลังจากคำนวณแล้วเสร็จมีค่ามากเกินไป จะต้องทำการคำนวณใหม่ด้วยการกำหนดขนาดของท่อขนถ่ายวัสดุให้ใหญ่ขึ้น

หลังจากทำการกำหนดขนาดท่อขนถ่ายวัสดุ และค่า m แล้วก็คำนวณหาค่าความเร็วต่ำสุดที่จะขนถ่ายวัสดุไปได้โดยจะมีสมการดังนี้คือ

จากสมการ (2.1)

$$\mu = \left[\left(\frac{1}{10^{X}} \right) \left(\frac{vst}{\sqrt{g \times D}} \right) \right]^{y} \quad (2.2)$$

$$x = (1.44 \times d) + 1.96 \quad (2.3)$$

$$y = (1.1 \times d) + 2.5 \quad (2.4)$$

โดย d = คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางวัสดุ (mm)

vst = คือความเร็วต่ำสุดที่จะขนถ่ายวัสดุในแนวนอน (m/sec)

D = คือขนาดท่อขนถ่ายวัสดุ (m)

μ = คืออัตราส่วนระหว่างวัสดุกับอากาศ

จากความเร็วขนถ่ายวัสดุจะใช้ความเร็วต่ำสุดที่จะขนถ่ายวัสดุในแนวนอน เนื่องจากจะมีค่ามากกว่าความเร็วต่ำสุดที่จะขนถ่ายวัสดุในแนวดิ่ง ซึ่งการไหลจะเป็นแบบเบาบาง โดยปกติค่า $\mu < 15$ และจะต้องใช้ความเร็วที่มีค่ามากกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณ ความเร็วลมที่คำนวณได้จะมีค่าเบี่ยงเบนไม่เกิน 60 เปอร์เซ็นต์ (ความเร็วลมที่ได้จริงจะต้องไม่มากกว่าหรือน้อยกว่าความเร็วลมที่คำนวณได้ อันเนื่องมาจากสาเหตุต่าง ๆ เช่น แรงเสียดทานภายในท่อลม) ส่วนในกรณีที่มีลักษณะการไหลแบบหนาแน่น โดยปกติค่า $\mu > 15$ และจะต้องใช้ความเร็วที่มีค่าต่ำกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณ สำหรับขนาดเฉลี่ยของวัสดุ (d) นั้นจะใช้เส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของวัสดุที่ต้องการขนถ่าย

ในการออกแบบจะเลือกใช้การขนถ่ายวัสดุด้วยลมแบบความดันต่ำ (Low-pressure system) การไหลของวัสดุในท่อลมเป็นแบบเบาบาง (Dilute phase) โดยเลือกค่า $\mu = 0.75$

2.2 พัดลมแรงเหวี่ยง (Centrifugal Fan)

2.2.1 หน้าที่และชนิดของพัดลมแรงเหวี่ยง

โดยทั่วไปพัดลมแบบแรงเหวี่ยงที่มีวงล้อที่กว้าง แต่มีขนาดเล็ก ผลิตปริมาตรกระแสอากาศจำนวนมาก ณ ความดันสถิตย์ต่ำ (ความเร็วจำเพาะสูง) ส่วนพัดลมที่มีวงล้อแคบขนาดใหญ่ให้ปริมาตรอากาศออกมาน้อย ณ ความดันสถิตย์ที่ค่อนข้างต่ำ (ความเร็วจำเพาะต่ำ) และเพื่อให้การใช้งานเป็นไปตามลักษณะที่ต้องการได้มีการออกแบบใบพัดของพัดลม เพื่อให้มีประสิทธิภาพของพัดลมชนิดนั้น ๆ มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้น แต่จะแตกต่าง ๆ กันตามรูปแบบใบพัดที่ได้ทำการ

ออกแบบไว้ และรูปแบบใบพัดที่แตกต่างกันจะมีความเหมาะสมกับการใช้งานที่แตกต่างกันอีกด้วย โดยลักษณะของลมที่วิ่งผ่านใบพัดในแนวรัศมีของใบ พัดลมแรงเหวี่ยงยังถูกจำแนกออกไปตามลักษณะชนิดของใบพัดได้ 3 ลักษณะใหญ่ ๆ คือ แบบใบพัดโค้งหน้า (Forwardcurved blade) แบบใบตรง (Radial or Straight blade) และแบบใบพัดโค้งหน้า (Backward-curved blade)

พัดลมแรงเหวี่ยงจะให้ความดันของลมในลักษณะแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง ซึ่งเกิดจากการหมุนเหวี่ยงก้อนอากาศที่ขับอยู่ระหว่างใบพัดกับตัวเรือนพัดลม พัดลมแรงเหวี่ยงจะถูกจำแนกชนิดตามลักษณะของใบพัด แบบใบพัดโค้งหน้าตัวใบพัดจะโค้งไปในทิศทางเดียวกันกับการหมุน สำหรับแบบใบพัดโค้งหลังตัวใบพัดจะโค้งสวนทางกับทิศทางการหมุน

ลักษณะความโค้งของตัวใบพัดแต่ละแบบนั้นจะให้รูปของกราฟแสดงกำลังม้าและความดันสถิต (Static pressure) แตกต่างกันอีกด้วย

Forwardcurved blade Backwardcurved blade Radial or Straight blade

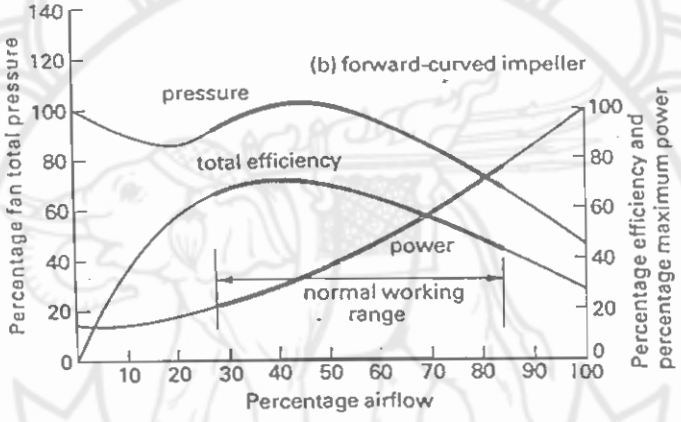
รูป 2.1 ลักษณะของใบพัดแบบพัดลมแรงเหวี่ยงแบบต่าง ๆ[7]

2.2.1.1 แบบใบพัดโค้งหน้า (Forwardcurved blade)

ลักษณะของลมที่วิ่งออกจากใบพัดจะวิ่งออกด้วยความเร็วสูงกว่า ความเร็วของปลายใบพัด ลมจึงได้รับพลังงานส่วนมากในรูปของความเร็ว ตัวใบพัดเองก็เป็นแอ่งโค้งไปข้างหน้า ดังนั้นสิ่งสกปรกจะสะสมตัวอยู่บนใบพัด สำหรับในสภาพงานและสมรรถนะอันเดียวกัน พัดลมแบบนี้ชุดใบพัดจะเล็กและมีรอบต่ำที่สุด ดังนั้นพัดลมจะเงียบและมีการสั่นสะเทือนน้อย ลักษณะตัวถังเป็นโกร่งรูปหอยโข่ง

พัดลมแบบโค้งไปด้านหน้า (Forwardcurved blade) ใช้ในงาน ลมดูดเข้าเตาหม้อน้ำ ลมดูดระบายออกจากเตาเผา เครื่องดูดฝุ่น การทำงานของพัดลมชนิดนี้จะมีเสียงเบาที่สุดเมื่อเทียบกับพัดลมชนิดอื่น ๆ แต่มีข้อเสีย คือมอเตอร์จะทำงานเกินกำลัง และมีช่วงการทำงานที่ไม่เสถียร

ใบพัดของพัดลมชนิดนี้มีใบละเอียดประมาณ 20 – 64 ซี่ เพลาใบพัดมีขนาดเล็ก หมุนด้วยความเร็วรอบสูงกว่าใบพัดรัศมีตรง ความเร็วลมที่เคลื่อนที่จะเร็วกว่าพัดลมใบพัดโค้งไปข้างหลัง พัดลมชนิดนี้เหมาะสมสำหรับการทำงานของพัดลมคือช่วงเปอร์เซ็นต์ของปริมาตรที่เปิดกว้างประมาณ 30 – 50 %



รูป 2.2 กราฟแสดงสมรรถนะของพัดลมแบบใบพัดโค้งหน้า[5]

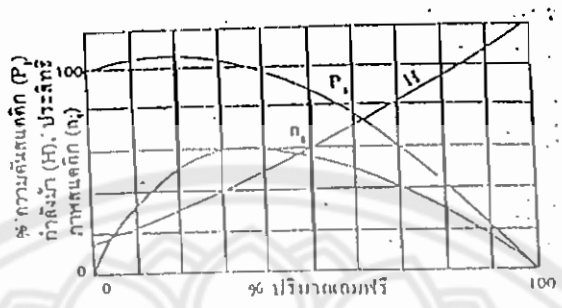
(ที่มา : Air Conditioning Engineering Fourth Edition ; WP Jones)

จากกราฟจะเห็นได้ว่า กราฟของความดันไม่ชันมากนัก กราฟจะลดลงเล็กน้อยทางด้านซ้ายของค่าความดันสูงสุด โดยที่ประสิทธิภาพสูงสุดจะเยื้องไปทางขวาที่ 3 – 40 % ของปริมาณลมฟรี กำลังม้าจะเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ เมื่อปริมาณลมมากขึ้น ดังนั้นการเลือกมอเตอร์ขับต้องคำนึงถึงเรื่องนี้ด้วย

การใช้งานของพัดลมชนิดนี้จะไปใช้ในระบบทำความร้อน ระบายอากาศ ปรับอากาศ ซึ่งไม่ต้องการความดันสูงมากนัก

2.2.1.2 แบบใบตรง (Radial or Straight blade)

ลักษณะของใบพัดเป็นแบบสร้างง่าย ๆ ซ่อมง่าย ตัวใบพัดมีความแข็งแรง มีประสิทธิภาพต่ำที่สุดในพวกพัดลมแรงเหวี่ยง ใบพัดมีทั้งแบบธรรมดาและแบบโค้งไปด้านหลัง โดยที่ปลายใบโค้งชี้ไปข้างหน้าเล็กน้อยตัวถังเป็นรูปโกร่งหอยโข่งเช่นกัน

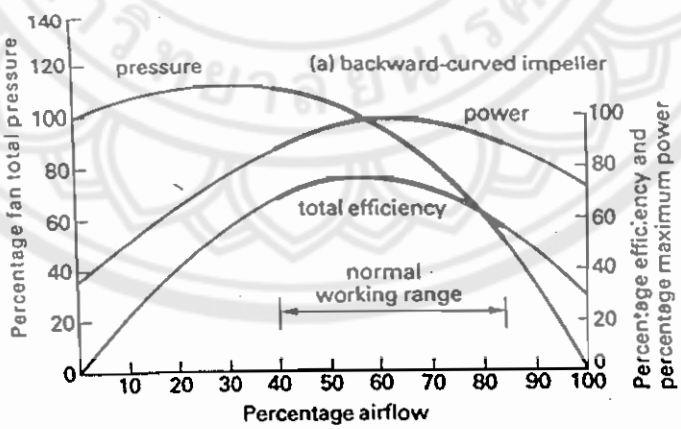


รูป 2.3 กราฟแสดงสมรรถนะของพัดลมแบบใบตรง[6]

การใช้งานของพัดลมชนิดนี้จะใช้ในการส่งวัสดุในอุตสาหกรรม ลมที่สิ่งแปลกปลอมในอากาศสูง เช่น ระบบเป่าลมในเตาเผาหม้อไอน้ำขนาดใหญ่ ระบบอุ่นอากาศ ระบบก๊าซร้อน และระบบดูดอากาศช่วยในเตาเผาหม้อไอน้ำ

2.2.1.3 แบบใบพัดโค้งหลัง (Backwardcurved blade)

ลักษณะของลมที่วิ่งออกจากใบพัด จะวิ่งออกด้วยความเร็วต่ำกว่าความเร็วของปลายใบพัด เมื่อเทียบกับใบพัดโดยทั่วไป พัดลมแบบใบพัดโค้งหลังจะมีประสิทธิภาพสูงกว่า เนื่องจากความลึกของไปพัดจะทำให้ลมขยายตัวอย่างมีประสิทธิภาพ ลักษณะของใบพัดจะมี 2 ลักษณะ คือแบบใบเป็นวัสดุแผ่นเดียวและแบบแอร์ฟอยล์

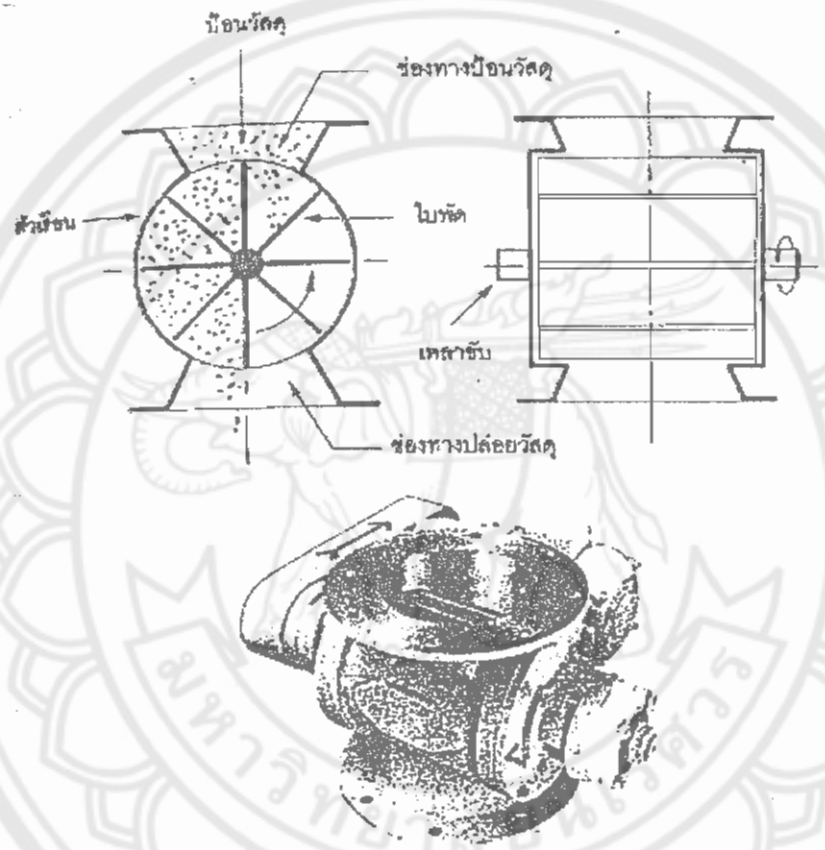


รูป 2.4 กราฟแสดงสมรรถนะของพัดลมแบบใบพัดโค้งหลัง[5]

พัดลมจะถูกใช้งานในระบบทำความร้อน ระบายอากาศ ปรับอากาศขนาดใหญ่ที่คำนึงเรื่องการประหยัดกำลังเป็นสำคัญ

สำหรับการออกแบบจะเลือกใช้พัดลมแรงเหวี่ยงใบพัดโค้งหน้า เนื่องจากเป็นชนิดที่มีไม่เกิดเสียงดังมาก สั่นสะเทือนน้อย และความเร็วลมที่ได้ออกมาสูง มีขนาดที่กระทัดรัด

2.3 วาล์วหมุนจ่าย



รูป 2.5 ลักษณะการทำงาน และส่วนประกอบ วาล์วจ่ายแบบหมุน[4]

อุปกรณ์ป้อนจ่ายวัสดุที่ใช้กับระบบการขนถ่ายวัสดุด้วยลมมีอยู่หลายชนิดแต่ละชนิดจะต้องมีความสามารถในการป้อนจ่ายวัสดุปริมาณมวลในปริมาณที่ถูกต้องแม่นยำ จากส่วนปล่อยวัสดุของภาชนะบรรจุ ที่มีความดันระดับหนึ่งเข้าสู่ระบบการขนถ่ายวัสดุด้วยลมที่มีความดันอีกระดับหนึ่งที่สูงกว่า โดยทั่วไปแล้วในระบบการขนถ่ายวัสดุด้วยลมชนิดเบาบาง (Dilute phase) ซึ่งมีทั้งประความดันบวกและความดันลม นิยมใช้อุปกรณ์ป้อนจ่ายวัสดุที่เรียกว่า วาล์วหมุนจ่าย (rotary valve)

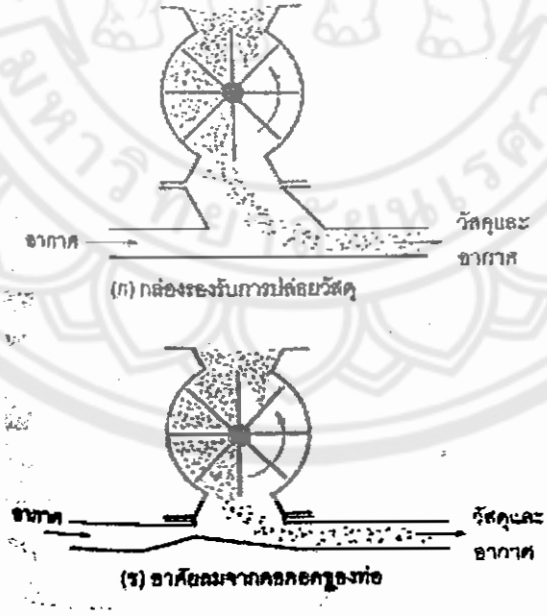
2.3.1 ชนิดของวาล์วหมุนจ่าย

2.3.1.1 วาล์วหมุนจ่ายแบบปล่อยให้วัสดุไหลตกผ่าน (drop – through valve) วาล์วชนิดนี้จะเหมาะสำหรับการขนถ่ายวัสดุที่มีคุณสมบัติไหลได้อย่างอิสระ โดยมีเนื้อที่สำหรับรองรับวัสดุอยู่บริเวณด้านใต้ชุดใบพัด สำหรับการปล่อยวัสดุโดยใช้วาล์วหมุนจ่ายชนิดนี้ สามารถจำแนกได้เป็น 2 ลักษณะ คือ

- กล่องรองรับการปล่อยวัสดุ (drop – out box) เป็นลักษณะการป้อนจ่ายวัสดุที่มีลักษณะเป็นมวลเมล็ด โดยจัดให้มีกล่องรองรับการปล่อยวัสดุใต้วาล์วหมุนจ่ายที่มีปริมาตรมาก ๆ

- อาศัยลมจากคอคอดของท่อ (venturi entrainer) เป็นลักษณะการป้อนจ่ายวัสดุที่เหมาะสมกับวัสดุที่มีลักษณะเป็นผงละเอียด เช่น แป้ง การลดพื้นที่หน้าตัดของท่อให้เป็นคอคอดจะทำให้ความเร็วของลมที่ใช้ในการขนถ่ายวัสดุมีค่าเพิ่มขึ้นและความดันลดลง ซึ่งการลดความดันจะทำให้อัตราการรั่วไหลของลมที่ไหลผ่านวาล์วหมุนจ่ายมีค่าลดลง

2.3.1.2 วาล์วหมุนจ่ายแบบอาศัยลมช่วยป้อนจ่ายร่วมกับการปล่อยให้วัสดุไหลตกผ่าน (blow – though valve) มีลักษณะการทำงานโดยอาศัยลมที่ไหลผ่านวาล์วร่วมกับการปล่อยวัสดุให้ไหลผ่าน ซึ่งเป็นการป้อนจ่ายวัสดุเข้าสู่ระบบท่อของการขนถ่ายวัสดุด้วยลม โดยเหมาะสำหรับการป้อนจ่ายวัสดุปริมาณมวลที่มีความหนืดหรือวัสดุที่มีการยึดเกาะตัวสูง (cohesive material)



รูป 2.6 วาล์วหมุนจ่ายแบบปล่อยให้วัสดุไหลตกผ่าน (drop – through valve)[4]

ก) แบบกล่องรองรับการปล่อยวัสดุ ข) แบบอาศัยลมจากคอคอดของท่อ

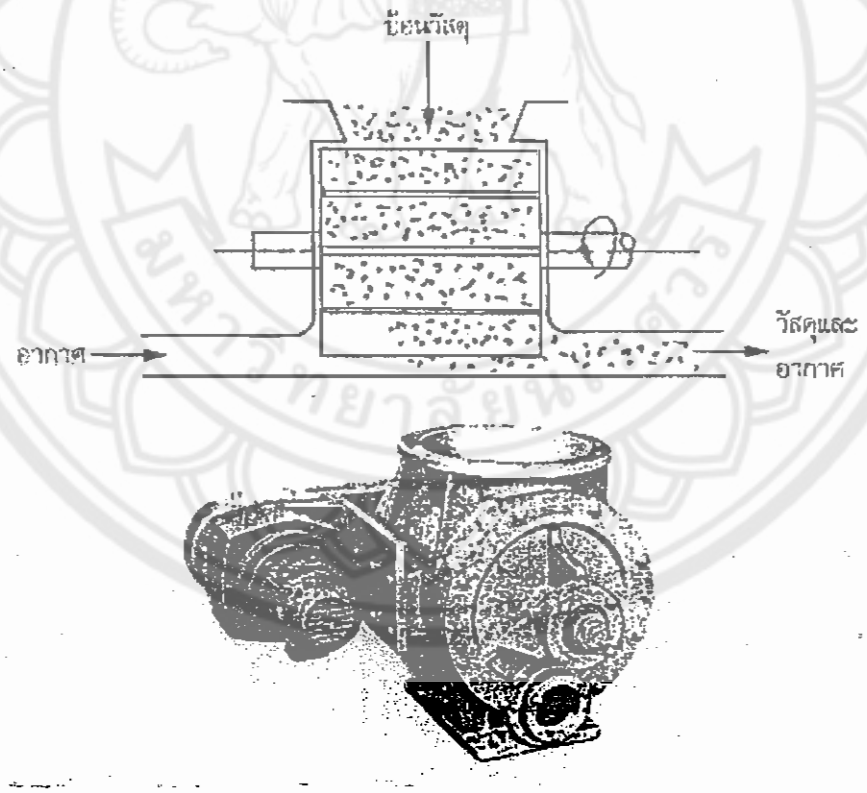
วาล์วหมุนจ่ายจะมีส่วนประกอบพื้นฐานที่สำคัญสองส่วน คือ ส่วนที่หมุน หรือชุดใบพัด (rotary) และส่วนตัวเรือน (housing)

2.3.2 การออกแบบและการสร้างวาล์วหมุนจ่าย

1 ชุดใบพัด (rotor) ซึ่งสามารถจำแนกได้สองชนิด คือ ชุดใบพัดแบบปลายปิด (close – end rotor) และชุดใบพัดแบบปลายเปิด (open – end rotor) ซึ่งชุดใบพัดแบบปลายเปิดจะสามารถสร้างได้ง่ายกว่า แต่มีข้อเสียคือ

- เมื่อป้อนจ่ายวัสดุที่มีความแหลมคมจะทำให้เกิดการสึกหรอขึ้นได้ง่ายที่ตัวเรือนและฝาปิดข้าง
- ชุดใบพัดแบบปลายเปิดจะมีความแข็งไม่มากเท่าที่ควร

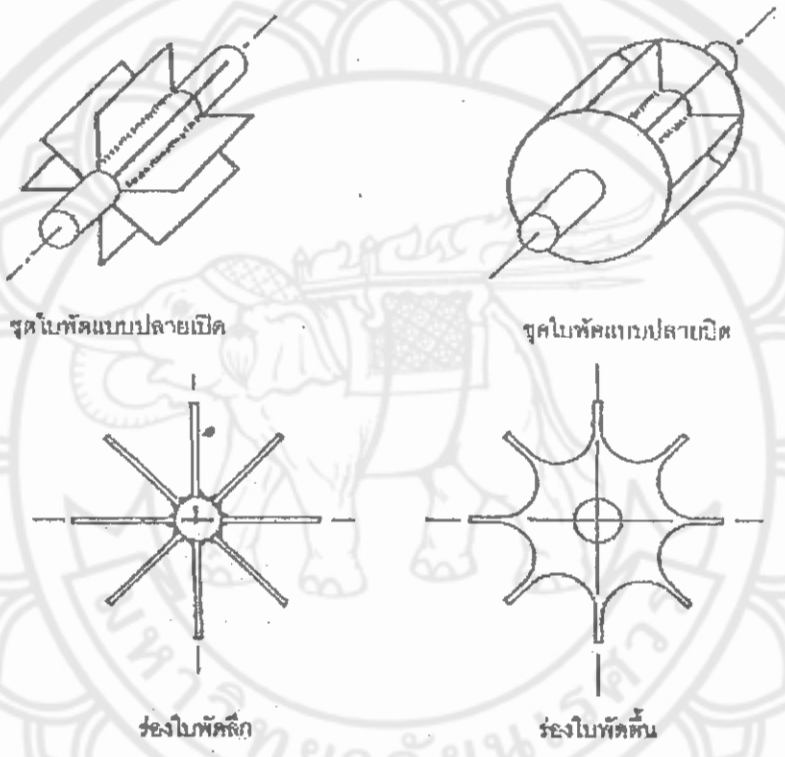
สำหรับชุดใบพัดแบบปลายปิดจะมีความแข็งแรงมากกว่าชุดใบพัดแบบเปิดแต่ไม่สามารถใช้ได้กับวาล์วหมุนจ่าย แบบอาศัยลมช่วยป้อนร่วมกับกับการปล่อยให้วัสดุตกผ่าน



รูป 2.7 ชุดใบพัด (rotary) และส่วนตัวเรือน (housing)[4]

ลักษณะของชุดใบพัด แยกได้ สองแบบคือ

- ชุดใบพัดแบบแผ่นใบลึก (deep – pocket) เหมาะสำหรับวัสดุที่ไหลได้อย่างอิสระชุดใบ-
- พัดแบบแผ่นใบตื้น (shallow – pocket) เหมาะสำหรับวัสดุที่มีความหนืดและไหลยาก



รูป 2.8 ชุดใบพัด (rotor) และลักษณะของชุดใบพัด[4]

2 จำนวนใบพัด ด้วยเหตุที่ระยะห่างระหว่างใบพัดและตัวเรือนจะต้องมีค่าน้อยมาก เพื่อกำจัดการรั่วไหลของลม ดังนั้นการเพิ่มจำนวนของใบพัดจะสามารถช่วยลดการรั่วไหลของลมได้ แต่อย่างไรก็ดียังมีขอบเขตจำกัดในการสร้างจำนวนใบของชุดใบพัดที่จะนำมาใช้ในการป้อนจ่ายวัสดุ ถ้ามีจำนวนใบพัดมากจะทำให้มุมระหว่างใบพัดมีค่าน้อย และวัสดุจะติดกับตัวใบพัดได้ง่าย ทำให้ยากต่อการทำความสะอาด โดยทั่วไปแล้วจำนวนของใบพัดที่มีความเหมาะสมจะอยู่ระหว่าง 8 – 10 ใบ เมื่อตัวเรือนของวาล์วหมุนจ่ายมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในระหว่าง 30 ถึง 200 มิลลิเมตร

3 ระยะห่างระหว่างชุดใบพัดและตัวเรือน จะมีผลกระทบต่อการใช้งานของวาล์วหมุนจ่ายเป็นอย่างมาก ถ้าระยะห่างมีค่ามากจะทำให้อัตราการรั่วไหลของลมมีค่ามากตามไปด้วย และเพื่อให้เกิดอัตราการรั่วไหลของลมมีค่าน้อยที่สุด ผู้ผลิตจะสร้างวาล์วหมุนจ่ายให้มีระยะห่างน้อยที่สุดเท่าที่จะสามารถทำได้ ระยะห่างที่เหมาะสมควรจะอยู่ระหว่าง 0.07 มิลลิเมตร ถึง 0.15 มิลลิเมตร การสร้างชุดใบพัดที่ระยะห่างมีค่าน้อยกว่านี้จะเป็นการเพิ่มต้นทุนการผลิต และอาจทำให้เกิดการติดขัดระหว่างชุดใบพัดกับตัวเรือน เมื่อชุดใบพัดเกิดการโก่งภายใต้ความดัน ซึ่งผู้ผลิตจะสร้างวาล์วหมุนจ่ายให้มีระยะห่างระหว่างชุดใบพัดและตัวเรือนที่พอเหมาะ เพื่อไม่ให้ปีกของชุดใบพัดสัมผัสกับตัวเรือน โดยทั่วไปแล้วจะจำกัดความดันให้อยู่ในระดับที่ต่ำ คือน้อยกว่า 25 kPag ด้วยเหตุที่การรั่วไหลของลมที่ระดับความดันสูงจะทำให้เกิดการโก่งงอของปีกชุดใบพัด และเป็นสาเหตุให้ประสิทธิภาพในการทำงานของวาล์วหมุนจ่ายลดลง ในการป้อนจ่ายวัสดุที่มีความแหลมคมและเหนียวที่สามารถเกาะติดบริเวณที่ยึดชุดใบพัดจะสามารถป้อนจ่ายวัสดุได้โดยการออกแบบชุดใบพัดชนิดพิเศษ ด้วยการติดตั้งตัวขูดหรือใบมีดขูด (scraper) เพื่อใช้ขูดวัสดุออกอย่างต่อเนื่อง

4 แบริ่ง เป็นชิ้นส่วนที่มีความสำคัญสำหรับวาล์วหมุนจ่ายที่ใช้ในระบบความดันบวก นั่นคือ ควรจะติดตั้งแบริงกับส่วนนอกของตัวเรือน เพื่อลดโอกาสที่ฝุ่นผลจะรั่วไหลติดมาพร้อมกับลมตามแนวแกนเพลาและตัวแบริง ซึ่งจะเป็นสาเหตุทำให้แบริงมีอายุการใช้งานสั้นลง

ในการหาอัตราการป้อนจ่ายวัสดุ (m_s) สามารถคำนวณได้จากสมการดังนี้

$$m_s = \rho_b \times V \times n \times N \qquad (2.5)$$

โดย m_s = อัตราการขนถ่ายวัสดุ (kg/sec)

ρ_b = ความหนาแน่นของวัสดุ (kg/ m^3)

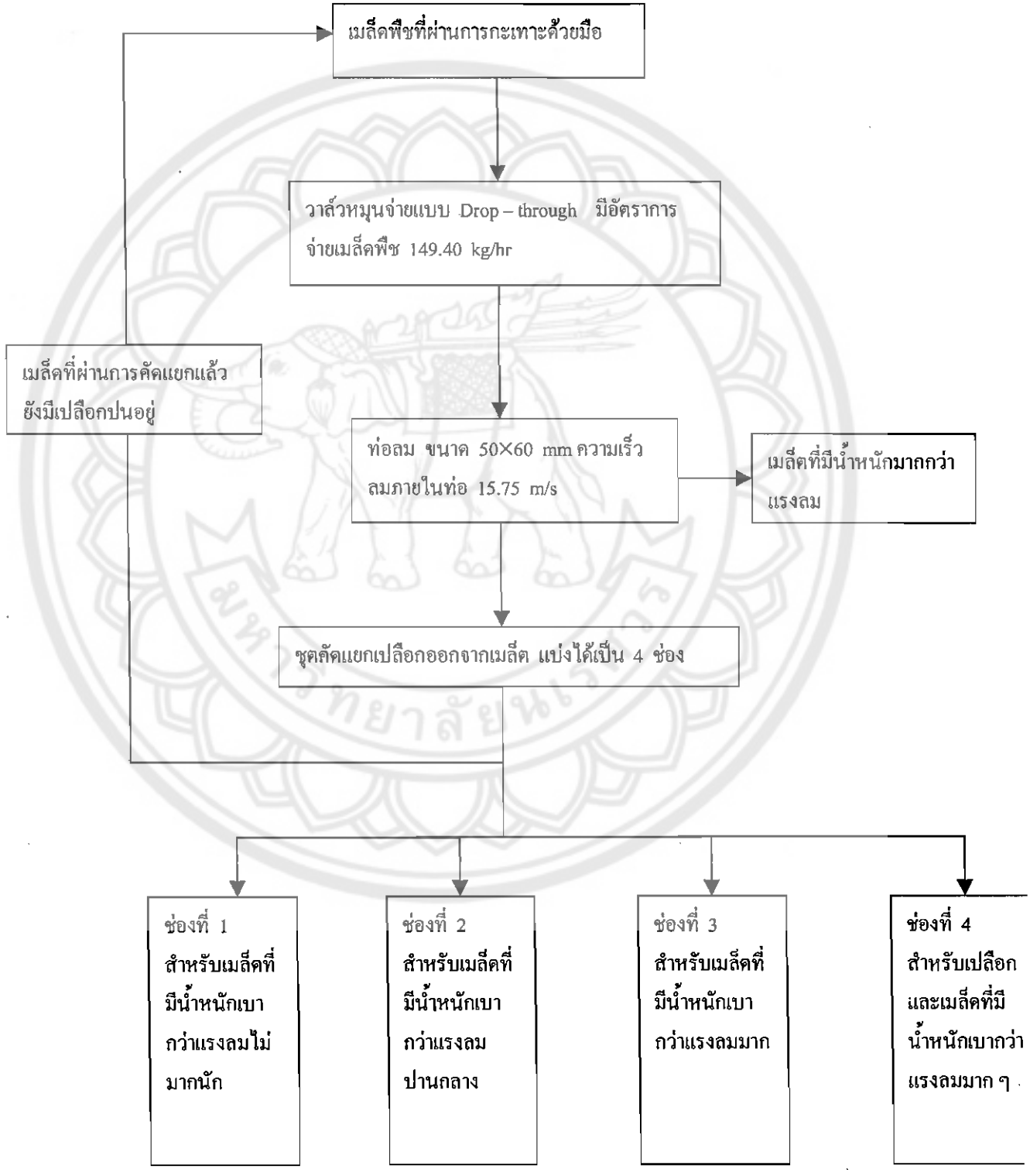
V = ปริมาตรของแต่ละร่องใบพัด (m^3)

n = จำนวนใบพัด

N = ความเร็วรอบของชุดใบพัด (rpm)

2.4 หลักการทำงานของเครื่อง

จากหลักการที่กล่าวข้างต้นจะทำการออกแบบชุดแยกเปลือกออกจากเมล็ดที่ผ่านการกะเทาะได้โดยทำการออกแบบตามแผนภาพด้านล่าง



2.5 ระบบส่งกำลัง

ระบบส่งกำลังเป็นกลไกในการถ่ายทอดกำลังจากเครื่องยนต์หรือเครื่องจักรต้นกำลัง เพื่อนำเอากำลังงานไปใช้ในการขับเคลื่อนอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบการทำงาน การส่งกำลังสามารถทำได้หลายวิธีโดยใช้อุปกรณ์ที่แตกต่างกัน เช่น การส่งกำลังด้วยโซ่ การส่งกำลังด้วยระบบเฟือง การส่งกำลังด้วยสายพาน หรือการส่งกำลังแบบอื่นๆ โดยแต่ละวิธีจะมีข้อดีและข้อเสียต่างกันไป

2.5.1. การคำนวณหาขนาดเพลา

เพลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด แรงดัด หรือรับภาระผสม ทั้งยังมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลาทำให้เพลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะดังกล่าว นอกจากนี้เพลายังจะต้องมีความแข็งเกร็ง (Rigidity) เพียงพอ เพื่อลดมุมบิดภายในเพลาให้อยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะ ระยะโก่ง (Deflection) ของเพลาก็เป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดเพลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลามีระยะโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุน ทำให้ความเร็ววิกฤต (Critical Speed) ของเพลาลดลง ซึ่งอาจทำให้เพลามีการสั่นอย่างรุนแรงในขณะที่ความเร็วของเพลาเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดของที่รองรับเพลา เช่น บอลแบริ่ง (Ball Bearing) ก็ต้องมีการเยื้องแนว (Misalignment) ในการใช้งานที่พอเหมาะกับเพลาด้วย

2.5.1.1 วัสดุเพลา วัสดุที่ใช้ทำเลาทั่วไปคือเหล็กกล้าละมุน (Mild Steel) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้วมักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลา เช่น AISI 1347 3140 4150 4340 เป็นต้น

2.5.1.2 ขนาดของเพลา เพื่อให้เพลามีมาตรฐานเหมือนกัน องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศจึงได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลาซึ่งเป็นขนาดระบุ (Nominal Size) ใน OSO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบริ่งที่ใช้รองรับเพลาด้วย ขนาดระบุของเพลาดังแสดงในตาราง 2.1

ตาราง 2.1 แสดงขนาดระบุของเพลาตามมาตรฐาน ISO/R 775-1969[1]

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	

2.5.1.3 การพิจารณาในการออกแบบเพลา ถึงแม้ว่าจะไม่มีมาตรฐานสำหรับพิกัดมุมบิดของเพลาไว้ก็ตาม ในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มุมบิดของเพลาในเครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.3 องศาต่อความยาวเพลา 1 m สำหรับเพลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มีมุมบิดได้ถึง 1 องศาต่อความยาวเพลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลา สำหรับเพลาเครื่องจักรกลทั่วไปค่าระยะโก่งระหว่างจุดที่รองรับด้วยแบริ่งควรจะไม่เกิน 0.08 mm/m

2.5.1.4 การออกแบบเพลาตามโค้ดของ ASME เพลาส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้เพราะเพลาหมุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจจะเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาก็ได้ ดังนั้นเพลาจึงเกิดความเสียหายเนื่องจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิตยศาสตร์ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (Fatigue Factor) มาเกี่ยวข้องด้วย

กำหนดให้ C_m = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการดัด

C_t = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

สมการการคำนวณเพลา

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau_d\left(1-K^4\right)}\left[\left(C_1T\right)^2+\left[\frac{aFd\left(1+K^2\right)}{8}+C_mM\right]^2\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (2.6)$$

โดย $K = d_1/d$

ในกรณีที่ไม่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการจะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau_d\left(1-K^4\right)}\left[\left(C_1T\right)^2+\left(C_mM\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (2.7)$$

ในกรณีของเพลาตัน $K = d_1$ $d = 0$ เมื่อแทนค่าลงในสมการจะได้สมการที่มีรูปคล้ายกับในหนังสือกลศาสตร์วัสดุทั่วไป คือ

$$d_o^3 = \frac{16}{\pi\tau_d}\left[\left(C_1T\right)^2+\left(C_mM\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (2.8)$$

โดย d_o = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก

d_1 = เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน

T = แรงบิดที่เกิดขึ้นในเพลา

M = โมเมนต์ที่เกิดขึ้นในเพลา

τ_d = ความเค้นเฉือนใช้งาน

ค่าตัวประกอบความล้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ ซึ่งดูได้จากตารางนี้

ตาราง 2.2 ตารางแสดงความล้า[1]

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

สำหรับตัวประกอบของการโก่งงอ ASME ได้แนะนำให้ใช้ค่าดังนี้

$$\alpha = 1 \qquad \text{เมื่อ F เป็นแรงดึง} \qquad (2.9)$$

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044\,(L/K)} \qquad \text{เมื่อ } L/k \leq 115 \qquad (2.10)$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y\,(L/K)^2}{\pi^2 nE} \qquad \text{เมื่อ } L/k \geq 115 \qquad (2.11)$$

โดย n = 1.00 เมื่อปลายเป็นแบบ SS

n = 2.25 เมื่อปลายเป็นแบบ CC

n = 1.60 เมื่อปลายเพลาถูกขืนเป็นบางส่วน (Partially Restrained)

L = ความยาวจริงของเพลา

k = รัศมีไจเรชัน

σ_y = ความต้านทานแรงดึงคราก

นอกจากนี้โค้ดของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลาซึ่งใช้อยู่ในงานธรรมดาทั่วไปควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

$\tau_d = 55$ /mm^2 สำหรับเพลาที่ไม่มีร้องลิ่ม

$\tau_d = 41$ /mm^2 สำหรับเพลาที่มีร้องลิ่ม

แต่ถ้ากำหนดวัสดุของเพลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะให้ใช้ค่าความเค้นเฉือน จากสมการต่อไปนี้โดยเลือกใช้ค่าน้อยมาคำนวณ คือ

$\tau_d = 0.3\ \sigma_y$ หรือ $\tau_d = 0.18\ \sigma_u$

และถ้าเพลามีร่องลิ่มให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75% ของสมการดังกล่าว

2.5.2 สายพาน

การส่งกำลังแบบสายพานเป็นการส่งกำลังที่นิยมใช้ มีราคาถูก และใช้งานง่าย เพราะเป็นการส่งกำลังแบบอ่อนตัวได้ (Flexible) จึงสามารถรับแรงกระตุกและการสั่นสะเทือนได้ดี ขณะใช้งานไม่มีเสียงดัง ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำ เป็นต้น แต่มีข้อเสียคือ อัตราทดไม่แน่นอนนักเนื่องมาจากสลิป (Slip) และการครีพ (Creep) ของสายพาน และต้องมีการปรับระยะห่างระหว่างเพลาหรือปรับแรงดึงในสายพานระหว่างใช้งาน นอกจากนั้นยังไม่สามารถใช้กับอัตราทดสูงมากได้ ซึ่งมักใช้กับอัตราทดไม่เกิด

2.5.2.1 ชนิดและวัสดุสายพาน

สายพานแบ่งออกเป็น 4 ชนิดตามลักษณะหน้าตัดของสายพาน คือ สายพานแบน (Flat Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมพื้นผ้า สายพานลิ่ม (V - Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู สายพานกลม (ropes) มีหน้าตัดเป็นรูปวงกลม และไทม์มิงเบ็ลท์ (Timing Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู แต่จะทำเป็นร่องคล้ายฟันเฟืองตลอดความยาวของสายพาน สายพานแต่ละชนิดจะมีลักษณะในการใช้งานต่างกัน

วัสดุที่ใช้ทำสายพานจะต้องมีค่าความด้านทานสูง (Strength) สามารถบิดตัวได้ดี และจะต้องมีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสสูง

วัสดุที่ใช้ทำสายพานซึ่งใช้งานกันมากก็คือ หนัง (Oak – tanned Leather) แต่ถ้าเป็นการใช้งานเป็นพิเศษ เช่น อยู่ในบรรยากาศที่มีความชื้น มีไอของสารเคมี หรือมีน้ำมันอยู่ด้วย ก็มักใช้สายพานแบบ Chrome Leather เพื่อใช้สายพานมีอายุการใช้งานได้นานพอสมควร จึงมักใช้ค่าความเค้นในการออกแบบสายพานต่ำกว่าความด้านแรงดึงสูงสุดของสายพานมาก โดยทั่วไปจะใช้ค่าความปลอดภัยประมาณที่ 10 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานหนังจะมีค่าประมาณ 0.40 – 0.50 ความเร็วที่ใช้งานของสายพานควรจะอยู่ประมาณช่วง 1000 – 2000 m/min

สายพานอีกชนิดหนึ่ง คือ สายพานยาง (Rubber Belts) สายพานประเภทนี้จะมีฝ้ายหรือผ้าใบเป็นเส้นภายใน และมียางหุ้มอยู่ภายนอก ยางที่ใช้หุ้มจะเป็นยางที่อบด้วยกำมะถันใน

อุณหภูมิสูง (Vulcanized) เพื่อเพิ่มความยืดหยุ่นและความต้านแรง สายพานยางเหมาะสำหรับใช้กับงานที่มีน้ำมันกับแสงแดด เมื่อเปรียบเทียบกับสายพานหนังแล้ว สายพานยางจะมีราคาถูกกว่า แต่อายุใช้งานสั้นกว่า สายพานยางทนต่อสภาพบรรยากาศในการใช้งานดีกว่าสายพานหนัง ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสายพานยางจะมีค่าประมาณ 0.30 – 0.40 และสามารถรับแรงดึงได้ประมาณ 20 N ต่อชั้น ต่อความกว้างสายพาน 1 mm

สายพานบาลาตา (Balata Belts) เป็นยางคล้ายสายพานยาง แต่ไม่ต้องผ่านกรรมวิธีอบด้วยกำมะถัน ทนต่อกรดและความชื้นได้ดี แต่อุณหภูมิใช้งานไม่ควรเกิน 40^{0} C สายพานชนิดนี้มีความต้านแรงมากกว่าสายพานยางประมาณ 25 %

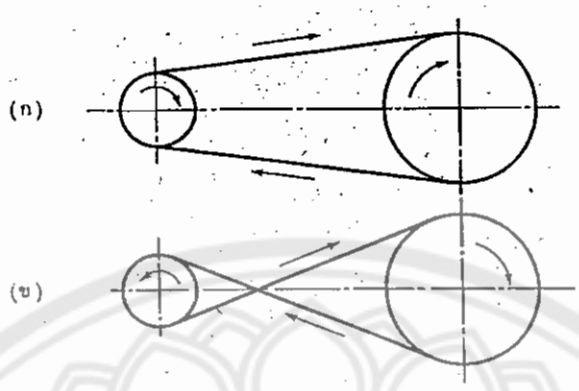
สายพานผ้าถัก (Textile Belts) ทำจากฝ้ายหรือผ้าใบซ้อนกันเป็นชั้นๆ แล้วยึดติดกัน จากนั้นจึงเคลือบด้วยน้ำมันลินซีด (Linseed) เพื่อทำให้สายพานกันน้ำได้ มักใช้กับงานประเภทชั่วคราว

สายพานทุกชนิดที่กล่าวมานี้จะยืดตัวได้ดี ดังนั้นเมื่ออยู่ภายใต้แรงดึง จะยืดตัวทำให้เกิดการสลิปบนล้อสายพาน (Pulley) ในทางปฏิบัติจึงมักจะยืดสายพานให้ตึงไว้ก่อนใช้งาน ทั้งนี้เพื่อเป็นการลดการสลิปของสายพาน

2.5.2.2 ลักษณะการขับด้วยสายพาน

เนื่องจากคุณสมบัติในการอ่อนตัวของสายพาน จึงอาจจัดลักษณะการขับของสายพานได้ต่างๆ กัน ลักษณะทั่วไปที่นิยมใช้ในการขับด้วยสายพาน

เมื่อต้องการขับเพลาที่อยู่ขนานกัน และต้องกาใช้เพลาทั้งสองหมุนในทิศทางเดียวกัน ก็จะทำได้ในลักษณะดังรูป 2.9 (ก) เรียกว่า โอเพนไดรว์ (Open drive) และถ้าเพลาอยู่ห่างกันมากควรจะให้สายพานด้านล่างตึง (tight) และด้านบนหย่อน (Slack) แต่ถ้าต้องการให้เพลาทั้งสองหมุนสวนทางกันก็ทำได้โดยใช้วิธีดังรูป 2.9 (ข) เรียกว่า ครอสไดรว์ (Crossed drive) แต่การขับในลักษณะนี้จุดที่สายพานไขว้กันจะทำให้สายพานถูกัน ทำให้สายพานเกิดการสึกหรอมาก ดังนั้นเพื่อเป็นการ ป้องกันมิให้สายพานสึกหรอมากเกินไปจึงควรจะให้จุดศูนย์กลางของล้อสายพานอยู่ห่างกันไม่น้อยกว่ายี่สิบเท่าของความกว้างสายพาน และทำงานที่ความเร็วสายพานไม่เกิน 15 m/s



รูป 2.9 แสดงลักษณะการขับด้วยสายพาน (ก) โอเพนไดรว์ (ข) ครอสไดรว์[1]

2.5.3 การครีพและการสลิป

ความแตกต่างระหว่างการครีพและการสลิปของสายพานจะเห็นได้อย่างชัดเจน โดยการพิจารณาการขับด้วยสายพาน เมื่อสายพานส่วนหนึ่งเคลื่อนที่เข้าหาล้อขับ สายพานจะเคลื่อนที่ไปตามส่วนโค้งสัมผัสบนล้อสายพาน ด้วยความเร็วที่เท่ากับความเร็วขอบของล้อสายพาน (ถ้าแรงดึงในสายพานมากเพียงพอที่จะเอาชนะแรงภายนอกได้) เมื่อสายพานส่วนนี้ใกล้จะออกจากล้อสายพาน แรงดึงในสายพานจะลดลงเท่ากับแรงดึงในด้านหย่อนเป็นผลให้สายพานหดสั้นลง ในทำนองเดียวกันสายพานที่เคลื่อนที่ตามออกไปก็จะหดสั้นลงด้วย ดังนั้นความเร็วจริงของสายพานที่เคลื่อนที่ออกจากล้อขับจะมีค่าน้อยลงกว่าความเร็วขณะเข้าสู่ล้อสายพาน ในทำนองเดียวกันความเร็วของสายพานจะเพิ่มขึ้นในช่วงส่วนโค้งสัมผัสของล้อตามเมื่อแรงดึงในสายพานเพิ่มขึ้นเท่ากับแรงดึงในด้านตึงและสายพานที่เคลื่อนที่ตามออกมาก็จะยืดตัวจนมีความยามเท่าเดิม ปรากฏการณ์ที่สายพานเปลี่ยนความเร็วเป็นความเร็วที่ช้าลงบนล้อขับ และเพิ่มความเร็วบนล้อตาม เรียกว่าการครีพ (Creep)

เมื่อแรงภายนอกเพิ่มขึ้นโดยไม่เพิ่มแรงดึงชั้นต้นในสายพาน สายพานทุกส่วนจะเกิดการเปลี่ยนแปลงแรงดึงในตัวสายพานเมื่อเริ่มเข้าสู่โค้งสัมผัส ถ้าแรงภายนอกมากเพียงพอ ส่วนโค้งที่เกิดการครีพอาจจะเท่ากับส่วนโค้งสัมผัส ดังนั้นจึงเกิดการสลิป (Slip) ขึ้น การสลิปอาจเกิดขึ้นบนล้อสายพานเพียงล้อเดียว ส่วนการเกิดการครีพจำเป็นจะต้องเกิดขึ้นเท่ากันบนล้อสายพานทั้งสองล้อ

การออกแบบการขับด้วยสายพานที่ดี เมื่อทำงานในสภาวะปกติไม่ควรมีการสลิป แต่การครีพจะเกิดขึ้นเสมอไม่ว่าจะเป็นสายพานชนิดใด การเกิดการครีพและการสลิปทำให้สูญเสียกำลังงานและความเร็ว แต่การสูญเสียที่เกิดจากการครีพมีค่าน้อยมาก การสลิปอาจทำให้เกิดความร้อน

มากเพียงพอที่จะทำให้ผิวหน้าของสายพานเสียหายได้ ดังนั้นจึงควรระมัดระวังไม่ให้เกิดการ สลิป ด้วยวิธีการดึงสายพานให้ตึงเพียงพอก่อนการใช้งานเพื่อการกำจัดการสลิป

เมื่อให้ d และ D เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อขับและล้อตาม n_1 และ n_2 เป็นความเร็วรอบของล้อขับและล้อตาม

ความเร็วขอบของล้อขับ v_1 มีค่าเท่ากับ

$$V_1 = \pi d n_1 \tag{2.12}$$

ความเร็วขอบของล้อตาม v_2 มีค่าเท่ากับ

$$V_2 = \pi D n_2 \tag{2.13}$$

เมื่อไม่มีการสลิป สายพานบางมากและไม่มีการยืดแล้ว $v_1 = v_2$ อัตราทด m_ω เท่ากับ

$$m_\omega = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D}{d} \tag{2.14}$$

สายพานลิ่มที่ใช้ส่งกำลังได้ค่อนข้างมากโดยต้องการแรงดึงชั้นต้นในสายพานค่อนข้างน้อย ทั้งนี้เพราะว่าผลจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียวกับร่องรูปลิ่มของล้อสายพาน ทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลให้สายพานทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพดี แม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสน้อย และมีแรงดึงชั้นต้นค่อนข้างต่ำ และเหมาะกับการใช้งานในกรณีที่ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อย ในการส่งกำลังจะส่งได้มากที่สุด เมื่อผิวด้านข้างของสายพาน อัดแน่นกับร่องสายพาน และในกรณีที่มีเหตุฉุกเฉิน ก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นนี้ทำหน้าที่เป็นเบรกได้ด้วย

การขับด้วยสายพานลิ่ม มีข้อดีคือ เงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้ นอกจากนี้ยังมีขนาดกระทัดรัด มีประสิทธิภาพดี และแบริ่งของเพลาไม่ต้องรับแรงมากเกิดไป จึงมักใช้ในการขับทางอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานได้โดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7:1 หรืออาจใช้ได้สูงถึง 10:1

กำลังที่ส่งได้โดยสายพานลิ่มหาค่าได้จาก

$$W_p = z(F_1 - F_2)v \tag{2.15}$$

โดย v = ความเร็วของสายพาน เป็น เมตรต่อวินาที

z = จำนวนสายพาน

ความยาวพิตช์โดยประมาณของสายพานลิ่มหาค่าได้จากสมการ

$$L_p = 2C + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p + d_p)^2}{4C} \tag{2.16}$$

ฉะนั้นคำนวณหาจำนวนสายพานได้โดย

$$z = \frac{W_p . N_s}{P_R . N_a . N_l} \qquad (2.17)$$

โดย z = จำนวนเส้นของสายพานลิ่ม

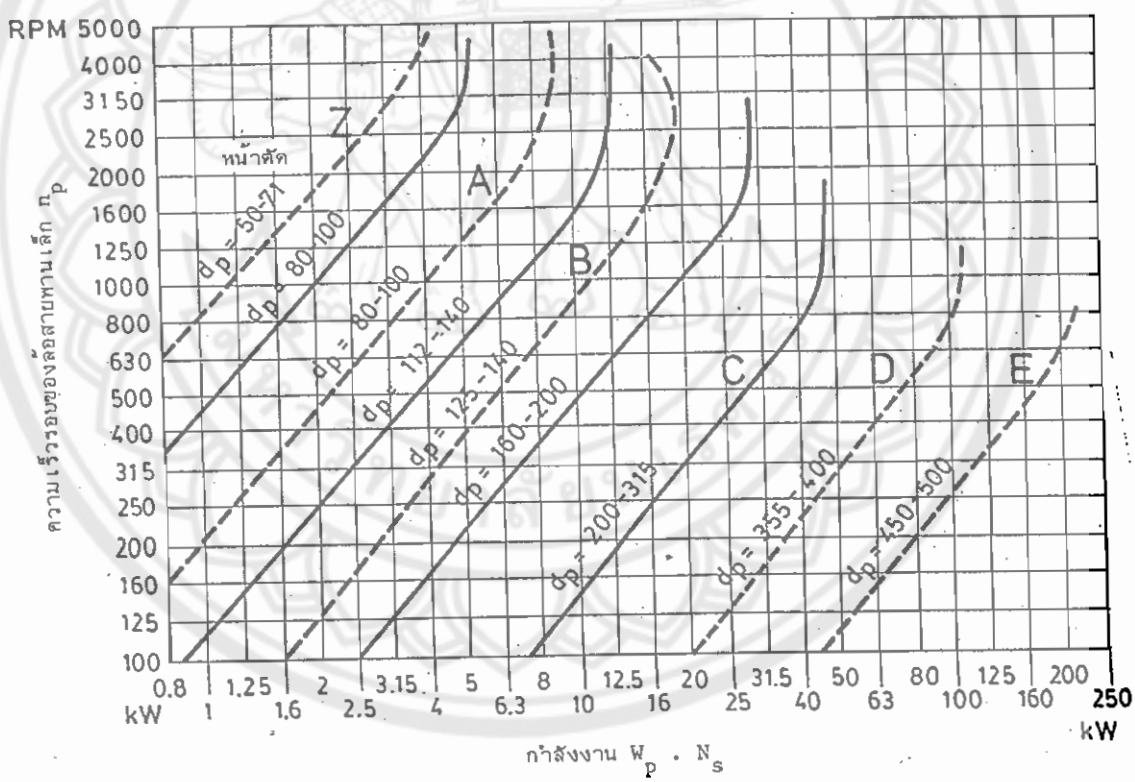
W_p = กำลังงานที่ต้องการส่ง

N_s = ตัวประกอบใช้งานหาค่าได้จากตารางที่ ค.1

N_a = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัสหาได้จากตารางที่ ค.2

N_l = ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน (Belt length correction factor) หาค่าได้จากตารางที่ ค.3

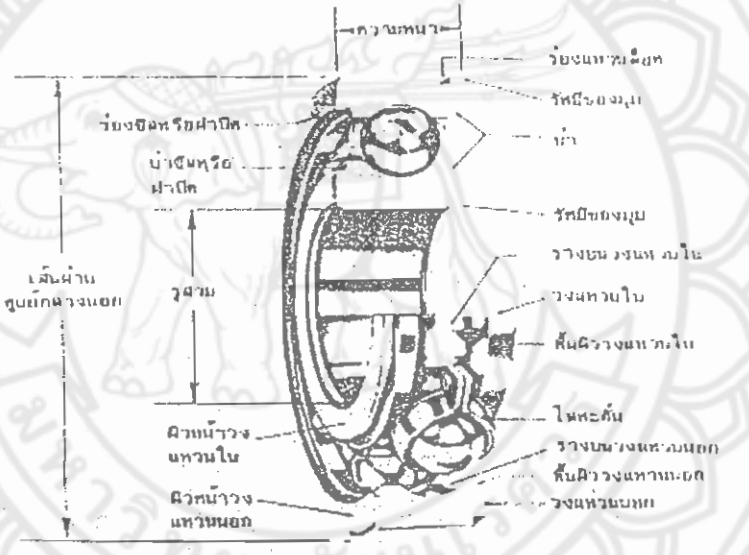
P_R = กำลังที่สายพานลิ่มหนึ่งเส้นส่งได้ หาค่าได้จากตารางที่ ค.3



รูป 2.10 แสดงแผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ่ม[1]

2.6 โรลลิ่งแบริ่ง (ตลับลูกปืน)

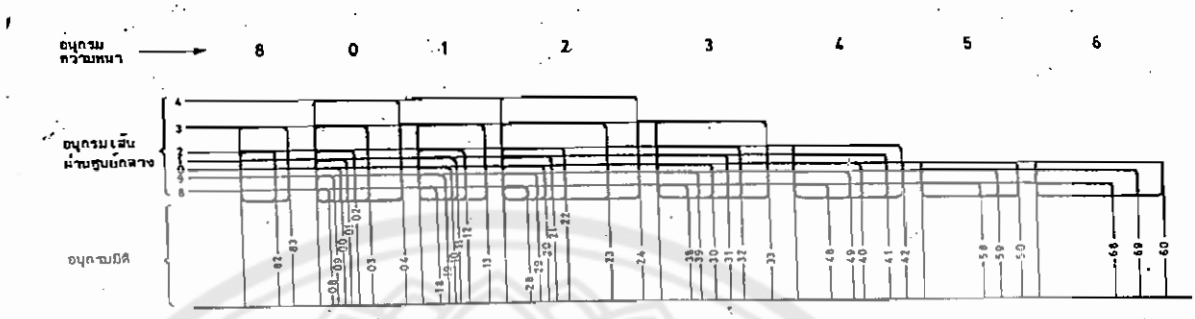
ตลับลูกปืนเป็นลักษณะของแบริ่งที่รับรอง โดยอาศัยลักษณะที่แบริ่งที่มีผิวสัมผัสแบบกลิ้ง (Rolling Contact) ประกอบด้วยร่องลึกเป็นทางกลิ้งสำหรับลูกกลิ้งทรงกลม เป็นลักษณะแบริ่งที่มีใช้กันอยู่แพร่หลาย ใช้ปริมาณสารหล่อลื่นน้อย ติดตั้งได้ง่าย และสามารถหาเปลี่ยนเมื่อเกิดการชำรุดได้สะดวก สามารถที่จะรับแรงได้ทั้งแรงรุน (Thrust Load) กับแรงในแนวรัศมี (Radial Load) ได้พร้อมกัน ข้อดีอีกประการหนึ่งของการใช้ตลับลูกปืนก็คือ ใช้พื้นที่ในแนวแกน (Axial Space) น้อยเหมาะสมกับชุดตัดหญ้าที่ค่อนข้างจะมีพื้นที่ในการใช้สอยน้อยอยู่แล้ว และยังรวมข้อดีในเรื่องมีค่าความเสียดทานในการเริ่มสตาร์ทน้อย (Low Starting Friction Torque) ถึงแม้ว่าอายุการใช้งานของตลับลูกปืนเองจะค่อนข้างสั้นแต่หากพิจารณาในด้านการปลอดภัยก็ถือว่าเหมาะสม



รูป 2.11 แสดงส่วนต่างๆ ของบอลแบริ่ง[4]

สำหรับแบริ่งชนิดนี้หรือตามมาตรฐานอ้างอิงเรียกว่า บอลแบริ่งชนิดที่มีลูกกลิ้งหนึ่งแถวร่องลึก (Single-row Deep-Groove) จะมีการใช้แผ่นโลหะปิด (Shield) ไว้ระหว่างช่องว่างของช่องว่างของวงแหวนเพื่อป้องกันสิ่งสกปรกรวมทั้งช่วยรักษาปริมาณของไขมันมิให้รั่วไหลออกมาจากแบริ่งก็เป็นลักษณะแผ่นโลหะปิดเพื่อวัตถุประสงค์ดังกล่าวแต่เป็นแบบปิดตาย (Sealed)

การกำหนดมาตรฐานของแบริ่งจะอ้างอิงมาตรฐานสมาคม AFBMA (Anti-Friction Bearing Manufacturers Association) ซึ่งเข้ากับมาตรฐาน ISO มาตรฐานนี้จะบอกถึง มิติภายนอกของแบริ่ง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก ภายใน และความหนา ส่วนมิติภายในแบริ่งให้เป็นตามที่ผู้ผลิตออกแบบ



รูป 2.12 แสดงขอบเขตของมิติ สำหรับอนุกรมมิติของแบริ่งต่างๆ [4]

มาตรฐานดังกล่าวจะประกอบด้วย อนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง (Diameter Series) เรียงเบอร์จากต่ำสุด 8 9 0 1 2 3 และ 4 เป็นอนุกรมที่โตที่สุด ส่วนความหนา (Width Series) เรียงลำดับเบอร์จากต่ำสุด 8 0 1 2 3 4 5 และ 6 ซึ่งเป็นอนุกรมโตที่สุด ดังนั้น มาตรฐานของแบริ่งจึงบอกได้โดยรวมเบอร์ของอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง กับอนุกรมความหนาเข้าด้วยกัน เรียกว่า อนุกรมมิติ (Dimension Series) โดยที่เลขตัวแรกแทนอนุกรมความหนาและเลขตัวที่สองแทนอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง

2.4.3.1 ความเสียดทานและอายุการใช้งานของโรลลิ่งแบริ่ง

โดยปกติแล้วค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิ แรง ความเร็ว การหล่อลื่น การซีลของแบริ่ง (Bearing Seal) ที่สำคัญคือ ความเร็ว แรง ที่เป็นตัวแปรที่สำคัญในการออกแบบและเลือกใช้แบริ่งให้ตรงกับมาตรฐานผู้ผลิต ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับแบริ่งบางชนิด ดูได้จากตาราง 2.3

ตาราง 2.3 แสดงค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน [4]

ชนิดของแบริ่ง	ขณะเริ่มทำงาน		ขณะทำงาน	
	ในแนวรัศมี	ในแนวแกน	ในแนวรัศมี	ในแนวแกน
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	-

โดยปกติแบริ่งจะมีความเสียหายเนื่องจากความล้าที่เกิดขึ้นในวัสดุแบริ่ง เพราะมีเศษวัสดุเศษผงโลหะหลุดออกมาเป็นจำนวนมาก เป็นเหตุมาจากพื้นที่สัมผัสระหว่างลูกกลิ้งและ วงแหวน

มีค่าน้อย ความเค้นที่เกิดขึ้นเข้าใกล้ความเค้นของเฮิร์ซตามทฤษฎีของอิลาสติซิตี้ ในขณะที่ลูกกลิ้งหมุนไปรอบวงแหวน วัสดุส่วนที่รับแรงของแบริ่งจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่มีค่าเปลี่ยนจากศูนย์ไปยังค่าสูงสุดแล้วกลับลงมาเป็นศูนย์ (Repeated Stress) อยู่ตลอดเวลา แต่เนื่องจากค่าความเค้นนี้สูงกว่าขีดจำกัดความทนทาน (Endurance Stress) ของวัสดุแบริ่ง ดังนั้นอายุการใช้งานของแบริ่งมีระยะเวลาจำกัดขึ้นอยู่กับค่าความเค้นที่กระทำซ้ำ ตามการทดลองของ Lundberg และ Palmgren ซึ่งเป็นพื้นฐานสำหรับการประเมินค่ามาตรฐานของ AFBMA จะทำให้ทราบว่าอายุการใช้งาน L เป็นสัดส่วนกลับกับแรงในแนวรัศมี P (ในกรณีที่มีทั้งแรงในแนวรัศมีและแรงรุน P จะเป็นแรงในแนวรัศมีสมมูล (Equivalent Radial Load) ฉะนั้นจะเป็นไปดังนี้

$$L \propto \frac{1}{P^{k}} \qquad (2.17)$$

โดยที่ค่าคงที่ $k = 3$ สำหรับบอลแบริ่ง

$k = 3.33$ สำหรับโรลเลอร์แบริ่ง

อายุการใช้งาน L นี้มักจะนับเป็นจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบของเพลาอันหนึ่ง หรือนับเป็นจำนวนล้านรอบ mr (millions of revolution)

ในการคำนวณการออกแบบยังมีความจำเป็นที่ต้องใช้ทฤษฎีการคำนวณ การสูญเสียของกำลังงานที่ต้องสูญเสียไปกับความเสียดทาน โดยอาศัยการคำนวณจาก

$$W_p = \frac{2\tau nT}{60} = \frac{\pi f F_r d_b n}{60}$$

$$W_p = \frac{\pi f F_a d_b n}{60} \qquad (2.18)$$

โดย W_p = กำลังงานเป็น วัตต์

T = โมเมนต์บิดเนื่องจากความเสียดทานเป็น นิวตัน-เมตร

N = ความเร็วรอบของเพลาเป็น รอบต่อนาที

d_b = ขนาดรูสวม (Bore) ของแบริ่งเป็น เมตร

F_r = แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวรัศมีเป็น นิวตัน

F_a = แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวแกนเป็น นิวตัน

f = ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

อาจจะกำหนดกำลังงานที่มีหน่วยเป็นกำลังม้าซึ่งมีการใช้กันอย่างทั่วไปแพร่หลาย ก็จะมีการใช้สมการการคำนวณดังนี้

$$hp = \frac{Tn}{63000} = \frac{fF_r dn}{126000} \qquad (2.19)$$

โดยที่ F_r มีหน่วยเป็น lb. และ มีหน่วยเป็น in.

2.4.3.2 การประเมินค่าอายุใช้งานและแรง

สมาคม AFBMA ได้ตั้งนิยามและจัดตั้งวิธีการเลือกแบริ่ง ดังต่อไปนี้

1. อายุการใช้งานของโรลลิ่งแบริ่ง หมายถึงจำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบคงที่) ซึ่งแบริ่งหมุนได้ก่อนที่จะเริ่มเกิดความล้าขึ้นในวงแหวนหรือลูกกลิ้ง

2.อายุประเมิน (Rating life) ของโรลลิ่งแบริ่งจำนวนหนึ่ง ซึ่งมีลักษณะเหมือนกันทุกประการ หมายถึงจำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมง) ที่ความเร็วคงที่ ซึ่งแบริ่ง 90% จากจำนวนนี้สามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความเสียหายเนื่องมาจากความล้า และใช้แทนด้วยอายุใช้งาน L_{10}

3.แรงสถิตย์ประเมิน (Basic static load rating) หมายถึงแรงในแนวรัศมีที่ทำให้เกิดระยะยุบตัวทำให้เกิดระยะยุบตัวของลูกกลิ้งและวงแหวนรวมกันเท่ากับ 0.0001 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกกลิ้ง และใช้แทนด้วย C_0 ค่าของ C_0 สำหรับแบริ่งอนุกรมมิติต่างๆ ดูได้จาก ตารางที่ ค.11 ค่า C_0 นี้ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้ทำแบริ่ง จำนวนแถวของลูกกลิ้งในแบริ่ง จำนวนลูกกลิ้งต่อแถว มุมสัมผัสตลอดจนขนาดของลูกกลิ้ง และวงแหวน

โดยปกติแล้วแรงสถิตย์ประเมินไม่ค่อยจะมีผล ต่อการเลือกแบริ่งมากนัก แต่ถ้า รับแรงสูงและอยู่นิ่งเป็นระยะเวลานานก็อาจทำให้เกิดการยุบตัวอย่างถาวร (Permanent Deformation) เป็นแห่งๆ ได้ ดังนั้นในบางครั้งจึงต้องมีการตรวจสอบว่า แรงที่มากระทำมีค่ามากเกินกว่า C_0 หรือไม่

4. แรงพลวัตประเมิน (Basic Dynamic Load Rating) บางครั้งอาจจะเรียกว่าสมรรถนะแรงพลวัต (Basic Dynamic Capacity) ของโรลลิ่งแบริ่ง หมายถึง แรงที่กระทำในแนวรัศมี ซึ่งแบริ่งที่มีลักษณะเหมือนกันจำนวนหนึ่งจะรับได้ โดยมีอายุประเมิน L_{10} เท่ากับหนึ่งล้านรอบ เมื่อวงแหวนอันในเป็นตัวหมุนและวงแหวนอันนอกอยู่นิ่ง และใช้แทนด้วย C ซึ่งแสดงอยู่ในตารางที่ ค.11

2.4.3.3 แรงสมมูล

ในการใช้งานจริง โรลลิ่งแบริ่งอาจจะรับทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกน และวงแหวนในหรือนอกจะเป็นอันที่หมุนก็ได้ ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่จะต้องเปลี่ยนแรงและเงื่อนไขจากที่ใช้ทำงานจริงๆ มาเป็นแรงในแนวรัศมี โดยมีวงแหวนในเป็นตัวหมุน เรียกว่า แรงสมมูล (Equivalent force) เพื่อจะได้ใช้ในการเลือกแบริ่งจากแค็ตตาล็อกได้ และคำนวณได้จากสมการ

$$P = XVF_r + Yf_a$$

หรือ $$P = VF_r \qquad (2.20)$$

โดย P = แรงสมมูล

F_r = แรงในแนวรัศมี

F_a = แรงในแนวแกนหรือแรงรุน

V = ตัวประกอบการหมุน (Rotation factor) : มีค่าเท่ากับ 1 เมื่อวงแหวนในเป็นตัวหมุน และ 1.2 เมื่อวงแหวนนอกหมุน ถ้าเป็นบอลแบริ่งชนิด self – aligning ให้ใช้ค่าเท่ากับ 1 เสมอ

X = ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี (Radial load factor)

Y = ตัวประกอบแรงรุน (Thrust load factor)

ตาราง 2.4 แสดงแนวทางในการเลือกอายุใช้งานสำหรับเครื่องจักรกลชนิดต่างๆ[4]

ชนิดของเครื่องจักรกล	อายุเป็นชั่วโมงทำงาน
เครื่องมือวัดและเครื่องมือที่ใช้ไม่บ่อยนัก ตัวอย่างเช่น เครื่องมือสำหรับห้องทดลอง อุปกรณ์สำหรับประตูเลื่อน	500
เครื่องยนต์เครื่องบิน	500-2000
เครื่องจักรสำหรับใช้งานช่วงเวลาสั้นๆ หรือทำงานเป็นพักๆ ตัวอย่างเช่น เครื่องมือต่างๆ รอกยกของในโรงงาน เครื่องจักรที่ทำงานโดยใช้มือจับ เครื่องจักรกลการเกษตร ปั้นจั่นที่ใช้ในงานประกอบ เครื่องขนถ่าย ปั้นจั่นที่ใช้ในงานหล่อ เครื่องจักรกลที่ใช้ในบ้าน	4000-8000
เครื่องจักรสำหรับใช้งานเป็นพักๆ แต่มีความสำคัญต่องานที่ทำมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรสำรองของโรงต้นกำลัง อุปกรณ์ลำเลียงในสายงานผลิต ลิฟต์ ปั้นจั่นยก สินค้าทั่วไป เครื่องมือกลที่ใช้ไม่บ่อยนัก	8000-12000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ไม่ได้ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น มอเตอร์ไฟฟ้า ชุดเฟืองทดสำหรับงานทั่วไป	12000-20000
เครื่องจักรที่ใช้งาน 8 ชั่วโมง แต่ทำงานเต็มที่ ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรกลในงานอุตสาหกรรมทั่วไป ปั้นจั่นที่ใช้ยกของตลอดเวลา เครื่องเป่าลม เพลาส่งกำลัง	20000-30000
เครื่องจักรที่ใช้งานต่อเนื่อง (ทำงาน 24 ชั่วโมง) ตัวอย่างเช่น เครื่องแยกของ เครื่องอัดอากาศ ปั๊ม เพลาส่งกำลัง ลูกกลิ้งของสายพานลำเลียง รอกในเหมืองแร่ มอเตอร์ไฟฟ้า	40000-60000
เครื่องจักรที่ใช้งานตลอด 24 ชั่วโมง และการทำงานมีความสำคัญมาก ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรที่ใช้ในการผลิตกระดาษและเยื่อกระดาษ โรงไฟฟ้า ปั๊มในเหมืองแร่ สถานีส่งน้ำประปา เครื่องจักรในเรือเดินสมุทร	100000-200000