สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

เครื่องคั้นน้ำผลไม้

THE CRUSHING MACHINE FOR FRUIT JUICE



โดย

นายกิตติกร เกศกะงาม

นายกิตติพงษ์ สารทพันธุ์

นายเกษมสันต์ หวานเสียง

อาจารย์ที่ปรึกษา

อ.มิ่ง โลกิจแสงทอง

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน 42355
วัน, เดือน, ปี 17 พ.ค. 2545

.b.....
.i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2543

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2543

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

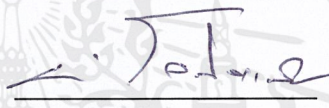
คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง เครื่องคั้นน้ำผลไม้

THE CRUSHING MACHINE FOR FRUIT JUICE

ผู้จัดทำ

1. นายกิตติกร เกศกะงาม รหัสประจำตัว 40010045
2. นายกิตติพงษ์ สารทสินธุ์ รหัสประจำตัว 40010050
3. นายเกษมสันต์ หวานเสียง รหัสประจำตัว 40010078



อาจารย์ที่ปรึกษา

(อ. มิ่ง โลกิจแสงทอง)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องคั้นน้ำผลไม้

นายกิตติกร เกศกะงาม รหัสประจำตัว 40010045
นายกิตติพงษ์ สารทสินธุ์ รหัสประจำตัว 40010050
นายเกษมสันต์ หวานเสียง รหัสประจำตัว 40010078
อ.มิ่ง โลกิจแสงทอง อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2543

บทคัดย่อ

เครื่องคั้นน้ำผลไม้นี้เป็นการศึกษาเกี่ยวกับกลไกทอกเกิล เพื่อนำกลไกทอกเกิลมาประยุกต์ใช้อีกวิธีหนึ่งนอกเหนือจากรูปแบบการกดคั้นน้ำผลไม้รูปแบบอื่น โดยสามารถเลือกใช้กับการกดผลไม้ชนิดต่างๆ กันได้ โดยเน้นในเรื่องการศึกษาลักษณะการเคลื่อนที่ , ความเร็ว , ความเร่ง และแรงในส่วนต่างๆ ของกลไกนี้ รวมทั้งแสดงผลการศึกษาที่ได้ออกมาในรูปแบบของสมการความสัมพันธ์ของตัวแปร และข้อมูลต่างๆ ที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของกลไก เพื่อใช้ในการออกแบบเครื่องคั้นน้ำผลไม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

THE CRUSHING MACHINE FOR FRUIT JUICE

Kittikorn Kaskangam
Kittipong Sadtpan
Kasamsun Wansiang
Ming Lokitsangtong Advisor

ABSTRACT

The Juice Crusher is a machine that using application of toggle mechanism , instead of using press machine. Juice Crusher is useful for several kinds and different size of fruits. The project is a study about characteristics of motion , velocity , acceleration and force in the components of the mechanism. The values of the variables using for design of the proper machine operation are given.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ สำเร็จไปด้วยดี เพราะได้รับความกรุณาจาก อาจารย์มิ่ง โลกิจแสงทอง อาจารย์ที่ปรึกษา ที่ให้คำปรึกษาและชี้แนะแนวทางตลอดการทำปริญญานิพนธ์ ทั้งขอขอบคุณ พี่มณฑา เทียมเมือง และพี่โก้ ช่างเทคนิคประจำโรงปฏิบัติการ ที่ให้คำแนะนำ และช่วยเหลือในการกลึง กัด และเชื่อม ชิ้นงานให้ออกมาเรียบร้อยสวยงาม

ขอขอบคุณ เพื่อนในภาควิชา และ นางสาวพจมาน บุญนาค ที่ช่วยในการหาข้อมูล และพิมพ์งานคอมพิวเตอร์ และขอขอบคุณผู้ที่เกี่ยวข้องแต่ไม่สามารถลงนามที่นี้ได้หมดทุกคน

กิตติกร เกศกะงาม
กิตติพงษ์ สาทรพันธุ์
เกษมสันต์ หวานเสียง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VII
สารบัญภาพ	VIII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	1
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	1
1.4 วิธีการดำเนินงาน	2
บทที่ 2 ทฤษฎีการออกแบบและการวิเคราะห์กลไก	3
2.1 ปรัชญาของการออกแบบ	3
2.1.1 พื้นฐานของผู้ออกแบบเครื่องกล	3
2.2 ขั้นตอนของการออกแบบ	4
2.3 คิเนเมติก	8
2.3.1 แนวคิดทางเครื่องกล (Mechanical Concept)	8
2.3.1.1 รูปแบบของการส่งผ่าน (models of transmission)	11
2.3.1.2 อินเวอร์ชัน	11
2.3.2 การแบ่งประเภทการเคลื่อนที่ (Motion Classification)	12
2.3.2.1 ชนิดของการเคลื่อนที่ (type of motion)	12
2.3.3 คุณลักษณะของการเคลื่อนที่ (Motion Characteristic)	15
2.4 การวิเคราะห์กลไกโดยใช้เวกเตอร์รอบรูปปิ(Vector Loop Representation of Linksges)	17
2.4.1 การใช้สมการเวกเตอร์ลูป สำหรับกลไกสี่ก้านต่อ	19
2.4.2 การวิเคราะห์ตำแหน่งของกลไกสไลเดอร์ (The Fourbar Slider-Crank Position Solution)	23
2.5 การวิเคราะห์ความเร็วของกลไก	24
2.5.1 กลไกสี่ก้านต่อ (The Four bar Pin – Jointed Linkage)	24
2.5.2 กลไกสไลเดอร์ (The Fourbar Slider – Crank)	27
2.6 การวิเคราะห์ความเร่งในกลไก	29
2.6.1 กลไกสี่ก้านต่อ (The Fourbar Pin – Jointed Linlage)	29

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หน้าที่

2.6.2 กลไกสไลเดอร์ (The Fourbar Slider-Crank) 32
2.7 ทฤษฎีการคำนวณหาแรงในก้านต่อ 34
บทที่ 3 ทฤษฎีการคำนวณชิ้นส่วนเครื่องจักรกล 37
3.1 การคำนวณหาขนาดก้านต่อ 37
3.2 การคำนวณหาขนาดสลักที่ข้อต่อ 37
3.3 โรลลิ่งแบริ่ง 38
3.3.1 มิติมาตรฐานของโรลลิ่งแบริ่ง 38
3.3.2 อายุการใช้งานของแบริ่ง 39
3.3.3 การประเมินค่าอายุใช้งานและแรง 40
3.3.4 แรงสมมูล 43
3.3.5 ตัวประกอบใช้งาน 44
3.4 สายพานลิ่ม 45
3.4.1 ขนาดสายพานและล้อสายพานลิ่ม 45
3.4.2 กลศาสตร์ของสายพานลิ่ม 47
3.4.3 การทำให้เกิดแรงดึงชั้นต้นในสายพานลิ่ม 49
3.4.4 การคำนวณหาขนาดของสายพานลิ่ม 51
3.5 การคำนวณหาขนาดโซ่ 56
3.5.1 การคำนวณขนาดโซ่ (สำหรับโซ่โรลเลอร์) 56
3.5.2 การคำนวณหาขนาดของแรงในโซ่ 57
บทที่ 4 การวิเคราะห์กลไกทอกเกิล 63
4.1 การวิเคราะห์ตำแหน่งของกลไก 63
4.2 การวิเคราะห์ความเร็วของกลไก 66
4.3 วิเคราะห์ความเร่งในกลไก 69
4.4 การคำนวนแรงในกลไกทอกเกิล 76
4.4.1 การทดลองหาแรงกดส้มและมะนาว 76
4.4.2 การคำนวณแรงในก้านต่อ 77
4.5 การคำนวณชิ้นส่วนเครื่องคั้นน้ำผลไม้ 79
4.5.1 การคำนวณขนาดของมอเตอร์ 79
4.5.2 การคำนวณหาขนาดก้านต่อ 79
4.5.3 การคำนวณหาขนาดของสลักที่ข้อต่อ 80
4.5.4 การคำนวณขนาดแบริ่งปลายก้านต่อ 80
4.5.5 การคำนวณการเลือกใช้โซ่ 81

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

	หน้าที่
4.5.6 การคำนวณขนาดสายพาน	81
4.6 การออกแบบและการสร้าง	84
บทที่ 5 การทดสอบสมรรถนะของเครื่อง	90
5.1 การทดลองกดสปริงเพื่อหาค่าคงที่ (k) ของสปริง	90
5.2 การทดลองหาแรงกดสูงสุดของเครื่องคั้นน้ำผลไม้	91
5.3 การทดลองหาความเร็วเชิงมุมเฉลี่ยของก้านต่อที่ 4	92
5.4 การทดลองหาประสิทธิภาพของเครื่องคั้นน้ำผลไม้	93
บทที่ 6 วิจารณ์และสรุป	95
6.1 วิจารณ์และสรุปผลงานวิจัย	95
6.2 แนวทางการพัฒนา	95
ภาคผนวก ก.	97
ภาคผนวก ข.	99
ภาคผนวก ค.	101

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

หน้าที่

ตารางที่ 3-1 มิติมาตรฐานและแรงประเมินของโรลลิ่งแบริ่ง 42

ตาราง 3-2 ตัวประกอบของการกระแทก 44

ตาราง 3-3 ตัวประกอบของสายพาน 44

ตาราง 3-4 ตัวประกอบของเฟือง 45

ตาราง 3-5 ขนาดสายพานลิ่มและล้อสายพานตามมาตรฐาน 46
ISO / R 52-1957 (E) และ ISO / R 256-1962 (E)

ตาราง 3-6 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ d_p ของล้อสายพานตามมาตรฐาน 47
ISO/R 52-1975 (E) และ ISO/R 253-1962 (E)

ตารางที่ 3-7 ตัวประกอบใช้งาน 50

ตารางที่ 3-8 ค่าตัวประกอบ k_2 51

ตารางที่ 3-9 ตัวประกอบใช้งาน N_s สำหรับสายพานลิ่ม 52

ตารางที่ 3-10 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_a สำหรับสายพานลิ่ม 54

ตารางที่ 3-11 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้าตัด "Z" ต่อเส้น P_R (เป็น kW) 55
สำหรับสายพานยาว L_p = 8.24 mm. และส่วนโค้งสัมผัส α = 180 องศา

ตารางที่ 3-12 โซ่โรลเล่อร์ตามมาตรฐาน ISO/R 606-1976(E) 57

ตารางที่ 3-13 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระทำที่มีการกระตุกมาก 58

ตารางที่ 3-14 จำนวนฟันของเฟืองโซ่ 58

ตารางที่ 3-15 ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่ 62

ตารางที่ 3-16 มวลของโซ่โรลเล่อร์ต่อความยาว 62

ตารางที่ 4-1 ผลการทดลองหาแรงกดส้มและมะนาว 76

ตารางที่ 5-1 ผลการหาค่า k ของสปริง 90

ตารางที่ 5-2 บันทึกผลการทดลองหามุมที่เปลี่ยนไปของก้านต่อ 4 และ ค่าความเร็วเชิงมุมของก้านต่อ 92

ตารางที่ 5-3 แสดงการบันทึกผลการทดลองกดมะนาวและส้ม 94

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญภาพ

หน้าที่

รูปที่ 2-1 แผนภาพของการออกแบบที่มีวงป้อนกลับ 5
รูปที่ 2-2 กลไกชุดข้อเหวี่ยง 8
รูปที่ 2-3 กลไกสี่ก้านต่อโยง 9
รูปที่ 2-4 ล็อคเชน 9
รูปที่ 2-5 คอนสเตรนเชน 10
รูปที่ 2-6 อันคอนสเตรนเชน 10
รูปที่ 2-7 เฟืองตรง 11
รูปที่ 2-8 กลไกลูกเบี้ยว 11
รูปที่ 2-9 การจับยึดชุดข้อเหวี่ยง 12
รูปที่ 2-10 การเคลื่อนย้ายเป็นเส้นโค้งของก้านเหล็กขับด้านข้างของรถไฟ 13
รูปที่ 2-11 การเคลื่อนที่ของล้อรถ 13
รูปที่ 2-12 สกรูและนอต 14
รูปที่ 2-13 ข้อต่อ 14
รูปที่ 2-14 เวกเตอร์ตำแหน่งสำหรับกลไก 4 ก้านต่อ 17
รูปที่ 2-15 เวกเตอร์หนึ่งหน่วยสำหรับเวกเตอร์ตำแหน่ง 18
รูปที่ 2-16 จำนวนเชิงซ้อนของเวกเตอร์ในระนาบ 18
รูปที่ 2-17 รูปร่างตำแหน่งแบบเปิดและแบบไขว้ของกลไก 4 ก้านต่อ 22
รูปที่ 2-18 เวกเตอร์ตำแหน่งสำหรับกลไกสไลเดอร์ 23
รูปที่ 2-19 แสดงเวกเตอร์ความเร็วของกลไก 4 ก้านต่อสำหรับ ω_2 เป็นลบ (CW) 26
รูปที่ 2-20 แสดงความเร็วของกลไกสไลเดอร์สำหรับ ω_2 เป็นลบ (CW) 28
รูปที่ 2-21 แสดงความเร่งของกลไก 4 ก้านต่อ 29
รูปที่ 2-22 แสดงความเร่งของกลไกสไลเดอร์ 32
รูปที่2-23 แสดงแรงที่กระทำในหัวกด 35
รูปที่2-24 แสดงแรงที่กระทำในข้อต่อ 2 35
รูปที่ 2-25 แสดงแรงที่ก้านต่อ 4 36
รูปที่2-26 แสดงแรงในแนวแกนที่ก้านต่อ 4 36
รูปที่ 3-1 ส่วนต่างๆ ของบอลแบริ่ง 38
รูปที่ 3-2 ขอบเขตของมิติสำหรับอนุกรมมิติของแบริ่งต่างๆ 39
รูปที่ 3-3 หน้าตัดสายพานลิ่มและล้อสายพาน 45
รูปที่ 3-4 แรงบนสายพานลิ่ม 47
รูปที่ 3-5 แรงในสายพานลิ่ม 48
รูปที่ 3-6 แผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ่ม 51

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หน้าที่

รูปที่ 3-7 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซ่โรลเล่อร์แบบ B (สำหรับพิเนียน 19 ฟัน) 59
รูปที่ 3-8 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซ่โรลเล่อร์แบบ A (สำหรับพิเนียน 15 ฟัน) 60
รูปที่ 3-9 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซ่โรลเล่อร์แบบ A (สำหรับพิเนียน 19 ฟัน) 61
รูปที่ 4-1 Vector Loop ของ Toggle 63
รูปที่ 4-2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุม θ_2 กับความเร็วเชิงมุม ω_3และω_4 74
รูปที่ 4-3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุม θ_2 กับความเร็วของหัวกด 74
รูปที่ 4-4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุม θ_2 กับความเร่งเชิงมุม α_3และ α_4 75
รูปที่ 4-5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุม θ_2 กับความเร่งเชิงเส้นของหัวกด 75
รูปที่4-6 แสดงแรงที่กระทำที่หัวกด 77
รูปที่4-7 แสดงแรงที่กระทำก้านต่อ 2 77
รูปที่4-8 แสดงแรงที่กระทำก้านต่อ 4 78
รูปที่4-9 แสดงแรงในแนวแกนที่กระทำก้านต่อ 4 78
รูปที่ 4-10 แสดงความยาว ก้านต่อ และสลักกลาง 84
รูปที่ 4-11 แสดงจานหมุน เพลาจานหมุน สลักจานหมุน และ แบริ่ง 84
รูปที่ 4-12 แสดง การออกแบบหัวกด เสาหัวกด และ สลักหัวกด 85
รูปที่ 4-13 แสดงการออกแบบฐานกด 85
รูปที่ 4-14 แสดงการออกแบบโครงสร้างเครื่อง 86
รูปที่ 4-15 แสดงภาพด้านบนของโครงสร้างเครื่อง 86
รูปที่ 4-16 แสดงโครงสร้างสำเร็จของเครื่อง 87
รูปที่ 4-17 แสดงการติดตั้งมอเตอร์และตัวทดรอบ 88
รูปที่ 4-18 แสดงระบบลำเลียง และถังใส่น้ำผลไม้ 88
รูปที่ 4-19 แสดงรูปสำเร็จของเครื่องเมื่อทำการตบแต่งเสร็จแล้ว 89
รูปที่ 4-20 แสดงเครื่องที่สร้างเสร็จแล้วมีช่องทิ้งกากผลไม้ 89
รูปที่ 5-1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง แรงที่ใช้กดสปริง กับ ระยะยุบตัวของสปริง 91
รูปที่ 5-2 แสดงวิธีการทดลองกดสปริงหาแรงกดสูงสุดของเครื่องคั้นน้ำผลไม้ 91
รูปที่ 5.3 แสดงการกดมะนาว 93
รูปที่ 5.4 แสดงการกดส้ม 93

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

การศึกษาและจัดทำกลไกนี้มีส่วนช่วยให้นักศึกษามีความเข้าใจในการทำงานจริงของกลไกได้ดีมากขึ้น รวมทั้งได้รู้จักวิธีการออกแบบและจัดสร้างเครื่องจักรกลเพื่อนำมาใช้ในงานจริงได้ นอกจากนี้ ยังได้พบกับปัญหาและข้อจำกัดทางด้านต่างๆ เกี่ยวกับการออกแบบการทำงานของกลไก ซึ่งไม่สามารถพบได้เพียงแค่การเรียนในภาคทฤษฎีเท่านั้น นอกจากนั้น เครื่องคั้นน้ำผลไม้นี้ยังสามารถแปรรูปผลผลิตทางการเกษตร ที่มีเกินความต้องการของตลาดให้มีมูลค่าเพิ่มมากขึ้นได้อีกทางหนึ่งด้วย บางครั้งผลไม้ก็ออกมาเกินความต้องการล้นตลาดประกอบกับผลไม้หลังการเก็บเกี่ยวมักเสื่อมสภาพและเน่าเสียง่ายรวดเร็วทำให้ระยะการวางขายสั้นหรือไม่สามารถเก็บรักษาได้นานในสภาพปกติ

การแปรรูปทำน้ำผลไม้ชนิดต่างๆเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่จะสามารถเก็บรักษาผลไม้และเพิ่มราคาให้แก่ผลไม้มากขึ้น การผลิตเครื่องต้นแบบเครื่องคั้นน้ำผลไม้แบบใช้กลไกอาจเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่ช่วยเกษตรกรในการแปรรูปผลไม้ได้ดังกล่าว

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.2.1 เพื่อศึกษาลักษณะการเคลื่อนที่,ความเร็ว,ความเร่งและแรงในส่วนต่างๆของกลไกทอกเกิล โดยจะนำกลไกทอกเกิลมาประยุกต์ใช้กับงานจริง

1.2.2 เพื่อศึกษาลักษณะการเคลื่อนที่และการส่งกำลังแบบต่างๆที่ใช้ในเครื่องจักร

1.2.3 เพื่อศึกษาการออกแบบเครื่องจักรในเชิงวิศวกรรมและสามารถออกแบบเครื่องคั้นน้ำผลไม้เพื่อใช้กับงานจริงได้

1.2.4 เพื่อเป็นการนำเสนอแนวคิดการผลิตเครื่องคั้นน้ำผลไม้โดยใช้กลไก โดยอาจเป็นทางเลือกหนึ่งที่มาใช้ในการคั้นน้ำผลไม้ในเชิงอุตสาหกรรม

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

งานวิจัยนี้เน้นศึกษาลักษณะการเครื่องที่ ความเร็ว ความเร่ง และแรงภายในกลไก โดยสามารถดำการวิเคราะห์กลไก ทอกเกิล ให้ได้สมการแสดงความสัมพันธ์ของ การเครื่องที่ ความเร็ว ความเร่ง ของก้านต่อต่างๆภายในกลไกและสามารถวิเคราะห์แรงที่เกิดขึ้นในชิ้นส่วนต่างๆของกลไกเมื่อได้รับแรงภายนอก จากนั้นสามารถนำกลไกทอกเกิลมาใช้ในการออกแบบและสร้างเครื่องคั้นน้ำผลไม้เพื่อใช้กับงานจริง

แต่งานวิจัยนี้จะไปเน้นในแง่ของประสิทธิภาพในการคั้นน้ำผลไม้ให้เหมือนกับเครื่องคั้นน้ำผลไม้ที่ใช้อยู่ในอุตสหกรรม ในบรรจุบันและไม่เน้นในด้านระบบลำเลียงอัตโนมัติ แต่เครื่องนี้จะสามารถพัฒนาให้เป็นระบบลำเลียงแบบอัตโนมัติได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นอกจากนั้นในโครงงานนี้ยังถือว่าเป็นโครงการที่ทดลองสร้าง เพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการนำกลไกทอกเกิลมาใช้ในเครื่องคั้นน้ำผลไม้ ดังนั้นจึงมีข้อจำกัดเครื่องมือในโรงปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล ทำให้การสร้างเครื่องคั้นน้ำผลไม้นี้ไม่ได้รูปแบบที่สวยงามและมีประสิทธิภาพสูงสุด

1.4 วิธีการดำเนินงาน

งานวิจัยในโครงงานนี้เริ่มด้วยการเลือกชนิดของกลไกเพื่อใช้ในการศึกษาความเป็นไปได้ที่จะนำกลไกนั้นมาประยุกต์ใช้กับเครื่องคั้นน้ำผลไม้ ซึ่งในที่นี้เราได้เลือกกลไกทอกเกิลมาใช้ จากนั้นเราได้ศึกษาถึงทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบเครื่องจักรกล ลักษณะพื้นฐานของการเคลื่อนที่แบบต่างๆ ของชิ้นส่วนเครื่องกล รวมทั้งศึกษาวิธีการต่างๆ ที่ใช้ในการวิเคราะห์กลไก ซึ่งมีรายละเอียดในบทที่ 2 และได้ศึกษาการคำนวณและเลือกชิ้นส่วนเครื่องกล ซึ่งมีรายละเอียดในบทที่ 3

จากนั้นจะเริ่มทำการวิเคราะห์กลไกทอกเกิล โดยใช้วิธีเวกเตอร์รอบลูปปิดในการวิเคราะห์กลไก ซึ่งมีรายละเอียดในบทที่ 4 ทำให้ได้สมาการแสดงความสัมพันธ์ความเร็ว ความเร่ง และแรงภายในกลไกกับ มุมที่เปลี่ยนไป จากนั้นทำการกำหนดขนาดความยาว ความเร็วรอบในการกดคั้นน้ำผลไม้ เพื่อใช้คำนวณหาแรงที่เกิดขึ้นในชิ้นส่วนต่างๆ ของกลไก และนำแรงนั้นไปใช้คำนวณหาขนาดของชิ้นส่วนต่างๆ ในเครื่องคั้นน้ำผลไม้ จากทำการออกแบบ และเขียนแบบเครื่องคั้นน้ำผลไม้สำหรับสร้าง

สำหรับบทที่ 5 เป็นการทดลองหาประสิทธิภาพของเครื่องคั้นน้ำผลหลังจากสร้างเสร็จเรียบร้อยแล้ว และบทที่ 6 ซึ่งเป็นบทสุดท้ายก็จะเป็นการทำงาน ผลที่ได้รับจากงานวิจัยชิ้นนี้ และแนวทางในการพัฒนางานวิจัยนี้เพิ่มเติม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2
ทฤษฎีการออกแบบและการวิเคราะห์กลไก

2.1 ปรัชญาของการออกแบบ

ผู้ออกแบบจะเริ่มต้นด้วยการขีดเขียนและสร้างสรรค์แบบใหม่ๆ ขึ้นมา แม้ว่าในการสร้างเครื่องจักรกลชนิดใหม่ที่ไม่เคยมีใช้มาก่อน จะต้องใช้ความคิดโดยอาศัยพื้นความรู้ต่างๆ อาศัยประสบการณ์และใช้เวลามากหรือน้อยก็ตาม ผู้ออกแบบจะได้กำไรจากความชำนาญด้านวิศวกรรมและด้านอุตสาหกรรมเพิ่มขึ้นหลายประการ

การออกแบบส่วนมากจะทำตามแบบอย่างที่มีใช้อยู่ในอุตสาหกรรม เช่น เครื่องกลึงรุ่นใหม่ก็มีลักษณะคล้ายกับเครื่องกลึงรุ่นเก่า รถยนต์รุ่นใหม่ก็คล้ายกับรถยนต์รุ่นเก่า เพียงแต่มีการเปลี่ยนแปลงปรับปรุงให้ดีขึ้น เพราะมีความรู้มากขึ้น ประสบการณ์มากขึ้น ในบางครั้งการเปลี่ยนแปลงปรับปรุงจะทำเมื่อต้องการประสิทธิภาพสูงขึ้น เพื่อเพิ่มหรือรักษาระดับราคาหรือเพิ่มผลการแข่งขันทางด้านการตลาด ปรัชญาของการออกแบบงานเฉพาะอย่างขึ้นอยู่กับลักษณะของอุตสาหกรรมหรือชนิดของเครื่องจักรกล การออกแบบในบางครั้งจะมีแบบต่างๆ หลายแบบ ซึ่งขึ้นอยู่กับว่าผู้ออกแบบประสงค์จะให้งานออกมาในรูปใด งานออกแบบบางชนิดผู้ออกแบบจะต้องค่อยๆ เปลี่ยนแปลงปรัชญาให้เหมาะสมกับธรรมชาติของงานนั้น เช่น เมื่อออกแบบเครื่องบินจะต้องทำด้วยความแม่นยำสูง ระวังทางด้านแรงและน้ำหนัก ซึ่งเป็นการออกแบบที่เสียค่าใช้จ่ายสูง เมื่อเปรียบเทียบกับการออกแบบถังความดันขนาดใหญ่ ผู้ออกแบบไม่จำเป็นต้องคำนึงถึงความแม่นยำสูงเหมือนกับเครื่องบินหรือไม่ต้องคำนึงถึงน้ำหนัก เป็นต้น

ที่กล่าวมาทั้งหมดนี้ มิได้ตั้งใจจะกล่าวถึงปรัชญาของการออกแบบทั้งหมดในอุตสาหกรรม แต่ประสงค์จะชี้ให้เห็นถึงความแตกต่างบางอย่างบางประการ ซึ่งในการออกแบบจริงๆ แล้ว ควรจะต้องพิจารณาถึงปรัชญาที่เหมาะสมกับงานนั้นๆ เป็นสำคัญ

2.1.1 พื้นฐานของผู้ออกแบบเครื่องกล

ผู้ออกแบบเครื่องจักรกลที่ดีควรจะต้องมีพื้นฐานความรู้ดังต่อไปนี้เป็นอย่างดี

2.1.1.1 มีพื้นฐานความรู้ทางด้านความแข็งแรงของวัสดุเป็นอย่างดี เพื่อใช้ในการวิเคราะห์ความดันชิ้นส่วนของเครื่องจักรกล ซึ่งจะต้องมีความแข็งแรง และแข็งแกร่งเพียงพอที่จะรับแรงต่างๆ ที่เกิดขึ้นได้

2.1.1.2 มีพื้นฐานความรู้เกี่ยวกับคุณสมบัติวัสดุวิศวกรรมที่ใช้กับเครื่องจักรกลเป็นอย่างดี ทั้งทางด้านโลหะวิทยา กรรมวิธีทางความร้อนต่างๆ และติดตามการพัฒนาด้านวัสดุอยู่ตลอดเวลา เพื่อจะได้นำวัสดุที่เหมาะสมมาใช้

2.1.1.3 มีความรู้ทางด้านกรรมวิธีการผลิตต่างๆ หลักเศรษฐศาสตร์ของวิธีการผลิต เพราะชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่ผลิตขึ้นมาจะต้องแข่งขันทางด้านราคา บางครั้งการออกแบบชิ้นส่วนชิ้นหนึ่งอาจเหมาะกับโรงงานหนึ่ง แต่ไม่เหมาะกับโรงงานอีกแห่งหนึ่งก็เป็นได้ เช่น โรงงานผลิตที่มีแผนกเชื่อมที่ดี

เอกสารนี้สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่ไม่มีแผนกหล่อ จะพบว่าการผลิตโดยวิธีเชื่อมจะประหยัดที่สุด แต่ในขณะเดียวกันโรงงานอีกแห่งหนึ่งอาจตัดสินใจใช้วิธีหล่อเพราะมีแผนกหล่อที่ดีอยู่

2.1.1.4 มีความรู้เป็นพิเศษเกี่ยวกับสิ่งแวดล้อมต่างๆ ที่จะมีผลต่อคุณสมบัติของวัสดุ เช่น บรรยากาศที่ทำให้เกิดการกัดกร่อน อุณหภูมิต่ำมากๆ หรือสูงมากๆ เป็นต้น

2.1.1.5 เตรียมพร้อมสำหรับการตัดสินใจอย่างฉลาดได้ว่า

(ก) ควรเลือกใช้ชิ้นส่วนที่มีจำหน่ายอยู่แล้วหรือต้องการออกแบบใหม่

(ข) ควรใช้สูตรสำเร็จที่ได้จากประสบการณ์ในการออกแบบชิ้นส่วนหรือไม่

(ค) ควรทดสอบชิ้นงานก่อนการผลิตหรือไม่

(ง) ต้องออกแบบเป็นพิเศษเพื่อควบคุมการสั่นสะเทือน ระดับเสียงดัง และอื่นๆ หรือไม่

2.1.1.6 มีความเข้าใจถึงความสวยงามบางประการ ซึ่งจะทำให้ผลิตผลจูงใจและดึงดูดใจผู้ใช้

2.1.1.7 มีความรู้ทางด้านเศรษฐศาสตร์ และการแข่งขันทางด้านราคาเพราะเหตุว่าวิศวกรมีหน้าที่ในการประหยัดเงินของผู้ว่าจ้าง การจะเพิ่มราคาสินค้าได้จะต้องมีการปรับปรุง เปลี่ยนแปลง เช่น เพิ่มความทนทานให้มากขึ้น เป็นต้น

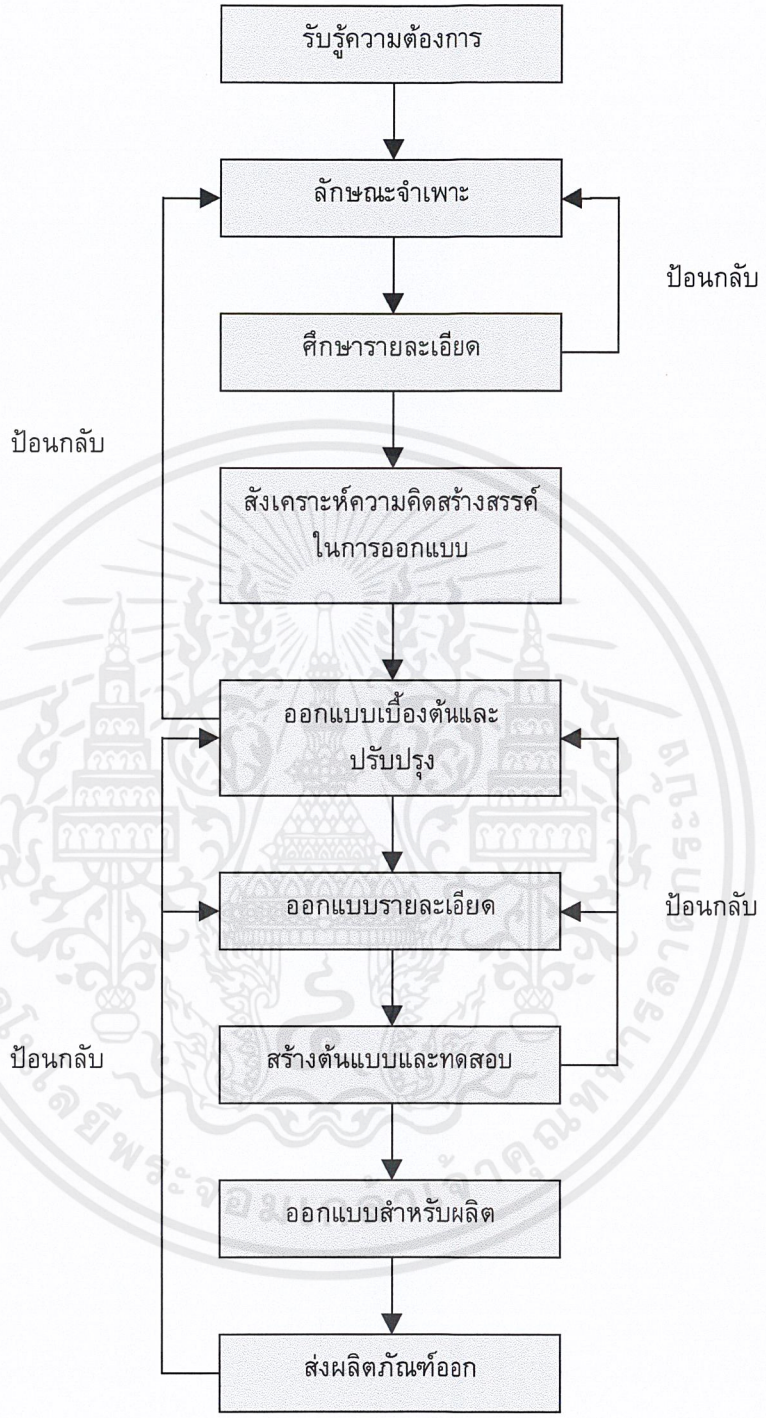
2.1.1.8 มีสัญชาตญาณในการเป็นนักประดิษฐ์และสร้างสรรค์ สิ่งสำคัญที่สุดก็คือจะต้องทำให้เกิดประสิทธิผลสูงที่สุด ความคิดสร้างสรรค์อาจเกิดขึ้นเพราะมีความขยันขันแข็งที่จะแก้ไขสิ่งที่ไม่ถูกใจและมีความเต็มใจที่จะทำ

เป็นสิ่งที่แน่นอนที่สุดว่า ไม่มีวิศวกรคนใดที่จะมีความรู้เป็นพิเศษเกี่ยวกับสิ่งที่กล่าวมาทั้งหมดและสามารถตัดสินใจในการแก้ปัญหาต่างๆ ได้อย่างดีที่สุด องค์กรขนาดใหญ่ขึ้นย่อมจะมีผู้ชำนาญพิเศษในด้านต่างๆ มากขึ้น ซึ่งจะช่วยในการเป็นที่ปรึกษาได้อย่างดี วิศวกรส่วนมากจะรู้ขั้นตอนการออกแบบแล้วเป็นอย่างดีและจะดียิ่งขึ้นถ้าได้ใช้บุคคลหลายฝ่ายที่มีความชำนาญต่างกันมาร่วมกันออกแบบ การออกแบบเป็นงานอาชีพอย่างหนึ่งซึ่งมีเสน่ห์ดึงดูดใจผู้ออกแบบ เพราะต้องใช้พื้นฐานความรู้อย่างกว้างขวางทั้งทางด้านทฤษฎีและปฏิบัติ งานวิศวกรรมก็คืองานออกแบบ

2.2 ขั้นตอนของการออกแบบ

การออกแบบเป็นกระบวนการที่น่าสนใจมากว่าควรจะเริ่มต้นอย่างไร ต่อไปจะเกิดอะไรขึ้น มีอะไรบ้างที่เป็นตัวควบคุมหรือมีผลต่อการตัดสินใจ และสุดท้ายงานจะสิ้นสุดที่ใด ดังนั้นจะกล่าวถึงขั้นตอนในการออกแบบทั่วไปซึ่งงานบางประเภทอาจจะไม่เป็นตามขั้นตอนนี้ก็ได้ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของผลิตภัณฑ์ที่ออกแบบและกรรมวิธีในการออกแบบดังจะเขียนเป็นแผนภาพ ดังรูปที่ 2-1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-1 แผนภาพของการออกแบบที่มีวงป้อนกลับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 2-1 สามารถอธิบายรายละเอียดของขั้นตอนต่างๆ ได้ดังต่อไปนี้

1. รับรู้ความต้องการ การออกแบบอาจเริ่มต้นจากการที่วิศวกรได้รับรู้ความต้องการและตัดสินใจที่จะทำอะไรบางสิ่งบางอย่างขึ้น หรืออาจได้รับข้อมูลจากข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับผลิตภัณฑ์ในด้านการใช้งานและคุณภาพของผลิตภัณฑ์อาจเป็นแรงผลักดันให้มีการออกแบบขึ้นได้ การแข่งขันกันทางด้านธุรกิจและอุตสาหกรรม ทำให้เกิดความต้องการในการออกแบบอุปกรณ์ กระบวนการ และเครื่องจักรกลใหม่ๆ สิ่งสำคัญที่สุดก็คือ ต้องยอมรับรู้ว่าเกิดความต้องการขึ้นแล้ว ใช้ประสบการณ์พื้นฐานที่มีอยู่ทำความเข้าใจกับความต้องการนั้นให้ถ่องแท้

2. ลักษณะจำเพาะ รวบรวมรายละเอียดของสิ่งที่ต้องการออกแบบให้มากที่สุดเท่าที่จะทำได้ ซึ่งอาจประกอบด้วย คุณลักษณะ ขนาด ราคา จำนวนที่ต้องการผลิต อายุการใช้งาน อุณหภูมิที่ใช้งาน ความเชื่อถือได้ และสิ่งที่คาดว่าจะมีการเปลี่ยนแปลงได้บ้าง เช่น น้ำหนัก พร้อมทั้งบางสิ่งบางอย่างที่เกิดขึ้นเนื่องมาจากการออกแบบ เช่น กรรมวิธีการผลิต ความชำนาญของช่าง เป็นต้น การออกแบบงานบางประเภทต้องทำตามเกณฑ์ (Code) เช่น หม้อไอน้ำ ภาชนะความดัน ก็จำเป็นต้องศึกษาเกณฑ์นั้นให้ทราบถึงสิ่งสำคัญต่างๆ ที่เป็นข้อควรระมัดระวังและปฏิบัติตาม

3. ศึกษารายละเอียด เมื่อได้ลักษณะจะเพาะต่างๆ แล้วขั้นตอนต่อไปก็คือศึกษารายละเอียด ทั้งนี้ก็เพื่อแยกแยะถึงสิ่งที่อาจก่อให้เกิดความเสียหายหรือความล้มเหลว ทั้งทางด้านเทคนิคและด้านเศรษฐศาสตร์

โดยปกติแล้ว ผู้ที่รับผิดชอบในการศึกษารายละเอียดมักจะเป็นวิศวกรที่ผ่านงานออกแบบมาแล้วอย่างมาก มีพื้นความรู้ทางด้านวิศวกรรมศาสตร์ต่างๆ เป็นอย่างดี รู้วิธีการเลือกใช้วัสดุ รู้วิธีการผลิต และความต้องการของแผนกขาย ผู้ที่ทำการศึกษารายละเอียดมักจะเป็นผู้รับผิดชอบโครงการทั้งหมดมีบ่อยครั้งที่ผลการศึกษารายละเอียดจะทำให้ลักษณะจำเพาะต้องเปลี่ยนไปเพื่อความสำเร็จของโครงการ จึงทำให้มีวงป้อนกลับไปยังลักษณะจำเพาะ ดังรูป

4. สังเคราะห์ความคิดสร้างสรรค์ในการออกแบบ เมื่อศึกษารายละเอียดแล้ว ต่อไปก็ถึงขั้นตอนการสังเคราะห์ความคิดสร้างสรรค์ในการออกแบบ ซึ่งเป็นขั้นตอนที่ท้าทายและน่าสนใจที่สุดในการออกแบบ ผู้ออกแบบจะหน้าที่เป็นวิศวกร นักประดิษฐ์ และจิตรกรในเวลาเดียวกัน ซึ่งขณะนี้เขาจะเป็นนักสร้างสรรค์

การสังเคราะห์คือการวิเคราะห์และอำนวยประโยชน์ที่สุด ในขั้นนี้จะต้องสังเคราะห์ความคิดใหม่กับความคิดเก่าเพื่อทำให้เกิดความคิดใหม่ขึ้น ความคิดสร้างสรรค์เป็นสิ่งที่สั่งสอนกันไม่ได้แม้ว่าจะใช้วิธีกระตุ้นก็ตาม แต่ก็เชื่อได้ว่าการศึกษาที่เหมาะสมทำให้มนุษย์มีกระบวนการคิดสร้างสรรค์กว้างขวางขึ้น

5. การออกแบบเบื้องต้นและการปรับปรุง หลังจากผ่านกระบวนการสังเคราะห์ความคิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สร้างสรรค์ในการออกแบบแล้ว อาจจะมีวิธีการออกแบบที่เหมาะสมกับลักษณะจำเพาะและความต้องการหลายวิธี จึงจำเป็นที่จะต้องตัดสินใจเลือกเอาวิธีใดวิธีหนึ่งเป็นแบบเบื้องต้นและปรับปรุงต่อไป

ในขั้นนี้จำเป็นจะต้องมีแบบแสดงเครื่องจักรกลหรือระบบที่มีความเกี่ยวข้องกัน เพื่อหาความสัมพันธ์ต่างๆ ของระบบทั้งหมด แบบควรมีขนาดสำคัญพร้อมทั้งรูปประกอบ รูปด้านข้างอย่างสมบูรณ์ นอกจากนั้นยังต้องพิจารณาทางด้านคิเนมาติก (kinamatic) ของระบบด้วย เพื่อความมั่นใจว่าจะทำงานได้

โดยปกติแล้วในขั้นนี้จะยังไม่ได้ผลสมบูรณ์ จึงต้องมีวงป้อนกลับไปยังลักษณะจำเพาะ ดังรูปที่ 2-1 เพื่อทำให้มีความสมบูรณ์ครบถ้วน พร้อมกันนั้นก็จะมีการปรับปรุง เพื่อพิสูจน์ให้เห็นถึงแนวความคิด เพื่อหาวัสดุที่มีคุณสมบัติเหมาะสม เพื่อประเมินผลของอุปกรณ์ ดังนั้น ช่วงของการออกแบบเบื้องต้นนี้อาจจะช้าหรือเปลี่ยนแปลงไปตามข้อมูลที่ได้ อันที่จริงแล้วการปรับปรุงจะเกิดขึ้นในขั้นตอนต่อไปของแผนภาพในรูปที่ 2-1

6. ออกแบบรายละเอียด การออกแบบรายละเอียดเกี่ยวข้องกับขนาดจริง และขนาดของส่วนประกอบอื่นๆ ทั้งหมดทั้งที่จะผลิตขึ้นเอง หรือผลิตภัณฑ์สำเร็จที่จะซื้อมาใช้ ซึ่งจะประกอบเข้าด้วยกันทั้งหมดเป็นระบบ ดังนั้นจึงต้องมีแบบรายละเอียดของชิ้นส่วนทุกชิ้น แสดงรูปด้านต่างๆ เท่าที่จำเป็น โดยต้องกำหนดทั้งขนาด พิกัดความเผื่อไว้ให้ครบถ้วน วัสดุที่ใช้ กรรมวิธีทางความร้อน (ถ้ามี) ชื่อชิ้นส่วน และบางครั้งอาจจะต้องใช้แบบประกอบของชิ้นงานสำเร็จด้วย

โดยปกติช่างเขียนแบบจะทำงานไปพร้อมกับวิศวกร เพื่อเขียนแบบที่วิศวกรกำหนดขึ้น วิศวกรจะต้องใช้ข้อมูลต่างๆ ที่จำเป็น เช่น รูปแบบเบื้องต้นที่วิศวกรควรจะร่างขึ้นมาก่อน จะต้องให้ขนาด ชนิดของวัสดุโดยใช้เทคนิคในการวิเคราะห์และประสบการณ์ที่ผ่านมา ซึ่งหมายความว่าวิศวกรต้องใช้พื้นฐานทางคณิตศาสตร์ กลศาสตร์ ความแข็งแรงของวัสดุ กลศาสตร์ของไหล การสั่นสะเทือน โลหะวิทยา กระบวนการผลิต โดยที่วิศวกรอาจจะหาผู้ช่วยที่มีความชำนาญพิเศษเฉพาะสาขามาช่วยได้

7. สร้างต้นแบบและทดสอบ หลังจากที่มีรายละเอียดต่างๆ สมบูรณ์ มีแบบแยกชิ้น แบบประกอบ รวมทั้งวัสดุและรายการชิ้นส่วนต่างๆ แล้ว จึงส่งแบบที่สมบูรณ์ทั้งหมดไปยังโรงงาน เพื่อสร้างต้นแบบ

เมื่อสร้างต้นแบบเสร็จเรียบร้อยก็เตรียมประเมินผลและทดสอบ ผลจากการทดสอบอาจทำให้ต้องเปลี่ยนแปลงหรือปรับปรุงการออกแบบเบื้องต้น หรือแบบรายละเอียดบางประการ ซึ่งแสดงไว้เป็นวงป้อนกลับดังรูปที่ 2-1 หลังการเปลี่ยนแปลงปรับปรุงชิ้นส่วนบางชิ้นแล้วจะทดสอบและประเมินผลใหม่อีกครั้ง หรืออาจต้องทำอีกหลายครั้ง จนกระทั่งวิศวกรผู้ออกแบบพึงพอใจที่งานของเขามีสมรรถนะตามต้องการ เมื่อถึงขั้นนี้แล้วจะส่งแบบชิ้นส่วนและรายการวัสดุไปยังแผนกวิศวกรรมเพื่อปรับปรุงให้เหมาะสมกับการผลิตต่อไป

8. ออกแบบสำหรับผลิต ในขั้นนี้จะพิจารณาถึงการเปลี่ยนแปลงบางอย่างเพื่อความเหมาะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สม (โดยมากจะพิจารณาจากหลักเศรษฐศาสตร์) ของวิธีการผลิตที่ดีที่สุด เนื่องจาการผลิตชิ้นงานน้อยชิ้นกับชิ้นงานมากชิ้นอาจต้องใช้วิธีการผลิตต่างกัน จึงต้องหาวิธีการผลิตที่ประหยัดที่สุด

บางครั้งอาจรวมชิ้นงานหลายชิ้นเข้าเป็นชิ้นเดียวกัน หรือเปลี่ยนใช้ชิ้นส่วนที่มีในท้องตลาดแทนอีกประการหนึ่งวิศวกรการผลิตอาจเลือกใช้วัสดุที่มีคุณภาพใกล้เคียงกันแต่ราคาถูกกว่าก็ได้ จากนั้นจึงเขียนแบบแก้ไขใหม่ให้เรียบร้อยแล้วจึงส่งฝ่ายผลิต เพื่อผลิตและส่งผลิตภัณฑ์ออกจำหน่าย

9. ส่งผลิตภัณฑ์ออก โดยปกติมักจะผลิตชิ้นงานต้นแบบแล้วทดสอบอีกครั้งหนึ่งถ้ามีปัญหาที่แก้ไขไม่ได้ก็จะส่งกลับไปยังแผนกออกแบบเบื้องต้นและปรับปรุง หรืออาจเสนอแนะข้อคิดเห็นไปได้ดังที่ได้แสดงโดยวงป้อนกลับในรูปที่ 2-1

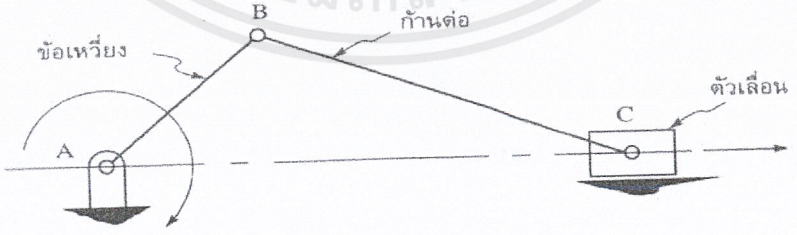
สิ่งที่กล่าวมาทั้งหมดนี้อาจไม่สมบูรณ์ทางด้านรายละเอียดต่างๆ หรืออาจจะใช้ได้กับกระบวนการผลิตบางอย่าง บางระบบเท่านั้น เพราะการที่จะรู้รายละเอียดถึงกรรมวิธีการออกแบบในงานต่างๆ จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องศึกษาและเข้าไปมีส่วนร่วมในงานนั้นๆ

2.3 คิเนเมติก

2.3.1 แนวคิดทางเครื่องกล (Mechanical Concept)

กลไล (Mechanism) คือการรวบรวมของวัตถุเกร็ง (rigid body) ซึ่งเชื่อมต่อกัน และสามารถเคลื่อนที่ไปด้วยกันได้ และสามารถจะกำหนดหรือรู้ทิศทางการเคลื่อนที่ของกลไกที่เชื่อมต่อกันได้โดยอาศัยกฎทางฟิสิกส์ ในขณะเดียวกัน กลไกนี้ก็จะถูกพิจารณาเป็นคิเนเมติกเชน (kinematic chain) ที่เป็นวัตถุเกร็งที่อยู่กับที่ ตัวอย่างของกลไกนี้คือชุดข้อเหวี่ยง (slider crank) ซึ่งแสดงในรูปที่ 2-2.

เครื่องจักร (machine) คือกลไกหรือกลุ่มของกลไกที่นำมารวมกันแล้วสามารถทำงานได้ และเป็นตัวช่วยในการส่งแรง ตัวอย่างของเครื่องจักร เช่น เครื่องยนต์สันดาปภายใน ดังแสดงในรูปที่ 2-2



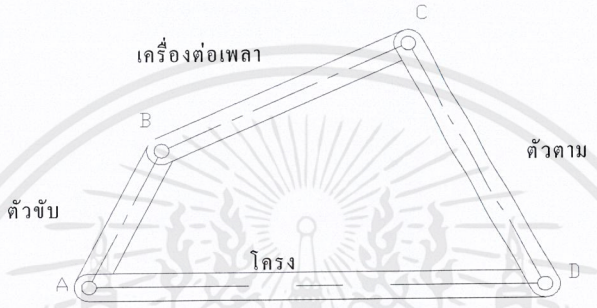
รูปที่ 2-2 กลไกชุดข้อเหวี่ยง

ในเครื่องจักรไม่จำเป็นต้องมีกลไกทั้งหมด แต่กลไกจะเป็นส่วนประกอบหลักของเครื่องจักร โดยที่เครื่องจักรจะเป็นตัวส่งถ่ายพลังงาน (energy) แต่กลไกจะเป็นตัวส่งถ่ายการเคลื่อนที่โดยการเคลื่อนที่ของกลไกจะเป็นส่วนประกอบของเครื่องจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเชื่อมต่อ (pair) ระหว่างวัตถุสองชิ้นที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ซึ่งสัมพันธ์กัน แบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ

การเชื่อมต่อแบบมีผิวสัมผัส (Lower pair) เช่น บานพับ หรือสลัก ซึ่งจะมีการเคลื่อนที่รอบผิวสัมผัส ลักษณะผิวสัมผัสเหมือนกับการเคลื่อนที่ของลูกปืน แหวน – ลูกสูบ ข้อต่อเกลียว (screwed oints) และข้อต่อลูกหมาก (ball and socket joint) ตัวอย่างเช่นข้อต่อ A, B, C, และ D ในรูปที่ 2-3 จะเป็นลักษณะของการเชื่อมต่อแบบมีผิวสัมผัส จุดเชื่อมแบบนี้จะเรียกว่า รีโวลูท (revolute) หรือเทิร์นนิ่งแพร์ (turning pair) ก็ได้



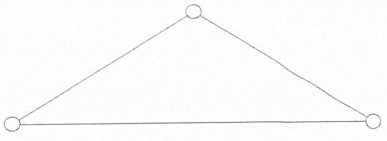
รูปที่ 2-3 กลไกสี่ก้านต่อโยง

การเชื่อมต่อแบบมีเส้นหรือจุดสัมผัสระหว่างผิวของวัตถุ (higher pair) จุดสัมผัสที่เห็นอยู่บ่อยๆคือ บอลแบริ่ง (ball bearing) ส่วนเส้นสัมผัส เช่น ลูกเบี้ยว (cams) โรลเลอร์แบริ่ง (roller bearing) และเฟืองเกียร์ทุกชนิด

ก้านเชื่อมโยง (link) คือวัตถุเกร็งที่รับการส่งถ่ายแรงจากวัตถุหนึ่งไปยังวัตถุหนึ่ง เช่น การเชื่อมต่อกันของก้านลูกสูบ (rod) หรือเพลาข้อเหวี่ยง (crank arm) ดังรูปที่ 2-2 หรือก้านโยงก็คือวัตถุเกร็งที่มีตั้งแต่ 2 ก้านหรือมากกว่ามาจับคู่กัน

คิเนเมติกเชน คือกลุ่มของก้านโยงที่เชื่อมต่อกันเพื่อทำการส่งถ่ายการเคลื่อนที่และแรง ซึ่งมีอยู่ในระบบ การต่อแบบนี้มีอยู่ 3 แบบ คือ

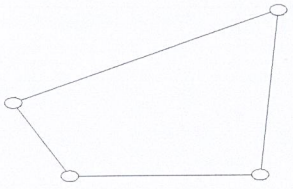
ล็อคเชน (locked chain) การเชื่อมต่อแบบนี้จะไม่มีการเคลื่อนที่สัมพัทธ์ (relative motion) ระหว่างก้านต่อโยง เช่น กลไก 3 ก้านโยง (three link mechanism) ดังรูปที่ 2-4



รูปที่ 2-4 ล็อคเชน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คอนสเตรนเชน (constrained chain) จะมีก้านต่อโยงหนึ่งถูกยึดอยู่กับที่และก้านต่อโยงอื่นๆ จะเคลื่อนที่ไปโดยมีทิศทางการเคลื่อนที่ที่แน่นอน เช่น กลไก 4 ก้านต่อโยง (four bar mechanism) ดัง รูปที่2-5



รูปที่ 2-5 คอนสเตรนเชน

อันคอนสเตรนเชน (unconstrained chain) จะมีก้านต่อโยงหนึ่งอยู่กับที่ และก้านต่อโยงอื่นเคลื่อนที่ได้โดยมีทิศทางการเคลื่อนที่ที่ไม่แน่นอน ตัวอย่างเช่น กลไก 5 ก้านต่อโยง (five link mechanism) ดังรูปที่ 2-6



รูปที่ 2-6 อันคอนสเตรนเชน

ลิงเกจ (linkage) คือกลไกซึ่งมีการเชื่อมต่อกันแบบการเชื่อมต่อที่มีผิวสัมผัส (lower pair) เช่น การเชื่อมต่อกลไก 4 ก้านต่อโยง และกลไกชุดข้อเหวี่ยง เป็นต้น

กลไกแบบง่าย (simple mechanism) ประกอบด้วยก้านต่อโยง 3 หรือ 4 ก้านต่อโยง ด้วยเหตุ นี้ การรวมกลไกมาประกอบกันเป็นกลไกอย่างง่ายมักจะมีก้านต่อโยงมารวมกันมากกว่า 4 ก้านต่อโยง

โครงสร้าง (structure) เป็นการรวมกันของวัตถุเกร็งซึ่งสามารถส่งถ่ายแรงหรือลำเลียงภาระต่างๆ ได้แต่ไม่มีการเคลื่อนที่สัมพัทธ์กัน ในทำนองเดียวกัน โครงสร้างอาจอนุโลมได้ว่าเป็นล็อคเชน

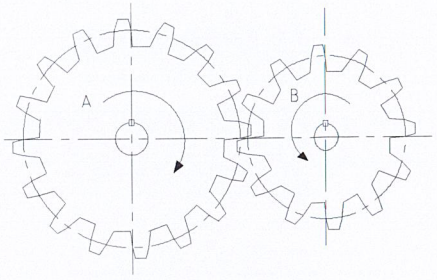
โครง (frame) เป็นโครงสร้างที่ติดตั้งไว้เพื่อรองรับกลไกเครื่องจักรกลต่างๆ โดยทั่วๆ ไปก็คือก้านต่อโยงที่อยู่กับที่ของระบบกลไก ดังรูปที่ 2-3

ตัวขับ (driver) คือ ส่วนระบบกลไกที่เป็นต้นเหตุที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ เช่น เพลาข้อเหวี่ยงในรูปที่ 2-3

ตัวตาม (follower) คือส่วนประกอบของระบบกลไกที่เป็นต้นเหตุที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ เช่น เพลาข้อเหวี่ยงในรูปที่ 2-3

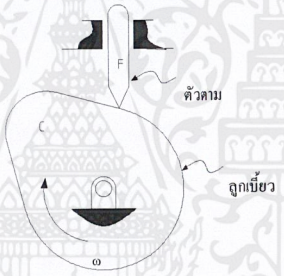
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เฟือง (gear) คือชิ้นส่วนเครื่องจักรกลอีกอย่างหนึ่ง โดยทั่วไปจะมีลักษณะเป็นวงกลมและจะมีฟันเฟืองและปลอกเพื่อที่จะเป็นส่วนที่รับการหมุนจากเพลา เช่น เฟืองตรง ในรูปที่ 2-7



รูปที่ 2-7 เฟืองตรง

ลูกเบี้ยว (cam) คือส่วนประกอบของเครื่องจักรกลอีกอย่างหนึ่ง ซึ่งการเคลื่อนที่มีทั้งการหมุนและการเลื่อน (sliding) โดยการเคลื่อนที่จะมีส่วนของลูกกลิ้งที่จะเลื่อนไปบนผิวสัมผัส ดังรูปที่ 2-8



รูปที่ 2-8 กลไกลูกเบี้ยว

2.3.1.1 รูปแบบของการส่งผ่าน (models of transmission)

วิธีการส่งผ่านการเคลื่อนที่จากตัวขับไปยังตัวตามมีดังนี้

1. การสัมผัสตรง เช่น การเลื่อน การกลิ้ง
2. การต่อเชื่อม
   - การต่อเชื่อมแบบแน่นอน เช่น ก้านต่อโยง
   - การต่อเชื่อมแบบไม่แน่นอน เช่น สายพาน และของไหล
3. แบบไม่ใช้วัสดุ เช่น ใช้เส้นแรงแม่เหล็ก

2.3.1.2 อินเวอร์ชัน

อินเวอร์ชัน (inversion) คือกระบวนการของความแตกต่างระหว่างการจับยึดก้านต่อโยง ซึ่งจะได้กลไกที่แตกต่างกัน เช่น การจับยึดของชุดข้อเหวี่ยงในรูปที่ 2-9

1. ยึดก้านต่อโยง 1 กลไกจะกลายเป็นเครื่องจักรไอน้ำ (steam engine) ในรูปที่ 2-9(ก)

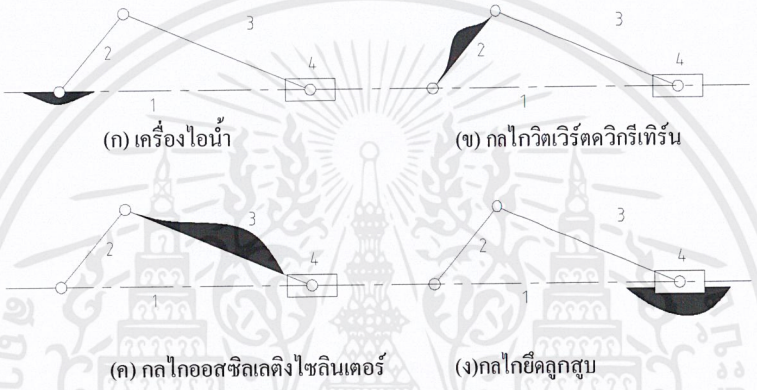
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ยึดก้านต่อโยง 2 กลไกจะกลายเป็นกลไกวิดเวิร์ดควิกรีเทริร์น (whithworth quick return) ที่ใช้ในเครื่องไสในรูปที่ 2-9 (ข)

3. ยึดก้านต่อโยง 3 กลไกจะกลายเป็นเครื่องยนต์แบบออสซิลเลติงไซลินเดอร์ (oscillating cylinder) ซึ่งเคยเป็นเครื่องยนต์ของเรือเดินสมุทรในรูปที่ 2-9 (ค)

4. ยึดก้านต่อโยง 4 หรือยึดลูกสูบ จะได้กลไกดังรูปที่ 2-9 (ง) การประยุกต์กลไกแบบนี้ทำได้โดยการหมุนรูปเป็นมุมฉากตามเข็มนาฬิกา ก็จะกลายเป็นส่วนของการ์เดนปั๊ม (garden pump)

ในการจับยึดของกลไกจะไม่ทำให้การเคลื่อนที่สัมพัทธ์ (relative motion) ระหว่างก้านต่อโยงเปลี่ยนแปลง แต่การเคลื่อนที่สัมบูรณ์ (absolute motion) อาจเปลี่ยนได้



รูปที่ 2-9 การจับยึดชุดข้อเหวี่ยง

2.3.2 การแบ่งประเภทการเคลื่อนที่ (Motion Classification)

การเคลื่อนที่ (motion) คือการเปลี่ยนแปลงตำแหน่ง โดยที่การเปลี่ยนตำแหน่งอาจจะเทียบกับวัตถุอื่น ซึ่งอาจหยุดนิ่งหรือเคลื่อนที่ก็ได้ แบ่งออกเป็น 3 ประเภท คือ

การหยุดนิ่ง (rest) คือภาวะที่วัตถุไม่มีการเคลื่อนที่

การเคลื่อนที่สัมบูรณ์ (absolute motion) คือการเปลี่ยนตำแหน่งของวัตถุเมื่อเทียบกับวัตถุอื่นที่หยุดนิ่งอย่างสมบูรณ์

การเคลื่อนที่สัมพัทธ์ (relative motion) คือการเปลี่ยนตำแหน่งของวัตถุเมื่อเทียบกับวัตถุอื่น ซึ่งมีการเคลื่อนที่เมื่อเปรียบเทียบกับจุดอ้างอิงที่อยู่กับที่

2.3.2.1 ชนิดของการเคลื่อนที่ (type of motion)

การเคลื่อนที่ในแนวระนาบ (plan motion) การเคลื่อนที่ในแนวระนาบทุกๆ จุดของวัตถุเคลื่อนที่ไปในระนาบเดียวกัน และทุกๆ จุดของวัตถุที่เคลื่อนที่จะมีระยะทางที่จากระนาบอ้างอิงไปตลอดการเคลื่อนที่นั้น ตัวอย่างเช่น การเคลื่อนที่ของก้านต่อ (connecting rod) บนรถจักร (locomotive) ในรูปที่ 2-10 การเคลื่อนที่ในระนาบแบ่งออกได้เป็น 3 แบบด้วยกันคือ

1. การเคลื่อนที่แบบหมุน (rotation) คือการเคลื่อนที่ของวัตถุหมุนรอบจุดหยุดนิ่ง เรียกการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เคลื่อนที่แบบนี้ว่าการเคลื่อนที่แบบหมุน โดยที่ทุกๆ จุดในวัตถุอธิบายได้ว่ามีการเคลื่อนที่เป็นวงกลมเมื่อเทียบแกนที่อยู่กับที่ซึ่งตั้งฉากกับระนาบของการหมุน ดังข้อเหวี่ยง AB ในรูปที่ 2-2

2. การเคลื่อนที่แบบเคลื่อนย้าย (translation) เมื่อวัตถุเคลื่อนที่โดยไม่มีการหมุนเรียกการเคลื่อนที่ของวัตถุนี้ว่าเป็นการเคลื่อนที่แบบเคลื่อนย้าย หรือการเคลื่อนที่ที่ระยะห่างระหว่างจุดสองจุดบนวัตถุไม่มีการเปลี่ยนตำแหน่งหรือมีค่าคงที่ ซึ่งการเคลื่อนที่แบบนี้แบ่งเป็น 2 ลักษณะคือ

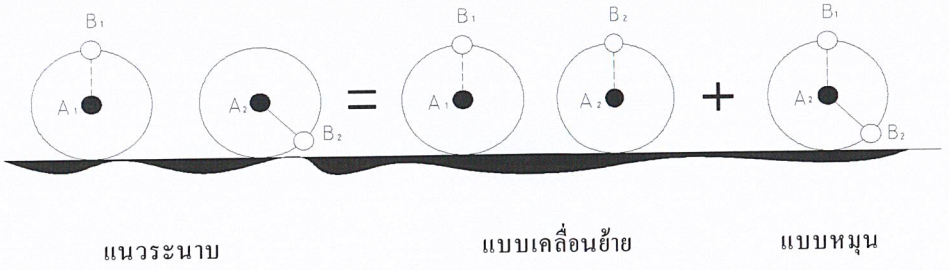
ก. การเคลื่อนย้ายเชิงเส้น (rectilinear translation) คือการเคลื่อนที่เป็นเชิงเส้นตรง โดยที่ทุกๆ จุดในวัตถุเคลื่อนที่เป็นทางยาวขนานกันเป็นเส้นตรง เช่น ตัวเลื่อน C ในรูปที่ 2-2

ข. การเคลื่อนย้ายเป็นเส้นโค้ง (curvilinear translation) คือการเคลื่อนที่เป็นเส้นโค้ง โดยที่ทุกๆ จุดบนวัตถุจะเคลื่อนที่ขนานกันเป็นทางโค้ง ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังรูปที่ 2-10 แนวการเคลื่อนที่ของจุด 2 จุดบนก้านเหล็ก เช่น BC มีการเคลื่อนที่เป็นแบบเส้นโค้ง (curvature)

3. การเคลื่อนที่แบบผสม (combined motion) คือการเคลื่อนที่ของวัตถุมีการเคลื่อนที่เป็นเส้นตรงและหมุนไปด้วยกัน โดยที่ทุกๆ จุดบนวัตถุมีการเปลี่ยนตำแหน่งและทุกๆ จุดของวัตถุหมุนขณะเคลื่อนที่ด้วย การเคลื่อนที่แบบผสมนี้สามารถสังเกตได้จากรูปที่ 2-11



รูปที่ 2-10 การเคลื่อนย้ายเป็นเส้นโค้งของก้านเหล็กขับด้านข้างของรถไฟ



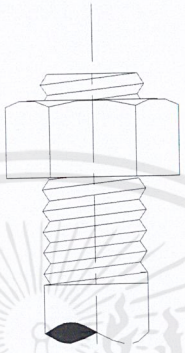
แนวระนาบ แบบเคลื่อนย้าย แบบหมุน

รูปที่ 2-11 การเคลื่อนที่ของล้อรถ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

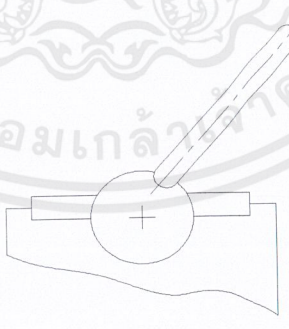
การเคลื่อนที่สามมิติ (three dimension motion) แบ่งออกเป็น 2 ชนิดคือ

1. การเคลื่อนที่แบบเฮลิคัล (helical motion) เกิดขึ้นเมื่อวัตถุมีการเคลื่อนที่แบบหมุนผสมกับการเคลื่อนย้ายตามแนวแกนของการหมุน ตัวอย่างที่เห็นกันบ่อยๆ คือ การเคลื่อนที่ของนอตตัวเมียที่หมุนเข้าไปในเกลียวของสลักเกลียว (screw) ดังรูปที่ 2-12



รูปที่ 2-12 สกรูและนอต

2. การเคลื่อนที่แบบสเฟอริคัล (spherical motion) เมื่อวัตถุเคลื่อนที่ใน 3 มิติ การเคลื่อนที่ของจุดใดๆ ของวัตถุจะมีทางเดินเป็นส่วนหนึ่งของทรงกลม โดยมีระยะห่างคงที่จากจุดที่อยู่กับที่ เรียกการเคลื่อนที่ ที่แบบนี้ว่า สเฟอริคัล ตัวอย่างที่เห็นชัดที่สุดก็คือ คันโยกเกียร์หรือข้อต่อลูกหมาก (ball and socket joint) โดยที่ระยะห่างจากปลายสุดของวัตถุที่เคลื่อนที่กับจุดที่สัมผัสจะคงที่ตลอด ดังรูปที่ 2-13



รูปที่ 2-13 ข้อต่อ

การเคลื่อนที่แบบอื่นๆ เป็นลักษณะการเคลื่อนที่ที่เพิ่มขึ้น

1. การเคลื่อนที่แบบต่อเนื่อง (continuous motion) คือการเคลื่อนที่ของจุดใดๆ เป็นระยะทางและเคลื่อนที่ซ้ำกับตำแหน่งเดิมเมื่อเทียบกับแกนหมุน เช่น การหมุนล้อรถยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. การเคลื่อนที่ซ้ำทางเดิม (reciprocating motion) คือการเคลื่อนที่ไปและกลับในทิศทางเดียวกัน ตัวอย่างการเคลื่อนที่แบบนี้ เช่น กลไกเพลาข้อเหวี่ยง ในรูปที่ 2-2 หรือการเคลื่อนที่แบบวงกลมและการแกว่งของลูกตุ้มนาฬิกา เป็นต้น

3. การเคลื่อนที่แบบไม่ต่อเนื่อง (intermittent motion) คือการเคลื่อนที่ของวัตถุที่มีการเคลื่อนที่แบบไม่แน่นอน หรือเคลื่อนที่แบบพักๆ หยุดๆ

2.3.3 คุณลักษณะของการเคลื่อนที่ (Motion Characteristic)

ทางเดิน (path) คือทางเดินของจุดขณะที่มันเปลี่ยนตำแหน่ง

ระยะทางที่เดินทางได้ (distance) คือระยะทางทั้งหมดที่วัตถุเคลื่อนที่

ระยะขจัด (displacement) คือระยะทางการเปลี่ยนแปลงตำแหน่ง โดยวัดจากจุดเริ่มต้นไปยังจุดสุดท้าย และระยะขจัดแบ่งออกเป็น 2 แบบ คือ

1. ระยะขจัดเชิงเส้น (linear displacement, Δs) คือการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของจุดขณะที่เคลื่อนที่เป็นเส้นตรง Δs จะมีหน่วยเป็นนิ้ว ฟุต เมตร หรือไมล์ โดยที่ระยะขจัดเชิงส้นมีการกำหนดทิศทางและเป็นปริมาณเวกเตอร์

2. ระยะขจัดเชิงมุม (angular displacement, $\Delta\theta$) คือมุมระหว่างจุดบนวัตถุที่หมุน ซึ่งมีทั้งขนาดและทิศทาง $\Delta\theta$ จะวัดเป็นองศาหรือเรเดียน

ความเร็ว (velocity) คืออัตราการเปลี่ยนแปลงของตำแหน่งของจุดต่อเวลา หรือระยะขจัดต่อหนึ่งหน่วยเวลา (displacement per unit time) แบ่งออกเป็น 2 ชนิดคือ

1. ความเร็วเชิงเส้น (linear velocity) คืออัตราการเปลี่ยนแปลงของระยะทางต่อเวลาของจุดที่เคลื่อนที่เป็นเส้นตรงความเร็วเฉลี่ยหาได้จาก

$$v = \frac{\Delta s}{\Delta t} \qquad (2.1)$$

เมื่อ Δs คือการเปลี่ยนแปลงระยะทางเชิงเส้น (linear distance)

2. ความเร็วเชิงมุม (angular velocity) คือการเปลี่ยนแปลงของมุมที่กวาดไปต่อเวลา โดยที่วัตถุอาจจะหมุนตามเข็มหรือทวนเข็มนาฬิกา ความเร็วเชิงหมุนเฉลี่ยหาโดย

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \qquad (2.2)$$

เมื่อ $\Delta\theta$ คือการเปลี่ยนแปลงระยะทางเชิงหมุน (average angular velocity)

อัตราความเร็ว (speed) คืออัตราการเคลื่อนที่ในแต่ละทิศทาง หรือระยะทางทั้งหมดในเวลา 1 หน่วย ไม่มีทิศทางแสดงเฉพาะขนาดนั้น มีหน่วยเป็นฟุตต่อนาที นิ้วต่อวินาที หรือไมล์ต่อชั่วโมง อัตราเร็วเป็นปริมาณสเกลาร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราความเร็วเชิงมุม (angular speed) คืออัตราความเร็วของวัตถุที่หมุนเทียบกับแกน มีหน่วยเป็นรอบต่อนาที และเรเดียนต่อวินาที อัตราความเร็วเชิงมุมเป็นปริมาณสเกลาร์

อัตราความเร่งหรือความเร่ง (accelerration) คืออัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วต่อเวลา หรืออัตราความเร็วที่เพิ่มขึ้น แบ่งออกเป็น 2 ชนิดคือ

1. ความเร่งเชิงเส้น (linear acceleration) คืออัตราการเปลี่ยนแปลงของความเร็วเชิงเส้นต่อหน่วยเวลา ความเร่งเฉลี่ยเชิงเส้นเฉลี่ยหาได้โดย

$$\mathbf{a} = \frac{\Delta \mathbf{v}}{\Delta \mathbf{t}} \qquad (2.3)$$

เมื่อ Δv คือความเร็วที่เปลี่ยนไป

Δt คือเวลาที่เปลี่ยนไปขณะที่วัตถุเคลื่อนที่ขณะที่ความเร็วเปลี่ยนแปลง ความเร่งเชิงเส้นเป็นปริมาณเวกเตอร์ มีทั้งขนาดและทิศทาง มีหน่วยเป็นนิ้วต่อวินาทีกำลังสอง ฟุตต่อวินาทีกำลังสอง เมตรต่อวินาทีกำลังสอง

2. ความเร่งเชิงมุม (angular acceleration) คือการเปลี่ยนแปลงความเร็วเชิงมุมต่อหน่วยเวลา ค่าเฉลี่ยของอัตราเร่งเชิงมุมหาได้โดยใช้สูตรต่อไปนี้

$$\alpha = \frac{\Delta \omega}{\Delta \mathbf{t}} \qquad (2.4)$$

เมื่อ $\Delta\omega$ คือความเร็วเชิงมุมที่เปลี่ยนไป

Δt คือเวลาที่เปลี่ยนไปขณะวัตถุเคลื่อนที่

อัตราหน่วง (deceleration) คือความเร่งที่มีเครื่องหมายติดลบ หรืออัตราการลดลงของความเร่ง

เฟส (phase) คือตำแหน่งความสัมพันธ์ของก้านต่อโยงในกลไกหรือเครื่องจักรกลมนขณะหนึ่ง ปกติจะกำหนดโดยมุมของก้านต่อโยงของกลไก ดังตัวอย่างเช่น มุมของก้านต่อโยงในรูปที่ 3.1

เมื่อกลไกเคลื่อนที่ผ่านทุกๆ เฟสแล้วจะหมุนกลับไปยังตำแหน่งเริ่มต้นเรียกว่า วัฏจักร หรือรอบ (cycle) กลไกโดยทั่วๆ ไป มักจะมีรูปแบบการเคลื่อนที่เป็นวงกลม เวลาที่ต้องการใช้ในการเคลื่อนที่ครบ 1 รอบเรียกว่า พีเรียด (period)

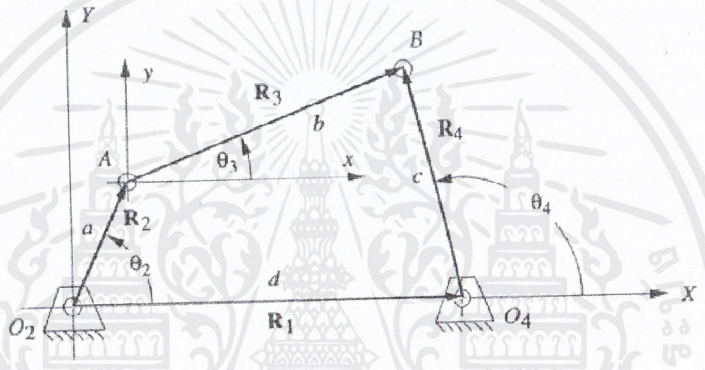
วัตถุที่หมุนทวนเข็มนาฬิกาถูกสมมติว่ามีทิศทางการหมุนเป็นบวก (+) นี่เป็นเพราะว่าระยะขจัดเชิงมุมจะถูกวัดตามปกติไปในทิศทางทวนเข็มนาฬิกา ดังเช่นรูปที่ 3.1 ข้อเหวี่ยง AB จะมีเครื่องหมายบวก (+) และความเร็วเชิงมุมของข้อเหวี่ยงก็จะมีค่าเป็นบวกด้วยในทางตรงกันข้าม วัตถุจะมีการหมุนในทิศทางตามเข็มนาฬิกาจะถูกสมมติว่ามีความหมายเป็นลบ (-) ซึ่งความเร็วเชิงมุมข้อเหวี่ยง AB ในรูปที่ 3.1 ก็จะมีค่าเป็นลบ (-) ด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

2.4 การวิเคราะห์กลไกโดยใช้เวกเตอร์รอบรูปปิ(Vector Loop Representation of Linksges)

อีกทางหนึ่งในการวิเคราะห์ตำแหน่งของกลไก จะใช้วิธีการสร้างเวกเตอร์ลูป (หรือลูป) รอบกลไก การเชื่อมต่อจะถูกแสดงด้วย เวกเตอร์ตำแหน่ง (Position Vector) รูปที่ 2-14 แสดงกลไกสี่ก้านต่อ แต่แทนการเชื่อมต่อด้วยเวกเตอร์ตำแหน่ง ซึ่งอยู่ในรูปเวกเตอร์ลูป จะได้ลูปปิด ซึ่งมีผลรวม vector รอบรูปเป็นศูนย์ ความยาวของเวกเตอร์ก็คือ ความยาวของ Link ซึ่งเรารู้การหากระแสการเคลื่อนที่ของตำแหน่งก้านต่อโดยใช้ค่ามุมเริ่มต้น θ_2 ซึ่งเป็นกลไก *1 DOF* เราต้องการแก้ปัญหามุม θ_3 และ θ_4



รูปที่ 2-14 เวกเตอร์ตำแหน่งสำหรับกลไก 4 ก้านต่อ

จำนวนเชิงซ้อนกับเวกเตอร์

(Complex Number as Vector)

มีหลายทางในการแทนค่าเวกเตอร์ เช่น พิกัดเชิงขั้ว (Polar Coordinate) ซึ่งแทนเวกเตอร์ด้วยขนาดและมุม หรือพิกัดคาร์ทีเซียน (Cartesian Coordinates) ซึ่งประกอบด้วยส่วนของ x และ y รูปแบบนี้สามารถแปลงเป็นอีกรูปแบบหนึ่งได้ง่าย โดยเวกเตอร์ตำแหน่งสามารถแสดงได้โดย

Polar form	Cartesian form	
$R \ @ \ \angle \theta$	$r\cos\theta\hat{i} + r\sin\theta\hat{j}$	(2.5a)
$re^{j\theta}$	$r\cos\theta + jr\sin\theta$	(2.5b)

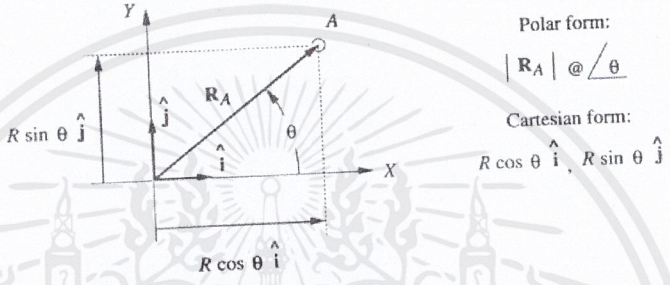
สมการ 2.5a ใช้เวกเตอร์หนึ่งหน่วย (Unit Vector) ในการแสดงค่า x และ y เป็นส่วนประกอบของเวกเตอร์ในพิกัดคาร์ทีเซียน รูปที่ 2-15 แสดงสัญลักษณ์ของเวกเตอร์หนึ่งหน่วยสำหรับเวกเตอร์ตำแหน่ง สมการที่ 2.5b ใช้สัญลักษณ์ จำนวนเชิงซ้อน (Complex Number Notation) ซึ่งในแกน x ถูกเรียกว่า จำนวนจริง (real portion) แกน y ถูกเรียกว่า จำนวนจินตภาพ (imaginary portion) ซึ่งเทอมจินตภาพนี้ มาจากการใช้สัญลักษณ์ j เพื่อแทนค่ารากที่สองที่เป็นลบ ซึ่งแน่นอนว่าค่านี้ไม่สามารถหาค่าได้ อย่างไรก็ตาม จำนวนจินตภาพนี้จะถูกใช้ใน จำนวนเชิงซ้อนเพื่อเป็นตัวปฏิบัติการไม่ใช่ตัวเลข รูปที่ 2-16(a) แสดงระนาบของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

42355

จำนวนเชิงซ้อน ซึ่งส่วนจริงถูกแสดงด้วยส่วนประกอบในแกน x ของเวกเตอร์ ในระนาบและส่วนจินตภาพแสดงด้วยส่วนประกอบของเวกเตอร์ในแนวแกน y ของเวกเตอร์เดียวกัน ดังนั้น ทุกเทอมในจำนวนเชิงซ้อนซึ่งไม่มี j จะเป็นส่วน x และมี j คือส่วนประกอบ y

สังเกตในรูปที่ 2-16(b) ว่าด้วยการคูณเวกเตอร์ R_A ด้วย j จะให้ผลในการหมุน เวกเตอร์ในทิศทานเข็มนาฬิกาไป 90 องศา เวกเตอร์ $R_B = j R_A$ อยู่แกนของจำนวนจินตภาพบวก หรือ แกน j เวกเตอร์ $R_C = j^2 R_A$ อยู่ในแกนของจำนวนจริงลบ เพราะ $j^2 = -1$ ดังนั้น $R_C = -R_A$ ในทำนองเดียวกัน $R_D = j^3 R_A = -jR_A$ ซึ่งอยู่ในแกนของลบ j

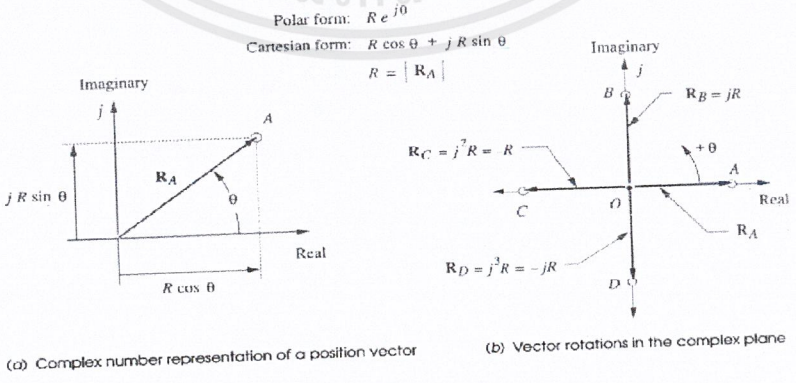


รูปที่ 2-15 เวกเตอร์หนึ่งหน่วยสำหรับเวกเตอร์ตำแหน่ง

ประโยชน์อย่างหนึ่งของการใช้จำนวนเชิงซ้อนที่ระนาบของเวกเตอร์ คือ กฎของออยเลอร์ (Euler identify)

$$e^{\pm j\theta} = \cos\theta \pm j\sin\theta \qquad (2.6a)$$

ทุกเวกเตอร์สองมิติสามารถแสดงได้โดยพิกัดเชิงขั้ว (compact polar notation) ซึ่งอยู่ทางด้านซ้ายของสมการ 2.6a เป็นฟังก์ชันที่ง่ายต่อการอนุพันธ์ (differentiate) หรือการอินทิเกรท (Integrate) เพราะผลลัพธ์ก็คือตัวของมันเอง



รูปที่ 2-16 จำนวนเชิงซ้อนของเวกเตอร์ในระนาบ

$$\frac{de^{j\theta}}{d\theta} = je^{j\theta} \qquad (2.6b)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เราจะใช้พิกัดเชิงขั้ว สำหรับแก้ปัญหาเพื่อหาสมการสำหรับตำแหน่งความเร็ว และความเร่งของก้านต่อ

2.4.1 การใช้สมการเวกเตอร์ลูป สำหรับกลไกสี่ก้านต่อ

(The Vector Loop Equation for a Fourbar Linkage)

ทิศทางของเวกเตอร์ตำแหน่งในรูปที่ 2-14 ขึ้นอยู่กับมุมที่ต้องการจะวัด ต้องอยู่ที่รากของเวกเตอร์เสมอ ไม่ใช่ที่หัวของเวกเตอร์ เรานิยมวัดมุม θ_4 โดยยึดจากจุด θ_4 ดังนั้นเวกเตอร์ R_4 จึงมีรากอยู่ที่ θ_4 และเช่นเดียวกันกับ R_1 R_2 และ R_3 สังเกตว่าเพื่อความง่ายจึงให้แกน x อยู่บนแขนเชื่อมต่อที่ 1 โดยมีจุดกำเนิด (Origin) ของพิกัด xy อยู่ที่จุด θ_2 ซึ่งเป็นรากของ R_2 การกำหนดทิศทางของเวกเตอร์ ความคิด (senses) ทำให้สมการเวกเตอร์ลูปเป็น

$$R_2 + R_3 - R_4 - R_1 = 0 \tag{2.7a}$$

สัญลักษณ์ต่างๆ สำหรับเวกเตอร์ตำแหน่ง เหล่านี้ จะใช้เพื่อบ่งบอกถึง จุดที่เป็นยอดและรากของเวกเตอร์โดยเขียนไว้เป็นตัวห้อย ตัวห้อยที่สองไม่จำเป็นต้องเขียน หากว่าเป็นจุดกำเนิดของระบบ (จุด θ_2)

$$R_A + R_{BA} - R_{BO4} - R_{o_4} = 0 \tag{2.7b}$$

ขั้นต่อไปเราจะแทนค่า จำนวนเชิงซ้อน ในแต่ละเวกเตอร์ตำแหน่ง เพื่อให้ง่ายเราจะใช้ a , b , c และ d แสดงความยาวของก้านเชื่อมต่อทั้งสี่ สมการ จะกลายเป็น

$$ae^{j\theta_2} + be^{j\theta_3} - ce^{j\theta_4} - de^{j\theta_1} = 0 \tag{2.7c}$$

ทั้งสามสมการนี้ คือสมการของเวกเตอร์เดียวกัน และสามารถแก้สมการหาตัวไม่รู้ค่าสองตัวได้ มีตัวแปรอยู่ 4 ตัว ในสมการเป็นชื่อของมุมทั้งสี่ของกลไก โดยความยาวของก้านต่อทั้งสี่เป็นค่าคงที่ ขนาดมุมของก้านต่อที่ 1 ถูกกำหนดให้คงที่ (ที่ศูนย์) ซึ่งเป็นแกนเชื่อมต่อที่พื้น ค่า θ_2 เป็นค่าตัวแปรอิสระ ซึ่งเราจะใช้ควบคุมมอเตอร์ หรืออุปกรณ์ขับอื่นๆ ในการหาค่ามุมของก้านต่อที่ 3 และ 4 เราต้องใช้เลขาคณิตเพื่อคำนวณหามุม θ_3 และ θ_4 ซึ่งเป็นฟังก์ชันของความยาวก้านต่อคงที่ และค่าที่ป้อนเข้าไปคือ θ_2 ซึ่งเขียนอยู่ในรูป

$$\begin{aligned} \theta_3 &= f\{a, b, c, d, \theta_2\} \\ \theta_4 &= g\{a, b, c, d, \theta_2\} \end{aligned} \tag{2.7d}$$

เพื่อแก้ปัญหาในรูปพิกัดเชิงขั้ว สมการเวกเตอร์ 2.7c เราต้องแทนค่าสมการ 2.6a สำหรับเทอมของ $e^{j\theta}$ จะทำให้เราได้สมการเวกเตอร์ในรูปพิกัดฉาก (cartesian) 2 สมการสกาลา (scalar) ซึ่งสามารถแก้สมการหาค่า θ_3 และ θ_4 ได้ แทนค่าสมการ 2.6a ในสมการ 2.7c

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$a(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) + b(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3) - c(\cos\theta_4 + j\sin\theta_4) - d(\cos\theta_1 + j\sin\theta_1) = 0 \qquad (2.7e)$$

สมการนี้ สามารถแตกออกเป็นส่วนจริงและส่วนจินตภาพ และทั้งสองสมการเป็นศูนย์

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x) :

$$a\cos\theta_2 + b\cos\theta_3 - c\cos\theta_4 - d\cos\theta_1 = 0 \qquad (2.8a)$$

แต่ : $\theta_1 = 0$, ดังนี้ :

$$a\cos\theta_2 + b\cos\theta_3 - c\cos\theta_4 - d = 0$$

ส่วนจิตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y) :

$$ja\sin\theta_2 + jb\sin\theta_3 - jc\sin\theta_4 - jd\sin\theta_1 = 0$$

แต่ : $\theta_1 = 0$, และนำ j หารตลอด ; ดังนั้น : (2.8b)

$$a\sin\theta_2 + b\sin\theta_3 - c\sin\theta_4 = 0$$

สมการสเกลาร์ 2.8a และ 2.8b สมการนำมาแก้ หา θ_3 และ θ_4 ไปพร้อมๆ กัน หารจะแก้สมการทั้งสองนี้ไปพร้อมๆ กัน สมการตรีโกณมิติ ทำได้โดยตรง แต่เป็นเรื่องที่น่าเบื่อ บางครั้งต้องแทนค่าในรูปตรีโกณมิติเพื่อจะหาค่าได้ง่ายขึ้น ลำดับแรกเราจะเขียนสมการ 2.8a และ 2.8b ใหม่ ซึ่งแยกหนึ่งตัวแปรจากสองตัวแปรไม่รู้ค่าออกมาทางซ้ายของสมการ ในตัวอย่างนี้ เราจะแยก θ_3 ออกเพื่อแก้สมการหาค่า θ_4

$$b\cos\theta_3 = -a\cos\theta_2 + c\cos\theta_4 + d \qquad (2.8c)$$

$$b\sin\theta_3 = -a\sin\theta_2 + c\sin\theta_4 \qquad (2.8d)$$

ยกกำลังสองทั้งสองข้างของสมการ 2.8c และ 2.8d แล้วนำมาบวกกัน

$$b^2(\sin^2\theta_3 + \cos^2\theta_3 = (-a\sin\theta_2 + a\sin\theta_4)^2 + (-a\cos\theta_2 + c\cos\theta_4 + d)^2 \qquad (2.9a)$$

สังเกตว่า $\sin^2\theta_3 + \cos^2\theta_3$ ทางด้านซ้ายของสมการจะมีค่าเท่ากับ 1 ดังนั้น θ_3 จะหายไปจากสมการเหลือแต่ θ_4 ซึ่งสามารถนำมาแก้สมการได้

$$b^2 = (-a\sin^2\theta_2 + c\sin\theta_4)^2 + (-a\cos\theta_2 + c\cos\theta_4 + d)^2 \qquad (2.9b)$$

ทางด้านขวาของสมการนี้จะต้องขยายเทอมออก จะได้

$$b^2 = a^2 + c^2 + d^2 - 2ad\cos\theta_2 + 2ad\cos\theta_4 - 2ac(\sin\theta_2\sin\theta_4 + \cos\theta_2\cos\theta_4) \qquad (2.9c)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพื่อจะแสดงได้ง่ายขึ้น จะกำหนดค่าคงที่ k_1 , k_2 และ k_3 ซึ่งอยู่ในเทอมของค่าคงที่ความยาวของก้านต่อในสมการ 2.9c

$$K_1 = \frac{d}{a} \qquad K_2 = \frac{d}{c} \qquad K_3 = \frac{a^2 - b^2 + c^2 + d^2}{2ac} \tag{2.10}$$

และ $$K_1 \cos\theta_4 - K_2 \cos\theta_2 + K_3 = \cos\theta_2 \cos\theta_4 + \sin\theta_2 \sin\theta_4 \tag{2.10b}$$

ถ้าเราแทนค่าในรูปของ $\cos(\theta_2 - \theta_4) = \cos\theta_2 \cos\theta_4 + \sin\theta_2 \sin\theta_4$ เราจะได้สมการในรูปฟลูเดนส์เทียน (Freudentein's equation)

$$K_1 \cos\theta_4 - K_2 \cos\theta_2 + K_3 = \cos(\theta_2 - \theta_4) \tag{2.10c}$$

ต่อมาจะลดรูปสมการ 2.10b เพื่อให้ง่ายต่อการแก้ปัญหา โดยจะใช้การแทนค่าครึ่งของมุม ซึ่งจะเปลี่ยนแปลง $\sin\theta_4$ และ $\cos\theta_4$ ไปเป็น $\tan\theta_4$:

$$\sin\theta_4 = \frac{2\tan(\frac{\theta_4}{2})}{1 + \tan^2(\frac{\theta_4}{2})}; \cos\theta_4 = \frac{1 - \tan^2(\frac{\theta_4}{2})}{1 + \tan^2(\frac{\theta_4}{2})} \tag{2.11}$$

ผลของการทำให้ได้ในรูปแบบสมการที่ง่าย ซึ่งอยู่ในรูป ความยาวก้านต่อ และมุมที่ป้อนเข้าไป (θ_2) ทั้งหมดติดอยู่ในรูปค่าคงที่ A , B และ C

$$A\tan^2(\frac{\theta_4}{2}) + B\tan(\frac{\theta_4}{2}) + C = 0 \tag{2.12a}$$

ซึ่ง
$$A = \cos\theta_2 - K_1 - K_2\cos\theta_2 + K_3$$
$$B = -2\sin\theta_2$$
$$C = K_1 - (K_2 + 1)\cos\theta_2 + K_3$$

สังเกต สมการ 2.12a เป็นสมการคอดดราติก (quadratic) และผลของแก้ปัญหา คือ

$$\tan(\frac{\theta_4}{2}) = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

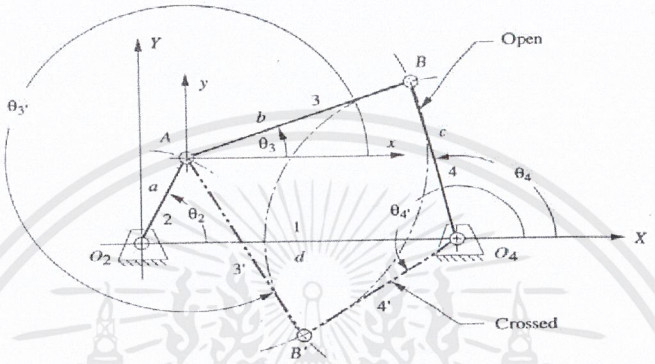
$$\theta_{4_{1,2}} = 2\arctan\left[\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - aAC}}{2A}\right] \tag{2.12b}$$

สมการ 2.12b มีสองคำตอบซึ่งเกิดจากสภาวะ $\pm$ ของสมการ ซึ่งทั้งสองคำตอบนี้ เป็นสมการคอดดราติก ที่อาจจะเป็นได้สามชนิดคือ จำนวนที่เท่ากัน , จำนวนจริงที่ไม่เท่ากัน , จำนวนเชิงซ้อน ที่เป็นคอนจูเกตกัน (complex conjugate) ถ้าค่าผลต่างในสแควรูท มีค่าเชิงลบ เราจะได้ผลเฉลยเป็น จำนวนเชิงซ้อนคอนจูเกต ซึ่งอาจบอกได้ว่า ความยาวก้านต่อที่ถูกเลือกไม่สามารถเชื่อมต่อกันได้เมื่อใส่ค่ามุมเริ่มต้น θ_2 สิ่งนี้สามารถที่จะเกิดขึ้นได้ เมื่อความยาวของก้านต่อไม่อาจทำให้เกิดการเชื่อมต่อสมบูรณ์ได้ในบางตำแหน่ง หรือกลไกที่ไม่เป็น แกรสชอฟ (non – Grashof linkage) นี่เป็นกรณีที่ผลเฉลี่ยไม่เป็นจำนวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จริง เมื่อใส่ค่าเริ่มต้น θ_2 แต่โดยทั่วไปแล้วผลเฉลยจะออกมาในรูปของจำนวนจริงที่ไม่เท่ากัน โดยที่ปริมาณของมุม θ_4 ทั้งสองนี้ถูกอ้างอิงถึงรูปการไขว้ (crossed) และเปิด (open) ของกลไก ในกลไกสี่ก้านต่อ ผลเฉลยที่เป็นลบให้ θ_4 ที่เป็นรูปร่างเปิด และผลเฉลยที่เป็นกลไกให้รูปร่างแบบไขว้

รูปที่ 2-17 แสดงผลเฉลยแบบไขว้ และแบบเปิดสำหรับกลไกแกรสซอฟ การหาผลเฉลยสำหรับมุม θ_3 ทำได้คล้ายกับ θ_4 คือย้อนกลับไปที่สมการ 4.6 เราสามารถย้ายข้างมุม θ_4 ไปไว้ด้านซ้ายของสมการ



รูปที่ 2-17 รูปร่างตำแหน่งแบบเปิดและแบบไขว้ของกลไก 4 ก้านต่อ

$$c\cos\theta_4 = a\cos\theta_2 + b\cos\theta_3 - d \tag{2.8e}$$

$$c\sin\theta_4 = a\sin\theta_2 + b\sin\theta_3 - d \tag{2.8f}$$

ยกกำลังสองทั้งสองข้าง แล้วจับสมการทั้งสองมาบวกกัน จะทำให้ θ_4 หายไป ผลของสมการทำให้เราสามารถแก้สมการหา θ_3 ได้

$$K_1\cos\theta_3 + K_4\cos\theta_2 + K_5 = \cos\theta_2\cos\theta_3 + \sin\theta_2\sin\theta_3 \tag{2.13a}$$

ค่าคงที่ K_1 เป็นเหมือนกับสมการ 2.10b โดยที่ K_4 และ K_5 คือ

$$K_4 = \frac{d}{b}K_5 = \frac{c^2 - d^2 - a^2 - b^2}{2ab} \tag{2.13b}$$

และเราสามารถลดรูปสมการให้อยู่ในรูปสมการคอดดราติก

$$D\tan^2\left(\frac{\theta_3}{2}\right) + E\tan\left(\frac{\theta_3}{2}\right) + F = 0 \tag{2.14}$$

ซึ่ง
$$D = \cos\theta_2 - K_1 + K_4\cos\theta_2 + K_5$$
$$E = -2\sin\theta_2$$
$$F = K_1 + (K_4 - 1)\cos\theta_2 + K_5$$

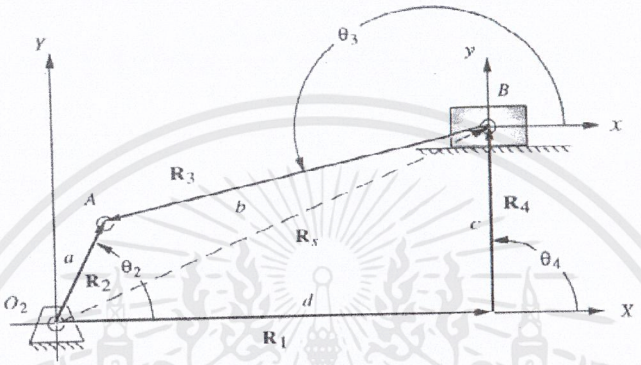
และผลเฉลยเป็น

$$\theta_{3_{1,2}} = 2\arctan\left(\frac{-E \pm \sqrt{E^2 - 4DF}}{2D}\right) \tag{2.15}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.4.2 การวิเคราะห์ตำแหน่งของกลไกสไลเดอร์ (The Fourbar Slider-Crank Position Solution)

ในทำนองเดียวกัน เวกเตอร์ลูป ถูกนำมาใช้กับกลไกสไลเดอร์ รูปที่ 2-18 แสดงกลไกสี่ก้านต่อของกลไกสไลเดอร์ กลไกนี้สามารถแสดงได้ด้วยเวกเตอร์ตำแหน่งเพียงสามเวกเตอร์ คือ R_2 , R_3 และ R_5 แต่เทอมของ (R_5) จะเป็นเวกเตอร์ เปลี่ยนแปลงทั้งขนาดและมุม มันจะทำให้ง่ายขึ้น ถ้าเราใช้สี่เวกเตอร์คือ R_1 , R_2 , R_3 และ R_4 ซึ่ง R_1 คือเวกเตอร์ที่ขนานกับแกนการเคลื่อนที่ของสไลเดอร์และ R_4 คือ เวกเตอร์ที่ตั้งฉากกับสไลเดอร์ ผลของเวกเตอร์ R_1 และ R_4 คือส่วนประกอบของเวกเตอร์ R_5 จากจุดกำเนิดถึงสไลเดอร์



รูปที่ 2-18 เวกเตอร์ตำแหน่งสำหรับกลไกสไลเดอร์

ในการวิเคราะห์ตำแหน่งของสไลเดอร์ R_1 เป็นเวกเตอร์ซึ่งมีทิศทางขนานกับทิศการเคลื่อนที่ของสไลเดอร์ ซึ่งมีทิศทางคงที่ แต่ขนาดเปลี่ยนแปลงซึ่งให้เท่ากับ d เวกเตอร์ R_1 เป็นเวกเตอร์ที่ต่อจาก R_1 ซึ่งมีขนาดและทิศทางคงที่ สังเกตว่าในกรณีที่สไลเดอร์อยู่ในแนวระดับเดียวกับจุดกำเนิด R_4 จะเป็นศูนย์ และ $R_1 = R_5$ ใช้สมการเวกเตอร์ลูปเช่นเดียวกับกลไกสี่ก้านต่อ

$$R_2 - R_3 - R_4 - R_1 = 0 \tag{2.16a}$$

เปรียบเทียบสมการ 2.16a กับสมการ 2.7a และสังเกตสิ่งเดียวที่แตกต่างคือสัญลักษณ์ของ R_3 เราสามารถแทนค่าขนาดของเวกเตอร์ได้ด้วยความยาวของก้านต่อ (Link lengths) ซึ่งใช้สัญลักษณ์ a , b , c , d เราสามารถแทนค่าจำนวนเชิงซ้อนลงในสมการเวกเตอร์ตำแหน่งได้

$$ae^{j\theta_2} - be^{j\theta_3} - ce^{j\theta_4} de^{j\theta_1} = 0 \tag{2.16b}$$

แทนค่าสมการของออยเลอร์

$$\mathbf{a(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) - b(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3) - c(\cos\theta_4 + j\sin\theta_4) - d\cos\theta_1 + j\sin\theta_1) = 0} \tag{2.16c}$$

แยกส่วนประกอบเป็นส่วนจริง และส่วนจินตภาพ

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x)

$$a\cos\theta_2 - b\cos\theta_3 - c\cos\theta_4 - d\cos\theta_1 = 0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่ $\theta_1 = 0$ ดังนั้น (2.17a)

$$a\cos\theta_2 - b\cos\theta_3 - c\cos\theta_4 - d = 0$$

ส่วนจินตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y)

$$ja\sin\theta_2 - jb\sin\theta_3 - jc\sin\theta_4 - jd\sin\theta_1 = 0$$

แต่ $\theta_1 = 0$, และนำ j หารตลอด ดังนั้น (2.17b)

$$a\sin\theta_2 - b\sin\theta_3 - c\sin\theta_4 = 0$$

เราต้องการที่จะแก้สมการ 2.17 สำหรับตัวแปรไม่รู้ค่าสองตัวคือ ความยาวก้านต่อ d และมุมก้านต่อ θ_3 ตัวแปรอิสระคือ มุมของแขนขับ θ_2 ความยาวก้านต่อ a , b , c และ มุม θ_4 รู้ค่า แต่เราจะกำหนดให้ระบบพิกัดแกนขนานและแกนฉากขึ้นที่ ตัวสไลเดอร์ (Slider block) ดังนั้น มุม θ_1 เป็นศูนย์ และ θ_4 เป็น 90 องศา สมการ 2.17b สามารถแก้หาค่า θ_3 ได้ และนำผลลัพธ์แทนลงในสมการ 2.17a เพื่อหาค่า d ซึ่งได้ผลลัพธ์คือ

$$\theta_{3_1} = \arcsin\left(\frac{a\sin\theta_2 - c}{b}\right) \quad (2.18a)$$

$$d = a\cos\theta_2 - b\cos\theta_3 \quad (2.18b)$$

สังเกตว่า ผลเฉลยของฟังก์ชัน arcsin จะให้ค่าออกมา 2 ค่า การหาค่าจะให้ค่าที่อยู่ในช่วง $\pm$ 90 องศา ซึ่งเป็นค่าเฉพาะวงจรที่หนึ่ง ส่วนปริมาณ d ขึ้นอยู่กับการคำนวณมุม θ_3 ปริมาณมุม θ_3 สำหรับวงจรที่สองหาได้จาก

$$\theta_{3_2} = \arcsin\left(-\frac{a\sin\theta_2 - c}{b}\right) + \pi \quad (2.19)$$

2.5 การวิเคราะห์ความเร็วของกลไก (ANALYTICAL SOLUTIONS FOR VELOCITY ANALYSIS)

2.5.1 กลไกสี่ก้านต่อ (The Four bar Pin – Jointed Linkage)

สมการตำแหน่งของกลไกสี่ก้านต่อ ถูกหามาได้ในหัวข้อ 2.4.1 ก้านแสดงให้เห็นดังรูปที่ 2-14 และ 2-19 ซึ่งในที่นี้ได้แสดงค่าความเร็วเชิงมุมที่ป้อน ให้ ω_2 กระทำที่แขนที่สองโดยที่ ω_2 นี้แปรผันตามเวลา สมการเวกเตอร์ลูป แสดงดัง 2.7a และ 2.7c

$$R_2 + R_3 - R_4 - R_1 = 0 \quad (2.7a)$$

ซึ่งสามารถแทนเวกเตอร์เหล่านี้ด้วยจำนวนเชิงซ้อน โดยค่าความยาว a , b , c , d ดังแสดงในรูปที่ 2-19

$$ae^{j\theta_2} + be^{j\theta_3} - ce^{j\theta_4} - de^{j\theta_1} = 0 \quad (2.7c)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อดิฟฟาเรนติเอทสมการ 2.7c เทียบกับเวลาจะได้ค่าความเร็ว

$$jae^{j\theta_2}\frac{d\theta_2}{dt} + jbe^{j\theta_3}\frac{d\theta_3}{dt} - jce^{j\theta_4}\frac{d\theta_4}{dt} = 0 \qquad (2.20a)$$

แต่

$$\frac{d\theta_2}{dt} = \omega_2;\ \frac{d\theta_3}{dt} = \omega_3;\ \frac{d\theta_4}{dt} = \omega_4 \qquad (2.20b)$$

และ

$$ja\omega_2 e^{j\theta_2} + jb\omega_3 e^{j\theta_3} - jc\omega_4 e^{j\theta_4} = 0 \qquad (2.20c)$$

สังเกตว่า เทอม θ_1 หายไป เนื่องจากเป็นมุมคงที่ ดังนั้น อนุพันธ์ของมันจึงมีค่าเป็นศูนย์ สังเกตสมการ 2.20 เป็นสมการความเร็วสัมพัทธ์ หรือสมการผลต่างความเร็ว

$$V_A + V_{BA} - V_B = 0 \qquad (2.21a)$$

ซึ่ง

$$\begin{aligned} V_A &= ja\omega_2 e^{j\theta_2} \\ V_{BA} &= jb\omega_3 e^{j\theta_3} \\ V_B &= jc\omega_4 e^{j\theta_4} \end{aligned} \qquad (2.21b)$$

สังเกตุสมการ 2.21 สามารถถูกแก้ด้วยวิธีกราฟฟิคในแผนภาพเวกเตอร์ ในรูปที่ 2-19b

การแก้สมการ 2.20 เพื่อหาค่า ω_3 และ ω_4 โดยที่รู้มุมเริ่มต้น ω_2 และความยาวของก้านต่อและมุมทุกมุมของก้านต่อ ดังนั้น ลำดับแรกจึงต้องวิเคราะห์ตำแหน่งที่ได้จากสมการ 2.7 ก่อนเพื่อที่จะได้ทราบขนาดของมุมของก้านต่อ ก่อนที่จะนำมาวิเคราะห์ความเร็ว

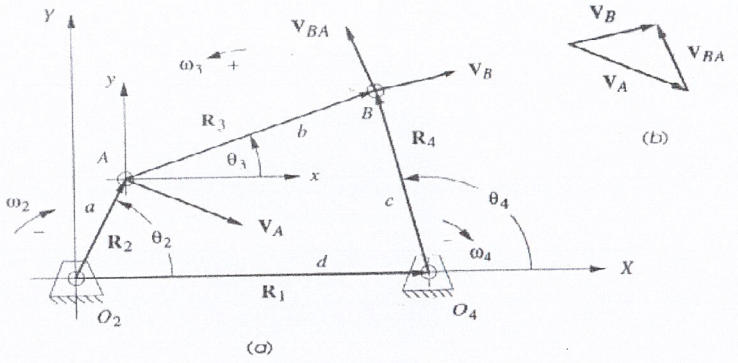
สมการ 2.20 จะถูกแก้ให้อยู่ในรูปของ

$$\omega_3 = f(a,b,c,d,e,\theta_2,\theta_3,\theta_4,\omega_2) \qquad \omega_4 = g(a,b,c,d,\theta_2,\theta_3,\theta_4,\omega_2) \qquad (2.22)$$

รูปแบบของการแก้ปัญหาจะเหมือนกับการวิเคราะห์ตำแหน่ง ลำดับแรก ให้แทนค่า สมการของออยเลอร์จากสมการ 2.6a ในแต่ละเทอมของสมการ 2.20c

$$ja\omega_2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) + jb\omega_3(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3) - jc\omega_4(\cos\theta_4 + j\sin\theta_4) = 0 \qquad (2.23a)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-19 แสดงเวกเตอร์ความเร็วของกลไก 4 ก้านต่อสำหรับ ω_2 เป็นลบ (CW)

คูณด้วย j ตลอดทั้งสมการ

$$a\omega_2(j\cos\theta_2 + j^2\sin\theta_2) + b\omega_3(j\cos\theta_3 + j^2\sin\theta_3) - c\omega_4(j\cos\theta_4 + j^2\sin\theta_4) = 0 \quad (2.23b)$$

เทอม cosine จะกลายเป็นจำนวนจิตภาพ หรือเทอมที่อยู่ในแกน y และเนื่องจาก $j^2 = -1$ เทอม sin จะกลายเป็นจำนวนจริง หรืออยู่ในแกน x

$$a\omega_2(-\sin\theta_2 + j\cos\theta_2) + b\omega_3(-\sin\theta_3 + j\cos\theta_3) - c\omega_4(-\sin\theta_4 + j\cos\theta_4) = 0 \quad (2.23c)$$

เราสามารถแยกสมการเวกเตอร์ออกเป็นสองส่วน คือ ส่วนจริงและส่วนจินตภาพ

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x)

$$-a\omega_2\sin\theta_2 - b\omega_3\sin\theta_3 + c\omega_4\sin\theta_4 = 0 \quad (2.23d)$$

ส่วนจินตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y)

$$a\omega_2\cos\theta_2 + b\omega_3\cos\theta_3 - c\omega_4\cos\theta_4) = 0 \quad (2.23e)$$

สังเกตว่าค่าของ j ไม่ถูกนำมาคิดในสมการ 2.23e เราสามารถแก้สมการ 2.23d และ 2.23e โดยการแทนค่าโดยตรง จะได้

$$\omega_3 = \frac{a\omega_2}{b}\frac{\sin(\theta_4 - \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (2.24a)$$

$$\omega_4 = \frac{a\omega_2}{c}\frac{\sin(\theta_2 - \theta_3)}{\sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (2.24b)$$

เมื่อหาค่าของ ω_3 และ ω_4 ได้แล้ว เราสามารถหาค่าของความเร็วเชิงเส้นโดยการแทนค่าสมการของออยเลอร์ในสมการ 2.21

$$V_A = ja\omega_2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) = a\omega_2(-\sin\theta_2 + j\cos\theta_2) \quad (2.25a)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$V_{BA} = jb\omega_3(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3) = b\omega_3(-\sin\theta_3 + j\cos\theta_3) \quad (2.25b)$$

$$V_B = jc\omega_4(\cos\theta_4 + j\sin\theta_4) = c\omega_4(-\sin\theta_4 + j\cos\theta_4) \quad (2.25c)$$

เมื่อเทอมจำนวนจริงและจำนวนจินตภาพคือองค์ประกอบ x และ y ตามลำดับ คำตอบของความเร็วเชิงมุมของก้านต่อ และความเร็วเชิงเส้นของสลัก ของกลไกสี่ก้านต่อ สามารถหาได้จากสมการ 2.24 และ 2.25 ให้สังเกตว่า ปัญหาเกี่ยวกับความเร็วแบบนี้สามารถแก้ได้ 2 วิธีขึ้นอยู่กับรูปแบบเปิดหรือไขว้ของก้านต่อ ซึ่งได้จากการแทนที่ค่า θ_3 และ θ_4 ของแบบเปิดหรือแบบไขว้ซึ่งได้มาจากสมการ 2.12 และ 2.15 ลงในสมการ 2.25 รูปที่ 2-19a แสดงให้เห็นก้านแบบเปิด

2.5.2 กลไกสไลเดอร์ (The Fourbar Slider – Crank)

สมการตำแหน่งของกลไกสไลเดอร์ หามาได้จากหัวข้อ 2.4.2 ก้านต่อแสดงให้เห็นในรูปที่ 2-18 และ 2-20a ซึ่งในที่นี้ได้แสดงให้เห็นถึงความเร็วเชิงมุมที่ให้ ω_2 กระทำที่ก้านต่อ 2 ω_2 นี้เปลี่ยนแปลงตามเวลา สมการเวกเตอร์ลูป 2.16 แสดงดังนี้

$$R_2 - R_3 - R_4 - R_1 = 0 \quad (2.16a)$$

$$ae^{j\theta_2} - be^{j\theta_3} - ce^{j\theta_4}de^{j\theta_1} = 0 \quad (2.16b)$$

ดิฟฟาเรนติเอท สมการ 2.16b เทียบกับเวลา โดยที่ a , b , c , θ_1 และ θ_4 เป็นค่าคงที่ แต่ความยาวของก้าน d แปรเปลี่ยนตามเวลา

$$ja\omega_2 e^{j\theta_2} - jb\omega_3 e^{j\theta_3} - \dot{d} = 0 \quad (2.26a)$$

เทอม d dot คือความเร็วเชิงเส้นของตัวสไลเดอร์ สมการ 2.26a เป็นสมการแสดงความแตกต่างของเร็วซึ่งเป็นได้ ดังนี้

$$V_A - V_{BA} - V_B = 0$$

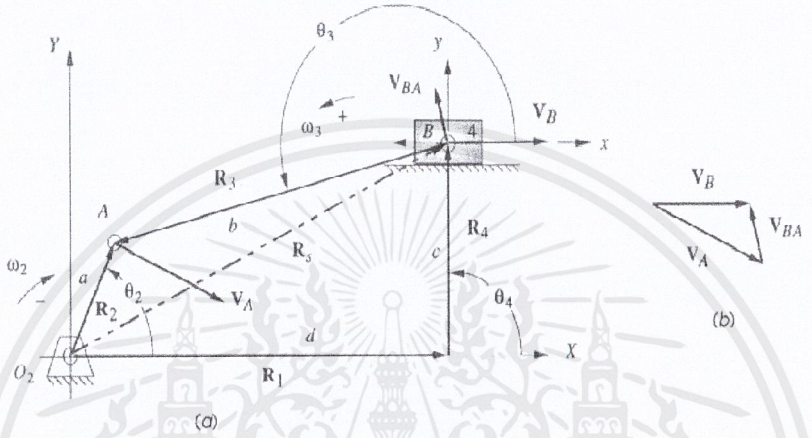
หรือ $V_A = V_B + V_{AB}$ (2.26b)

แต่ $V_{AB} = -V_{BA}$

ดังนั้น $V_B = V_A + V_{BA}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการ 2.26 อยู่ในรูปแบบเดียวกับสมการ 2.21a สังเกตว่า เนื่องจากเวกเตอร์ตำแหน่ง R_3 ในรูป 2-18 และ 2.20 ถูกจัดให้จุดเริ่มต้นจาก B ไป A ค่าอนุพันธ์ของมันแสดงให้เห็นความแตกต่างของความเร็วของจุด A ที่สัมพันธ์กับจุด B ซึ่งตรงข้ามกับตัวอย่างของกลไกสี่ก้านต่อก่อนหน้านี้ และเมื่อเปรียบเทียบกับสมการ 2.21b ซึ่งเวกเตอร์ R_3 เริ่มจาก A ไป B รูปที่ 2.20 แสดงแผนภาพเวกเตอร์ของผลเฉลยวิธีกราฟฟิคของสมการ 2.26b



รูปที่ 2-20 แสดงความเร็วของกลไกสไลเดอร์สำหรับ ω_2 เป็นลบ (CW)

แทนค่าสมการของออยเลอร์ (สมการ 2.6a) ในสมการ 2.26a

$$ja\omega_2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) - jb\omega_3(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3) - \dot{d} = 0 \tag{2.27a}$$

จัดรูปได้

$$a\omega_2(-\sin\theta_2 + j\cos\theta_2) - jb\omega_3(-\sin\theta_3 + j\cos\theta_3) - \dot{d} = 0 \tag{2.27b}$$

และแยกออกเป็นส่วนจริงและส่วนจินตภาพ

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x)

$$-a\omega_2\sin\theta_2 + b\omega_3\sin\theta_3 - \dot{d} = 0 \tag{2.27c}$$

ส่วนจินตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y)

$$a\omega_2\cos\theta_2 - b\omega_3\cos\theta_3 = 0 \tag{2.27d}$$

ซึ่งเป็นสองสมการสองตัวแปรไม่รู้ค่า , d dot และ ω_3 สมการ 2.27d สามารถหาค่า ω_3 และแทนลงใน 2.27c เพื่อหาค่า d dot

$$\omega_3 = \frac{a}{b}\frac{\cos\theta_2}{\cos\theta_3}\omega_2 \tag{2.28a}$$

$$\dot{d} = -a\omega_2\sin\theta_2 + b\omega_3\sin\theta_3 \tag{2.28b}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็วสัมบูรณ์ ของจุด A และผลต่างความเร็วของจุด A เทียบกับจุด B หาได้จากสมการ 2.26

$$V_A = a\omega_2(-\sin\theta_2 + j\cos\theta_2) \quad (2.29a)$$

$$V_{AB} = b\omega_3(-\sin\theta_3 + \cos\theta_3) \quad (2.29b)$$

$$V_{BA} = -V_{AB} \quad (2.29c)$$

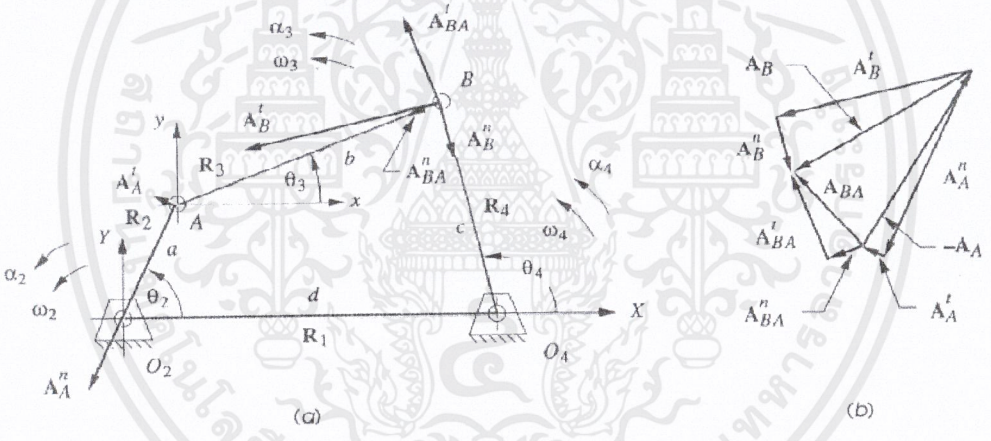
2.6 การวิเคราะห์ความเร่งในกลไก

(ANALYTICAL SOLUTION FOR ACCELERATION ANALYSIS)

2.6.1 กลไกสี่ก้านต่อ (The Fourbar Pin – Jointed Linlage)

สมการตำแหน่งของกลไกสี่ก้านต่อ ถูกหามาได้ในหัวข้อที่ 2.4.1 กลไกถูกแสดงในรูปที่ 2-14 และในรูปที่ 2.21a ซึ่งแสดงความเร่งเชิงมุมที่ใส่เข้าไป α_2 กระทำกับก้านต่อ 2 โดยที่ α_2 นี้เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา สมการเวกเตอร์ลูปถูกแสดงในสมการ 2.7a และ C

$$R_2 + R_3 - R_4 - R_1 = 0 \quad (2.7a)$$



รูปที่ 2-21 แสดงความเร่งของกลไก 4 ก้านต่อ

จากสมการเวกเตอร์เราสามารถแทนค่าจำนวนเชิงซ้อนและขนาดความยาวก้านต่อ a , b , c , d ซึ่งแสดงในรูปที่ 2-21

$$ae^{j\theta_2} + be^{j\theta_3} - ce^{j\theta_4} - de^{j\theta_1} = 0 \quad (2.7c)$$

ในหัวข้อ 2.5.1 เราดิฟฟาเรนติเอท สมการ 2.7c เทียบกับเวลาจะได้ความเร็วซึ่งแสดงดังนี้

$$ja\omega_2 e^{j\theta_2} + jb\omega_3 e^{j\theta_3} - jc\omega_4 e^{j\theta_4} = 0 \quad (2.20c)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เราจะดิฟฟาเรนติเอทสมการ 2.20c เทียบกับเวลาเพื่อหาค่าความเร่งในกลไก บางเทอมในสมการ 2.20c บรรจุ 2 ฟังก์ชันของเวลา คือ θ และ ω ดิฟฟาเรนติเอทสมการโดยใช้กฎลูกโซ่ (Chain Rule) ในตัวอย่างนี้จะให้ผลในสองเทอมคือ รูปความเร่งและบางเทอมเป็นรูปความเร็ว

$$(j^2 a\omega_2^2 e^{j\theta_2} + ja\alpha_2 e^{j\theta_2}) + (j^2 b\omega_3^2 e^{j\theta_3} + jb\alpha_3 e^{j\theta_3}) - (j^2 c\omega_4^2 e^{j\theta_4} + jc\alpha_4 e^{j\theta_4}) = 0 \tag{2.30a}$$

จัดรูปและจัดกลุ่มจะได้

$$(a\alpha_2 je^{j\theta_2} - a\omega_2^2 e^{j\theta_2}) + (b\alpha_3 je^{j\theta_3} - b\omega_3^2 e^{j\theta_3}) - (c\alpha_4 je^{j\theta_4} - c\omega_4^2 e^{j\theta_4}) = 0 \tag{2.30b}$$

สมการ 2.30 บรรจุความเร่งในแนวสัมผัสและความเร่งในแนวตั้งฉากของจุด A และ จุด B และของความเร่งแตกต่างของ B เทียบกับ A สังเกตว่าความสัมพันธ์นี้ถูกใช้ในการแก้ปัญหาด้วยวิธีกราฟฟิค สมการความแตกต่างของความเร่งถูกแสดงด้วยสัญลักษณ์ดังนี้

$$A_A + A_{BA} - A_B = 0 \tag{2.31a}$$

โดยที่

$$A_A = (A_A^t + A_A^n) = (a\alpha, je^{j\theta_2} - a\omega_2^2 e^{j\theta_2})$$

$$A_{BA} = (A_{BA}^t + A_{BA}^n) = (b\alpha_3 je^{j\theta_3} - b\omega_3^2 e^{j\theta_3}) \tag{2.31b}$$

$$A_B = (A_B^t + A_B^n) = (c\alpha_4 je^{j\theta_4} - c\omega_4^2 e^{j\theta_4})$$

แผนภาพเวกเตอร์ในรูป 2-21b แสดงส่วนประกอบนี้ และผลเฉลยในรูปกราฟฟิคของสมการ 2.31a ส่วนประกอบถูกแสดงการกระทำตามลำดับจุดบนรูป 2-21a

เราต้องการแก้สมการ 2.30 เพื่อหาค่า α_3 และ α_4 ซึ่งเรารู้ค่าความเร่งเชิงมุมที่ป้อนเข้าไป α_2 , ความยาวของก้านต่อ , มุมของทุกก้านต่อ และความเร็วเชิงมุม ดังนั้น การวิเคราะห์ตำแหน่งที่ถูกหามาในหัวข้อ 2.4.1 และการวิเคราะห์ความเร็วจากหัวข้อ 2.5.1 จะต้องถูกหาออกมาก่อนเพื่อให้รู้ค่ามุมและความเร็วเชิงมุมก่อนที่จะไปทำการวิเคราะห์ความเร่ง เราต้องแก้สมการ 2.31 ให้อยู่ในรูป

$$\alpha_3 = f(a, b, c, d, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \alpha_2) \tag{2.32a}$$

$$\alpha_4 = g(a, b, c, d, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \alpha_2) \tag{2.32b}$$

การแก้ปัญหาจะเหมือนกับกรณีการวิเคราะห์ตำแหน่งและการวิเคราะห์ความเร็ว ลำดับแรกแทนค่าสมการของออยเลอร์ (สมการ 2.6a) ในแต่ละเทอมของสมการ 2.30

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$[a\alpha_2 j(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) - a\omega_2^2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2)] + [b\alpha_3 j(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3) - b\omega_3^2(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3)]$$
$$- [c\alpha_4 j(\cos\theta_4 + j\sin\theta_4) - c\omega_4^2(\cos\theta_4 + j\sin\theta_4)] = 0 \quad (2.33a)$$

คูณด้วย j ตลอดทั้งสมการ

$$[a\alpha_2(-\sin\theta_2 + j\cos\theta_2) - a\omega_2^2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2)] + [b\alpha_3(-\sin\theta_3 + j\cos\theta_3) - b\omega_3^2(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3)]$$
$$- [c\alpha_4(-\sin\theta_4 + j\cos\theta_4) - c\omega_4^2(\cos\theta_4 + j\sin\theta_4)] = 0 \quad (2.33b)$$

เราสามารถที่จะแตกสมการเวกเตอร์ไปเป็น 2 ส่วนประกอบคือ ส่วนจริงและส่วนจินตภาพ

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x)

$$-a\alpha_2\sin\theta_2 - a\omega_2^2\cos\theta_2 - b\alpha_3\sin\theta_3 - b\omega_3^2\cos\theta_3 + c\alpha_4\sin\theta_4 + c\omega_4^2\cos\theta_4 = 0 \quad (2.34a)$$

ส่วนจินตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y)

$$a\alpha_2\cos\theta_2 - a\omega_2^2\sin\theta_2 + b\alpha_3\cos\theta_3 - b\omega_3^2\sin\theta_3 - c\alpha_4\cos\theta_4 + c\omega_4^2\sin\theta_4 = 0 \quad (2.34b)$$

สังเกตว่าค่า j ไม่ถูกนำมาคิดในสมการ 2.34b เราสามารถแก้สมการ 2.34a และ 2.34b จะได้

$$\alpha_3 = \frac{CD - AF}{AE - BD} \quad (2.35a)$$

$$\alpha_4 = \frac{CE - BF}{AE - BD} \quad (2.35b)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} A &= c\sin\theta_4 \\ B &= b\sin\theta_3 \\ C &= a\alpha_2\sin\theta_2 + a\omega_2^2\cos\theta_2 + b\omega_3^2\cos\theta_3 - c\omega_4^2\cos\theta_4 \\ D &= c\cos\theta_4 \\ E &= b\cos\theta_3 \\ F &= a\alpha_2\cos\theta_2 - a\omega_2^2\sin\theta_2 - b\omega_3^2\sin\theta_3 + c\omega_4^2\sin\theta_4 \end{aligned} \quad (2.35c)$$

หลังจากที่เราได้ผลลัพธ์ของ α_3 และ α_4 แล้ว เราสามารถแก้สมการหาค่าความเร็วเชิงเส้น โดยการแทนค่า สมการของออยเลอร์ลงในสมการ 2.31b

$$A_A = a\alpha_2(-\sin\theta_2 + j\cos\theta_2) - a\omega_2^2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) \quad (2.36a)$$

$$A_{BA} = b\alpha_3(-\sin\theta_3 + j\cos\theta_3) - b\omega_3^2(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3) \quad (2.36b)$$

$$A_B = c\alpha_4(-\sin\theta_4 + j\cos\theta_4) - c\omega_4^2(\cos\theta_4 + j\sin\theta_4) \quad (2.36c)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งส่วนจริงและส่วนจินตภาพเป็นส่วนประกอบในแนวแกน x และ y ตามลำดับ สมการ 2.35 และ 2.36 จะให้ค่าผลลัพธ์ของความเร่งเชิงมุมของก้านต่อและความเร็วเชิงเส้นของสลักในกลไก ตามลำดับ

2.6.2 กลไกสไลเดอร์ (The Fourbar Slider-Crank)

สิ่งที่กลไกสไลเดอร์ไม่เหมือนกลไกอื่นคือ มีตัวสไลเดอร์เคลื่อนที่ไปบนระนาบพื้น แสดงในรูปที่ 2-22a ความเร่งสามารถหาผลเฉลยได้ทำนองเดียวกันกับสลักของกลไกสี่ก้านต่อ

สมการตำแหน่งของกลไกสไลเดอร์ ถูกหามาแล้วในหัวข้อ 2.4.2 กลไกถูกแสดงในรูปที่ 2-18 และ 2.20 และจะถูกนำมาแสดงอีกครั้งในรูปที่ 2-22a ซึ่งแสดงค่าความเร่งเชิงมุมที่ป้อนเข้าไป α_2 กระทำที่ก้านต่อ 2 โดยที่ α_2 นี้เปลี่ยนแปลงตามเวลา สมการเวกเตอร์ลูปที่ 2.16 แสดงได้ ดังนี้

$$R_2 - R_3 - R_4 - R_1 = 0 \tag{2.16a}$$

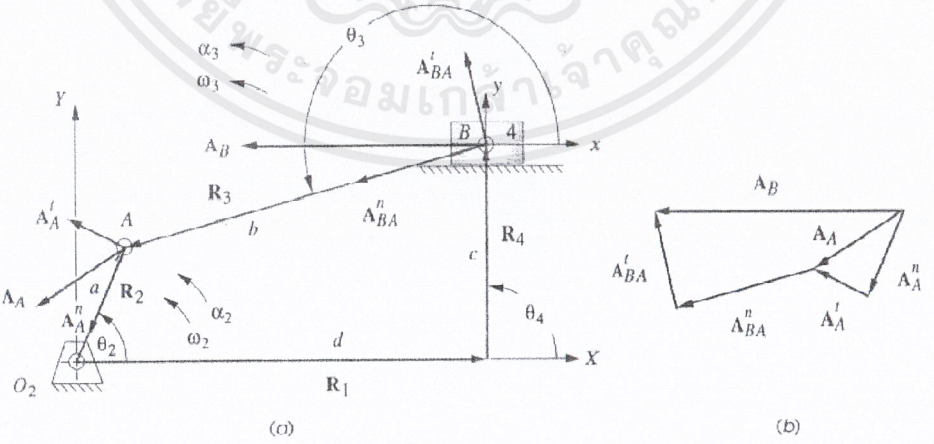
$$ae^{j\theta_2} - be^{j\theta_3} - ce^{j\theta_4} - de^{j\theta_1} = 0 \tag{2.16b}$$

ในหัวข้อ 2.5.2 เราดิฟฟาเรนติเอทสมการ 2.16b เทียบกับเวลา โดยที่มี a , b , c , θ_1 และ θ_4 เป็นค่าคงที่แต่ความยาวของก้านต่อ d เปลี่ยนแปลงตามเวลา ในรูปของ

$$ja\omega_2 e^{j\theta_2} - jb\omega_3 e^{j\theta_3} - \dot{d} = 0 \tag{2.26a}$$

เทอม d dot เป็นความเร็วเชิงเส้นของตัวสไลเดอร์ สมการ 2.26a เป็นสมการผลต่างของความเร็ว เราจะดิฟฟาเรนติเอทสมการ 2.26a เทียบเวลาจะได้ความเร่งในกลไกสไลเดอร์นี้

$$(ja\alpha_2 e^{j\theta_2} + j^2 a\omega_2^2 e^{j\theta_2}) - (jb\alpha_3 e^{j\theta_3} + j^2 b\omega_3^2 e^{j\theta_3}) - \ddot{d} = 0 \tag{2.37a}$$



รูปที่ 2-22 แสดงความเร่งของกลไกสไลเดอร์

จัดรูปใหม่จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$(a\alpha_2 je^{j\theta_2} - a\omega_2^2 e^{j\theta_2}) - (b\alpha_3 e^{j\theta_3} - b\omega_3^2 e^{j\theta_3}) - \ddot{d} = 0 \tag{2.37b}$$

สังเกตสมการ 2.37 เป็นสมการผลต่างความเร่ง

$$A_A - A_{AB} - A_B = 0 \tag{2.38a}$$

$$A_{BA} = -A_{AB}$$

$$A_B = A_A + A_{BA}$$

$$A_A = (A_A^t + A_A^n) = (a\alpha_2 je^{j\theta_2} - a\omega_2^2 e^{j\theta_2})$$
$$A_{BA} = (A_{BA}^t + A_{BA}^n) = (b\alpha_3 je^{j\theta_3} - b\omega_3^2 e^{j\theta_3}) \tag{2.38b}$$
$$A_B = A_B^t = \ddot{d}$$

สังเกตว่ากลไกนี้ ก้านต่อที่สี่ เป็นการเคลื่อนที่เลื่อนตำแหน่งเพียงอย่างเดียว ดังนั้น ω_4 และ α_4 มีค่าเป็นศูนย์ ความเร่งของก้านต่อสี่ มีเฉพาะความเร่งในแนวสัมผัสเพียงอย่างเดียว

สองตัวแปรไม่รู้ค่าในสมการ 2.37 คือความเร่งเชิงมุมของก้านต่อ 3, α_3 และความเร่งเชิงเส้นของก้านต่อ 4 , d double dot จะแก้ตัวแปรเหล่านี้โดยการแทนค่าสมการของออยเลอร์ได้

$$a\alpha_2(-\sin\theta_2 + j\cos\theta_2) - a\omega_2^2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) - b\alpha_3(-\sin\theta_3 + j\cos\theta_3) + b\omega_3^2(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3) - \ddot{d} = 0 \tag{2.39a}$$

และแตกสมการเป็นส่วนจริง (x) และส่วนจินตภาพ (y)

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x)

$$-a\alpha_2\sin\theta_2 - a\omega_2^2\cos\theta_2 + b\alpha_3\sin\theta_3 + b\omega_3^2\cos\theta_3 - \ddot{d} = 0 \tag{2.39b}$$

ส่วนจินตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y)

$$a\alpha_2\cos\theta_2 - a\omega_2^2\sin\theta_2 - b\alpha_3\cos\theta_3 + b\omega_3^2\sin\theta_3 = 0 \tag{2.39c}$$

สมการ 2.39c สมการแก้หาค่า α_3 ได้โดยตรง ผลลัพธ์ที่ได้จะถูกแทนค่าลงในสมการ 2.39b เพื่อที่จะหาค่า d double dot .

$$\alpha_3 = \frac{a\alpha_2\cos\theta_2 - a\omega_2^2\sin\theta_2 + b\omega_3^2\sin\theta_3}{b\cos\theta_3} \tag{2.39d}$$

$$\ddot{d} = -a\alpha_2\sin\theta_2 - a\omega_2^2\cos\theta_2 + b\alpha_3\sin\theta_3 + b\omega_3^2\cos\theta_3 \tag{2.39e}$$

ความเร่งเชิงซ้อนอื่นๆ สามารถหาได้จากสมการ 2.38b และแสดงแผนภาพเวกเตอร์ ในรูปที่ 2-22b

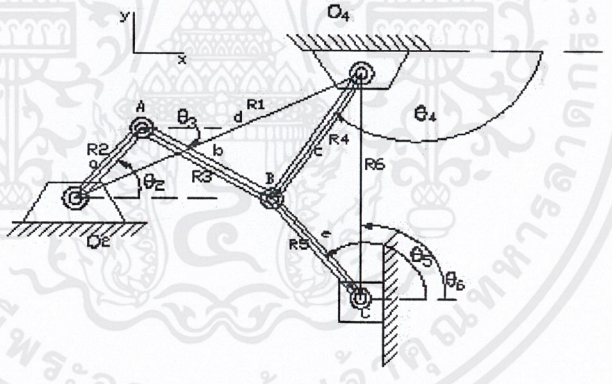
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.7 ทฤษฎีการคำนวณหาแรงในก้านต่อ

ในการวิเคราะห์แรงในกลไก toggle ที่ใช้ในงานนี้จะวิเคราะห์เฉพาะแรงสถิตย์เท่านั้น เนื่องจากแรงเฉื่อย(inertia force)ที่เกิดจากความเร่งในการเคลื่อนที่มีค่าน้อยมาก เห็นได้จากความเร็วรอบในการเคลื่อนที่ของกลไกเท่ากับ 37 รอบต่อนาทีซึ่งมีค่าน้อย

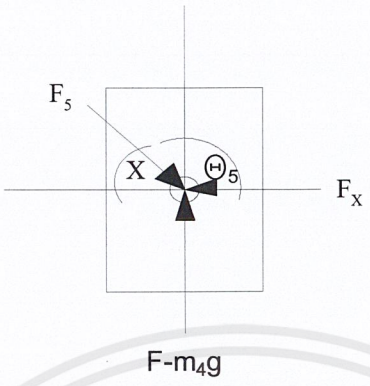
การวิเคราะห์แรงจะใช้วิธีเขียนรูปวัตถุอิสระของแต่ละก้านต่อซึ่งวัตถุจะอยู่อย่างโดดเดี่ยวโดยมีแรงและหรือโมเมนต์ภายนอกกระทำกับวัตถุอิสระ ถ้าวัตถุอิสระนั้นมีตัวไม่ทราบค่าไม่เกิน3ตัวก็จะสามารถแก้สมการหาค่าได้โดยใช้หลักการสมดุลแต่ถ้ามีตัวไม่ทราบค่ามากกว่า3ตัวจะต้องใช้การพิจารณาการสมดุลของวัตถุอิสระตัวอื่นๆร่วมด้วย

จากรูปที่ 4-1 ที่ชี้นส่วนที่6(ส่วนหัวกด)จะมีแรง3แรงกระทำคือแรงFที่เกิดจากการกดวัตถุ , แรงในแนวนอนที่เกิดจากการต้านการเคลื่อนที่ของเสาและแรงที่ก้านต่อ 5 กระทำที่ข้อต่อ ดังรูปที่2-24 สำหรับก้านต่อ5เมื่อคิดเป็นวัตถุอิสระพบว่าที่ข้อต่อทั้งสองด้านใช้สลักในการยึดทำให้ไม่มีโมเมนต์กระทำ ดังนั้นแรงที่กระทำที่ปลายทั้งสองจะเป็นแรงในแนวแกนของก้านต่อซึ่งจะสามารถหาได้จากการสมดุลแรง เช่นเดียวกันกับก้านต่อที่3 ก็จะมีเฉพาะแรงในแนวแกนเท่านั้น



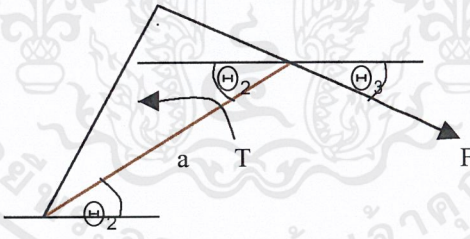
รูปที่ 4-1 Vector Loop ของ Toggle

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่2-23 แสดงแรงที่กระทำในหัวกด

Θ_3การหาแรงที่เกิดในก้านต่อ3 สามารถทำได้โดยการวิเคราะห์ในส่วนก้านต่อ2(ส่วนของจานข้อเหวี่ยง)ซึ่งมีทอร์ค T กระทำอยู่ โดยสามารถเขียนรูปวัตถุอิสระได้ดังรูปที่2-25 จากรูปสามารถคำนวณหาแรงในก้านต่อ3 จากค่าทอร์คและมุมในการหมุน(θ_2) โดยคิดสมดุลของโมเมนต์รอบจุดO

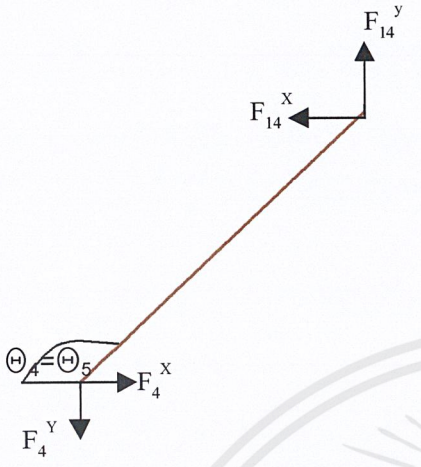


รูปที่2-24 แสดงแรงที่กระทำในข้อต่อ 2

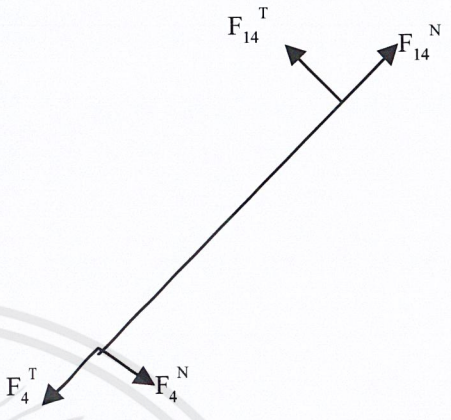
ในส่วนของการคำนวณหาแรงในก้านต่อ4 สามารถหาได้จากรูปที่ 2-26 ที่ปลายด้านหนึ่งของก้านต่อจะรับแรงกระทำที่เกิดจากก้านต่อ3 (F_3) และจากก้านต่อ5 (F_5) สามารถหาแรงที่กระทำในแนวแกน (F_4^N)และในแนวตั้งฉาก(F_4^T)กับก้านต่อ4ได้โดยการแตกแรงจากก้านต่อ 3 และจากก้านต่อ 5 เข้าในแนวแกนและแนวตั้งฉากของก้านต่อซึ่งแรง F_3 และ F_5 เราทราบค่าแล้วจากการคำนวณก่อนหน้านี้ ในส่วนของการคำนวณหาแรงที่กระทำกับสลักที่ข้อต่อที่ยึดก้านต่อ 2 กับก้านต่อ 3 และยึดก้านต่อ5กับหัวกดหาได้โดยการแทนค่าแรงที่เกิดในแต่ละก้านต่อลงไปในส่วนข้อต่อก็จะได้แรงที่กระทำกับสลักทั้งสอง คือ F_3และ F_5 ตามลำดับ สำหรับสลักที่ยึดปลายทั้งสองด้านของก้านต่อ4 สามารถหาได้โดยการแตกแรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

F_4^Nและ F_4^T ในแนวแกน xและแกน y ดังรูปที่ 2-27 ที่แตกแรงในแนวแกน xและแกน y ก็เพื่อความสะดวกในการออกแบบสลักที่ข้อต่อซึ่งจะขอกล่าวถึงในภายหลัง



รูปที่ 2-25 แสดงแรงที่ก้านต่อ 4



รูปที่2-26 แสดงแรงในแนวแกนที่ก้านต่อ 4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
ทฤษฎีการคำนวณชิ้นส่วนเครื่องจักรกล

3.1 การคำนวณหาขนาดก้านต่อ

จากสมการของโซเดเบอร์กซึ่งเหมาะกับการออกแบบชิ้นงานที่ทำจากวัสดุเหนียว (มีจุดคราก) จะได้สมการการคำนวณดังนี้

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + \frac{\sigma_a}{\sigma_n} \qquad (3.1)$$

โดยที่ N เป็นค่าความปลอดภัย

σ_a เป็นค่าความเค้นส่วนเปลี่ยน (stress amplitude) มีค่าเท่ากับ $(\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$

σ_m เป็นค่าความเค้นเฉลี่ยมีค่า $(\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$

σ_y เป็นค่า yield strength ของวัสดุ ในที่นี้เลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาและเหล็กกล้าผสมซึ่งสามารถเปิดหาค่าได้จากตาราง

σ_n เป็นผลคูณของค่าขีดจำกัดความล้า (σ_n') กับค่าตัวประกอบ K_a, K_b, K_c ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

$\sigma_n' = 0.5 * \sigma_u$ สำหรับเหล็กกล้าเหนียวซึ่งมี $\sigma_u < 1380\ N/mm^2$ และค่าความแข็ง(HB) <400

σ_u เป็นค่า ultimate tensile strength ซึ่งสามารถหาค่าได้จากตาราง

K_a เป็นค่าตัวประกอบของผิวหาได้จากรูป

K_b เป็นค่าตัวประกอบของขนาด จากการทดสอบเมื่อวัสดุมีขนาดหน้าตัดโตขึ้นจะมีค่าขีดจำกัดการทนทานลดลง จึงต้องมีการคูณด้วยค่าตัวประกอบเพื่อให้ได้ค่าที่ถูกต้องมากขึ้น โดยแนะนำค่าต่อไปนี้

$K_b = 1.00$ สำหรับวัสดุที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่า 8 mm.

$K_b = 0.85$ สำหรับวัสดุที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระหว่าง 8 mm.ถึง 50 mm.

$K_b = 0.75$ สำหรับวัสดุที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางมากกว่า 50 mm.

หมายเหตุ ถ้าหน้าตัดของวัสดุมีลักษณะไม่กลมให้ใช้ความยาวของส่วนที่สั้นที่สุดเป็นหลัก

K_c เป็นค่าตัวประกอบแรง (load factor)มีค่าแนะนำดังนี้

$K_c = 1.00$ สำหรับการดัด

$K_c = 0.80$ สำหรับการดึงหรือการกด

$K_c = 0.60$ สำหรับการเฉือน

จะได้ค่า $\sigma_n = \sigma_n' * K_a * K_b * K_c$ มาแทนในสมการการคำนวณการหาขนาดของก้านต่อโดยกำหนดให้ σ_aและσ_m อยู่ในรูปของแรงที่กระทำในก้านต่อหารด้วยพื้นที่หน้าตัดของก้านต่อ

3.2 การคำนวณหาขนาดสลักที่ข้อต่อ

สามารถหาได้โดยใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือน ซึ่งมีสมการในการคำนวณคือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\tau = \frac{F}{A} \qquad (3.2)$$

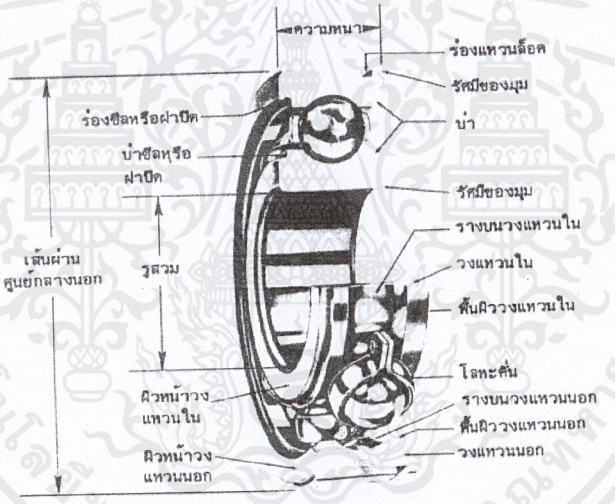
โดยที่ τ เป็นค่าความเค้นเฉือนที่เกิดที่สลักซึ่งมีค่าประมาณ $0.6\sigma_Y$

F คือค่าแรงสูงสุดที่กระทำกับสลักข้อต่อ(N) ซึ่งสามารถหาได้จากโปรแกรมคอมพิวเตอร์

A เป็นพื้นที่หน้าตัดของสลัก (กรณีเป็นสลักกลมพื้นที่หน้าตัดจะเท่ากับ $\pi d^2/4$)

3.3 โรลลิ่งแบริ่ง

โรลลิ่งแบริ่ง (rolling bearings) หมายถึงแบริ่งชนิดที่รับแรงโดยอาศัยชิ้นส่วนของแบริ่งที่มีลักษณะเป็นผิวสัมผัสแบบกลิ้ง (rolling contact) แทนที่จะเป็นผิวสัมผัสแบบเลื่อน (sliding contact) เนื่องจากแบริ่งชนิดนี้มีค่าความเสียดทานน้อยมาก ดังนั้น จึงมีชื่อเรียกอีกชื่อหนึ่งที่นิยมใช้กันทั่วไปในวงการอุตสาหกรรมว่า แอ็นทิฟริคชั่นแบริ่ง (anti – friction bearing) ตัวอย่างเช่น บอลแบริ่ง (ball bearing) หรือตลับลูกปั่น ดังรูปที่ 3-1 ซึ่งประกอบด้วยวงแหวนเหล็กกล้าสองวงที่แยกออกจากกันด้วยลูกกลิ้งทรงกลม ลูกกลิ้งเหล่านี้รับแรงจากวงแหวนหนึ่งแล้วส่งแรงผ่านไปยังวงแหวนอีกวงหนึ่ง โดยการกลิ้งไปบนวงแหวน



รูปที่ 3-1 ส่วนต่างๆ ของบอลแบริ่ง

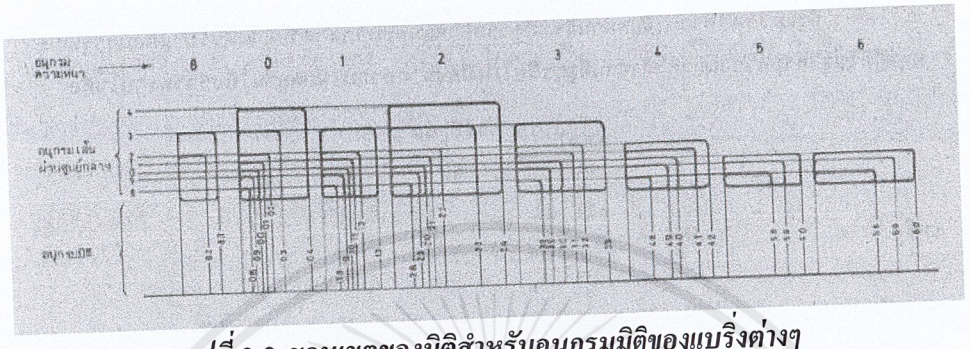
เนื่องจากมีการใช้โรลลิ่งแบริ่งกันอย่างแพร่หลายทั่วไป สมาคมผู้ผลิตโรลลิ่งแบริ่ง (AFBMA (1) : Anti – Friction Bearing Manugacturers Association) จึงได้วางมาตรฐานการกำหนดขนาดและหลักเกณฑ์ที่จะใช้ในการเลือกแบริ่งเหล่านี้ขึ้น จากมาตรฐานนี้ทำให้ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลสามารถเลือกแบริ่งจากแค๊ตตาล็อกของผู้ผลิตหนึ่ง และทำการเปลี่ยนแปลงแบริ่งนี้โดยการเลือกอีกผู้ผลิตหนึ่งได้ โดยที่แบริ่งที่เลือกจากผู้ผลิตทั้งสองยังคงมีขนาดเท่ากัน

3.3.1 มิติมาตรฐานของโรลลิ่งแบริ่ง

การกำหนดมาตรฐานของแบริ่ง ทำให้ผู้ผลิตสามารถที่จะผลิตแบริ่งได้ราคาถูกลงทำให้ผู้ออกแบบสามารถเลือกใช้ได้สะดวก และทำให้การดูแลรักษาตลอดจนการเก็บแบริ่งสำรองกระทำได้ง่ายขึ้น

เอกสารนี้เป็นการ... ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ด้วยเหตุนี้เอง สมาคม AFBMA ซึ่งเป็นผู้รับผิดชอบในการจัดพิมพ์มาตรฐานของแบริ่งชนิดต่างๆ จึงร่วมกับสมคมเกี่ยวกับโรลลิ่งแบริ่งอื่นๆ จัดทำมาตรฐานให้เข้ากับขององค์กรการมาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) มาตรฐานนี้จะบอกถึงมิติภายนอกของแบริ่ง คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก – ภายในและความหนา ส่วนมิติภายในแบริ่งให้เป็นไปตามที่ผู้ผลิตจะออกแบบ



รูปที่ 3-2 ขอบเขตของมิติสำหรับอนุกรมมิติของแบริ่งต่างๆ

มาตรฐานดังกล่าวนี้ จะเห็นได้จากรูปที่ 3-2 ซึ่งประกอบด้วยอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง (diameter series) เรียงเบอร์จาก 8 9 0 1 2 3 และ 4 โดยที่อนุกรม 8 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กที่สุด และอนุกรม 4 มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตที่สุด ส่วนความหนาบอกได้ด้วยอนุกรมความหนา (width series) เรียงเบอร์จาก 8 0 1 2 3 4 5 และ6 โดยที่อนุกรม 8 บางที่สุด และอนุกรม 6 หนาที่สุด ดังนั้น มาตรฐานของแบริ่งจึงบอกได้โดยรวมเบอร์ของอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง กับอนุกรมความหนาเข้าด้วยกัน เรียกว่า อนุกรมมิติ (dimension series) โดยที่เลขตัวเลขแทนอนุกรมความหนา และเลขตัวที่สองแทนอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง เช่น แบริ่งที่อยู่ในกอนุกรม 03 หมายถึง แบริ่งที่มีอนุกรมความหนา 0 และอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 เป็นต้น จากรูปที่ 3-2 จะเห็นได้ว่าผู้ออกแบบเครื่องจักรกลสามารถที่จะเลือกใช้แบริ่งที่มีความหนาตามความต้องการได้ โดยที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (คือการกำหนดอนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง) ก็สามารถที่จะเลือกแบริ่งที่มีความหนาต่างๆกันได้

3.3.2 อายุการใช้งานของแบริ่ง

การเสียหายของแบริ่ง เกิดจาก ความล้า ซึ่งก็แสดงว่าอายุการใช้งานของแบริ่งมีระยะเวลาที่จำกัดขึ้นอยู่กับค่าของความเค้นที่กระทำซ้ำ จากผลการทดลองของ Lundberg และ Palmgren ซึ่งได้ใช้เป็นพื้นฐานสำหรับประเมินค่ามาตรฐานของ AFBMA พบว่าอายุการใช้งาน L เป็นสัดส่วนกลับกับแรงในแนวรัศมี P (ในกรณีที่มีทั้งแรงในแนวรัศมีและแรงรุน P จะเป็นแรงในแนวรัศมีสมดุล (equivalent radial load) ซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป) นั่นคือ สมการ (3.3)

$$L \alpha \frac{1}{P^k} \tag{3.3}$$

โดยที่ค่าคงที่ k = 3 สำหรับบอลแบริ่ง

k = 10/3 = 3.33 สำหรับโรลเลอร์แบริ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อายุการใช้งาน L นี้มักจะนับเป็นจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบของเพลาอันหนึ่ง หรือนับเป็นจำนวนล้านรอบ mr (millions of revolution) จากสมการ (3.4) จะเห็นได้ว่า (2.43)

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^k \qquad (3.4)$$

จากสมการ (3.4) จะเห็นได้ว่าแรงลดลง หนึ่งเท่าแล้ว อายุใช้งานของบอลแบริ่งจะเพิ่มขึ้นมีค่าเท่ากับ

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

สำหรับโรลลิ่งแบริ่ง อายุการใช้งานเพิ่มขึ้นอีก

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

ดังนั้น ผู้เลือกใช้โรลลิ่งแบริ่งจึงต้องระมัดระวังในการคำนวณหาขนาดของแรงที่กระทำต่อแบริ่งให้ใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากที่สุด

3.3.3 การประเมินค่าอายุใช้งานและแรง

ถึงแม้ว่าจะมีวิธีการผลิตและควบคุมคุณภาพของโรลลอร์แบริ่งอย่างทันสมัย แต่ก็ปรากฏว่าแบริ่งชนิดเดียวกันที่ผลิตออกมาภายใต้วิธีการและเครื่องมือชิ้นเดียวกัน จะมีอายุใช้งานแตกต่างกันไปมาก ทั้งอาจจะเนื่องมาจากความยากลำบากในการควบคุมความกลมของลูกกลิ้ง และความเรียบของผิวหน้าลูกกลิ้ง เป็นต้น ดังนั้นอายุใช้งานที่ทางผู้ผลิตอ้างถึงจึงมีรากฐานมาจากการใช้หลักวิชาการทางด้านสถิติเข้าช่วย สมาคม AFBMA ได้ตั้งนิยามและจัดตั้งวิธีการเลือกแบริ่งขึ้น ซึ่งมีดังต่อไปนี้

1. อายุการใช้งานของโรลลิ่งแบริ่ง หมายถึง จำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่) ซึ่งแบริ่งหมุนได้ก่อนที่จะเริ่มเกิดความล้าขึ้นในวงแหวนหรือลูกกลิ้ง

2. อายุประเมิน (rating life) ของโรลลิ่งแบริ่ง จำนวนหนึ่ง ซึ่งมีลักษณะเหมือนกันทุกประการ หมายถึง จำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่) ซึ่งแบริ่ง 90% จากจำนวนนี้สมารถหมุนได้โดยไม่เกิดความเสียหานเนื่องจากความล้า และใช้แทนด้วยอายุใช้งาน L_{10}

ผู้ผลิตบางบริษัทอาจจะใช้อายุใช้งานเฉลี่ย (median life) เป็นอายุประเมินก็ได้ อายุใช้งานเฉลี่ยนี้หมายถึงจำนวนรอบที่ 50% ของแบริ่งที่เหมือนกัน จำนวนหนึ่งสามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความล้าขึ้น และใช้แทนด้วยอายุใช้งาน L_{50} ซึ่งมีความสัมพันธ์กับ L_{10} โดยประมาณคือ (3.5)

$$L_{50} = 5\,L_{10} \qquad (3.5)$$

3. แรงสถิตย์ประเมิน (basic startic load rating) หมายถึงแรงในแนวรัศมีที่ทำให้เกิดระยะยุบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวของลูกกลิ้งและวงแหวนรวบกันเท่ากับ 0.0001 เท่ากับของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกกลิ้งและใช้แทนด้วย C_o ค่าของ C_o สำหรับแบริ่งอนุกรมมิติต่างๆ ดูได้จากตารางมิติมาตรฐานและแรงประเมินของสมาคม AFBMA ค่า C_0 ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้ทำแบริ่ง จำนวนแถวของลูกกลิ้งในแบริ่ง จำนวนลูกกลิ้งต่อแถว มุมสัมผัสตลอดจนขนาดของลูกกลิ้ง และวงแหวน

4. แรงพลวัตประเมิน (basic dynamic load rating) บางครั้งอาจจะเรียกว่า สมรรถนะแรงพลวัต (basic dynamic capacity) ของโรลลิ่งแบริ่ง หมายถึงแรงที่กระทำในแนวรัศมี ซึ่งแบริ่งที่มีลักษณะเหมือนกันจำนวนหนึ่งจะรับได้ โดยมีอายุประเมิน L_{10} เท่ากับหนึ่งล้านรอบหมุ่อวงแหวนอันในเป็นตัวหมุนและวงแหวนอันนอกอยู่นิ้ง และใช้ทนด้วย C ซึ่งในแสดงอยู่ในตารางมิติมาตรฐานและแรงประเมิน

แรงพลวัตประเมิน C นี้ เป็นค่าที่ใช้ในการเลือกขนาดแบริ่งเพื่อให้รับแรง และมีอายุใช้งานได้ตามความต้องการ โดยการเปลี่ยนแรงและอายุใช้งานจริงมาเป็นแรงและอายุใช้งานที่แสดงไว้ในแค็ตตาล็อก (คือแรงในแนวรัศมีที่ทำให้มีอายุประเมินเท่ากับหนึ่งล้านรอบ) หรือในทางกลับกัน คือเลือกแบริ่งจากแค็ตตาล็อกแล้วเปลี่ยนให้รับแรงได้เท่าที่ต้องการใช้ทำงานจริง และดูว่าอายุประเมินจะได้ตามอายุใช้งานที่ต้องการหรือไม่ ซึ่งสามารถทำได้โดยการใช้สมการ (3.4) ดังนี้

ให้ L_{10} เป็นอายุใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นล้านรอบ (mr) และ P เป็นแรงในแนวรัศมีที่แบริ่งจะต้องรับขณะใช้งานจริง จากสมการ (3.4) จะเห็นว่า

$$L_1 = L_{10} \qquad P_1 = P$$

$$L_2 = 1\ \text{mr} \qquad P_2 = C$$

ดังนั้น $$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k \qquad (3.6)$$

จากสมการ (3.6) ทำให้ทราบว่าแบริ่งที่เลือกมาจากอายุประเมินจำนวนหนึ่งล้านรอบนั้น จะสามารถทำงานได้กี่ล้านรอบขณะใช้งานจริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3-1 มิติมาตรฐานและแรงประเมิณของโรลลิ่ง แบริ่ง

รหัส d mm	O.D. D mm	Max. Fillet Radius r mm	ความหนา B mm	อนุกรมที่ 03										ความหนา B mm	อนุกรมที่ 23				ความหนา B mm	อนุกรมที่ 33			
				Self-aligning Ball Bearing		Single-Row Deep-Groove Ball-Bearing		Angular Contact Steep Angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing			Self-aligning Ball Bearing		Spherical Roller Bearing			Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Double-Row Nonfilling - Worch Ball Bearing	
				C_o	C	C_o	C	C_o	C	C_o	C	C_o	C		C_o	C	C_o	C		C_o	C	C_o	C
4	16	0.30	5																				
5	19	0.30	6																				
6																							
7																							
8																							
9																							
10	35	0.30	11	–	–	3.45	5.13																
12	37	1	12	2.36	7.25	4.83	7.48																
15	42	1	13	2.83	7.34	5.43	8.72																
17	47	1	14	3.65	9.66	6.56	10.41	–	–	–	–	–	–	19	3.98	11.12	–	–	22.2	–	–	11.97	16.15
20	52	1	15	4.00	9.57	7.79	12.24	8.54	13.35	–	–	–	–	21	5.30	14.28	–	–	22.2	9.79	12.24	14.24	19.00
25	62	1	17	6.01	13.84	10.64	16.29	12.72	18.79	12.77	22.83	26.70	29.81	24	7.48	18.73	–	–	25.4	10.64	16.29	19.40	25.19
30	72	1	19	7.74	16.46	14.86	21.58	17.09	23.90	17.53	30.08	37.82	42.27	27	10.0	24.12	–	–	30.2	14.86	21.58	27.14	33.33
35	80	1.50	21	9.83	19.36	17.89	25.59	20.56	28.21	23.90	39.29	43.61	48.06	31	12.7	30.35	–	–	34.9	17.89	25.59	32.66	39.43
40	90	1.50	23	12.19	22.74	22.34	31.33	25.68	34.44	28.21	45.83	57.40	60.96	33	15.7	34.49	71.64	90.78	36.5	22.34	31.33	40.81	48.06
45	100	1.50	25	15.93	29.37	29.95	40.58	34.40	44.94	40.18	63.19	76.98	75.65	36	19.39	41.96	91.67	111.25	39.7	29.95	40.58	54.73	62.74
50	110	2	27	17.49	33.42	35.64	47.61	40.94	52.51	49.39	75.65	81.43	85.88	40	23.50	49.39	117.92	140.62	44.4	35.64	47.61	64.97	73.42
55	120	2	29	22.52	39.16	41.83	55.18	48.06	60.52	60.52	92.11	96.12	101.56	43	28.03	57.85	145.07	168.21	49.2	41.83	55.18	76.54	84.55
60	130	2	31	26.61	43.88	48.50	62.74	55.62	69.42	68.97	103.68	111.25	115.70	46	32.93	67.19	171.77	197.13	54.0	48.50	62.74	88.55	97.01
65	140	2	33	29.37	47.61	55.62	71.20	64.08	78.32	76.09	113.92	135.72	137.95	48	38.63	73.87	187.34	214.04	58.7	–	–	101.90	109.47
70	150	2	35	35.51	57.40	63.19	80.10	72.98	88.11	92.56	133.94	151.30	158.52	51	44.50	84.10	220.27	248.31	63.5	–	–	115.70	123.26
75	160	2	37	38.36	60.96	71.64	87.22	82.32	96.67	113.92	162.42	169.10	173.55	55	46.72	87.22	250.09	277.68	68.3	–	–	130.83	134.39
80	170	2	39	42.23	68.08	80.10	96.78	92.11	103.68	113.92	162.42	191.35	191.35	58	57.85	106.35	286.38	317.73	68.3	–	–	146.40	149.51
85	180	2.50	41	48.50	75.20	89.44	101.90	102.79	112.14	135.72	190.90	–	–	60	61.41	108.13	306.16	339.98	73.0	–	–	142.40	142.84
90	190	2.50	43	56.07	89.89	99.23	109.91	113.92	120.15	146.18	206.92	–	–	64	68.53	117.48	379.14	403.67	73.0	–	–	158.42	153.97

3.3.4 แรงสมมูล

ในการใช้งานจริง โรลลิ่งแบริ่งอาจจะรับทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกน และวงแหวนในหรือนอกจะเป็นอันที่หมุนก็ได้ วิ่งก็แล้วแต่ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล อีกประการหนึ่ง แค็ตตาล็อกของผู้ผลิตจะกำหนดให้เฉพาะอายุประเมินในเทอมของแรงในแนวรัศมีเท่านั้น ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่จะต้องเปลี่ยนแรงและเงื่อนไขจากที่ใช้ทำงานจริงๆ มาให้เป็นแรงในแนวรัศมีโดยมีวงแหวนในเป็นตัวหมุน เรียกว่า แรงสมมูล (equivalent fore) เพื่อจะได้ใช้ในการเลือกแบริ่งจากแค็ตตาล็อกได้ สมาคม AFBMA ได้กำหนดนิยามของแรงสมมูลไว้ดังนี้

แรงสมมูล หมายถึง แรงในแนวรัศมีซึ่งถ้าให้กระทำต่อโรลลิ่งแบริ่ง โดยที่วงแหวนในหมุนและวงแหวนนอกอยู่นิ่งแล้ว จะทำให้แบริ่งมีอายุใช้งานเท่ากับอายุใช้งานของแบริ่งที่รับแรงจริง (ซึ่งอาจจะมีทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกนพร้อมกัน) และให้คำนวณได้จากสมการ

$$P = XVF_r + YF_a \quad (3.7)$$

$$P = VF_r \quad (3.8)$$

หรือ

โดยที่ P = แรงสมมูล

F_r = แรงในแนวรัศมี

F_a = แรงในแนวแกนหรือแรงรุน

V = ตัวประกอบการหมุน (rotation factor) : มีค่าเท่ากับ 1 เมื่อวงแหวนในหมุน และ 1.2 เมื่อวงแหวนนอกหมุน ถ้าเป็นบอลแบริ่ง self aligning ให้ใช้ค่าเท่ากับ 1 เสมอ

X = ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี (radial load factor)

Y = ตัวประกอบแรงรุน (thrust load factor)

ค่าแรงสมมูลที่ใช้ในการเลือกขนาดแบริ่ง ให้ใช้ค่าที่ได้จากสมการ (3.7) หรือ (3.8) แล้วแต่ว่าค่าไหนจะมากกว่า สำหรับบอลแบริ่งกันรุนและโรลเลอร์แบริ่งกันรุน แล้วให้คำนวณค่าแรงสมมูลจากสมการ (3.7) โดยให้ $V = 1$ ส่วน straiaght roller bearing นั้นจะใช้รับเฉพาะแรงในแนวรัศมีเท่านั้น จึงให้คำนวณแรงสมมูลจากสมการ (3.8) ค่า X และ Y ในตาราง ก. มีค่าลดลงตามลำดับ จึงทำให้สามารถใช้การประมาณค่าแบบเชิงเส้น (linear interpolation) ในตารางได้

ข้อสังเกต : ค่าของ X ,Y และ e สำหรับแรงหรือ contact angle นอกเหนือจากตารางให้หาค่าโดยการประมาณค่าแบบเชิงเส้น

[1] C_O เป็นแรงสถิตย์ประเมิน ; 1 เป็นจำนวนแถวของลูกกลิ้ง (สำหรับ deep groove – bearings ให้ 1 เท่ากับ 1 เสมอ)

[2] สำหรับ single row bearing เมื่อ $F_a/VF_r \leq e$ ใช้ $X = 1$ และ $Y = 0$ เมื่อคำนวณหาแรงสมมูลของแบริ่งคู่ซึ่งเป็น single – row angular contact ball bearing ติดตั้งแบบหันหน้าชนกัน และหันหลังชนกัน ให้ถือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ว่าเป็น double – row angular – contact ball bearing ถ้าติดตั้งแบบเรียงตามกันให้ถือว่าแต่ละอันเป็น single – row ball bearing

[3]ให้ถือว่า double-row bearing มีความสมมาตร (symmetry)

[4]ค่า F_a / C_0 สูงสุดขึ้นอยู่กับการออกแบบแบริ่ง

[5]สำหรับ $\propto = 0$; และ $X = 1$

3.3.5 ตัวประกอบใช้งาน

แรงที่กระทำต่อแบริ่งจะได้รับการส่งทอดมาจากชิ้นส่วนเครื่องจักรกลต่างๆ ซึ่งอาจจะมีความสั่นสะเทือนมากน้อยต่างกันไป อันอาจจะเป็นเหตุให้แบริ่งเสียหายได้เร็วขึ้น ดังนั้นในการเลือกแบริ่ง จึงควรที่จะเพิ่มค่าแรงสมมูลโดยการคิดถึงลักษณะของการใช้งาน ด้วยการคูณตัวประกอบเหล่านี้กับแรงสมมูลเสียก่อน ตัวประกอบเหล่านี้ได้มาจากประสบการณ์อันยาวนานของผู้ออกแบบเครื่องจักรกลเป็นจำนวนมาก เรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน (service factor) และได้แสดงไว้ในตาราง 3-2 3-3 และ 3-4 ซึ่งประกอบด้วยตัวประกอบของการกระแทก (impact factor) ตัวประกอบของสายพาน (belt factor) และตัวประกอบของเฟือง (gear factor) ซึ่งรวมเรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน N_s

ตาราง 3-2 ตัวประกอบของการกระแทก

ชนิดของแรง	N_s		
	บอลแบริ่ง	โรลเลอร์แบริ่ง	ตัวอย่าง
แรงเรียบสม่ำเสมอ	1	1	มอเตอร์ไฟฟ้า
			เครื่องอัดอากาศ
แรงกระแทกเล็กน้อย	1.5	1	เครื่องดัดโลหะ
			ปั้นจั่น
แรงกระแทกอย่างหนัก	2.0 - 3.0	1.3 - 2.0	เครื่องบดแร่ เครื่องเขย่า

ตาราง 3-3 ตัวประกอบของสายพาน

ชนิดของสายพาน	N_s
สายพานลิ่น (V-belts)	1.5 – 2.0
สายพานแบน	2.0 – 4.0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 3-4 ตัวประกอบของเฟือง

คุณภาพของเฟือง	N_s
เฟืองซึ่งตัดฟันอย่างดีมาก	1.05 – 1.10
เฟืองที่ใช้ทั่วไป	1.10 – 1.30

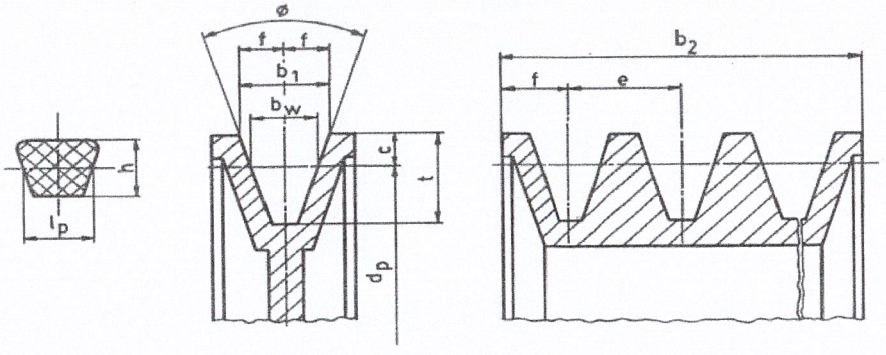
3.4 สายพานลิ่ม

สายพานลิ่มใช้ส่งกำลังได้ค่อนข้างมากโดยต้องการแรงดึงขั้นต้นในสายพานค่อนข้างน้อย ทั้งนี้เพราะผลจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียว กับร่องรูปลิ่มของล้อสายพาน ทำให้แรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลให้สายพานทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพดี แม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสน้อย และมีแรงดึงขั้นต้นค่อนข้างต่ำ และเหมาะกับการใช้งานในกรณีที่ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อย ในการส่งกำลังจะส่งได้มากที่สุด เมื่อผิวด้านข้างสายพานอัดแน่นกับร่องบนล้อสายพาน และในกรณีที่มีเหตุฉุกเฉินก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นนี้ทำหน้าที่เป็นได้ด้วย

การขับด้วยสายพานลิ่ม มีข้อดีคือเงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้ นอกนั้นยังมีขนาดกระทัดรัด มีประสิทธิภาพดี และแบริ่งของเพลาไม่ต้องรับแรงมากเกินไป จึงมักใช้ในการขับอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานขับได้โดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7 : 1 หรืออาจใช้ได้สูงถึง 10 : 1

3.4.1 ขนาดสายพานและล้อสายพานลิ่ม

สายพานลิ่ม มีหน้าตัดเป็นรูปลิ่ม ดังนั้นในการกำหนดขนาดจึงมักกำหนดโดยใช้ความกว้างพิตช์ (pitch width) และความหนาสายพานโดยใช้ตัวอักษรแทน ซึ่งแบ่งออกเป็นสายพานลิ่มแบบแคบ (narrow V-belts) มีขนาด SPZ SPA SPB และ SPC และสายพานลิ่มแบบธรรมดา มีขนาด Y Z A B C D และ E ซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะสายพานลิ่มแบบธรรมดาเท่านั้น รูปร่างหน้าตัดของสายพานลิ่มและล้อสายพาน ดูได้จากรูปที่ 3-3 ส่วนขนาดต่างๆ ดูได้จาก ตาราง 2.5 และตาราง 2.6



รูปที่ 3-3 หน้าตัดสายพานลิ่มและล้อสายพาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 3-5 ขนาดสายพานลิ่มและล้อสายพานตามมาตรฐาน

ISO / R 52-1957 (E) และ ISO / R 256-1962 (E)

ขนาดเป็น mm

หน้าตัดสายพาน			Y	Z	A	B	C	D	E
l_p			5.3	8.5	11	14	19	27	32
h			4	6	8	11	14	19	25
b_w			5.3	8.5	11	14	19	27	32
b_1			6.3	9.7	12.7	16.3	22	32	40
c			1.6	2	2.8	3.5	4.8	8.1	12
e			8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 0.7
f			6 ± 0.5	8 ± 0.6	10 ± 0.6	12.5 ± 0.8	17 ± 1	24 ± 2	29 ± 2
t_{min}			7	11	14	18	24	28	33
32°	ϕ		≤ 63	-	-	-	-	-	-
34°	สำหรับ		-	63 - 80	90 - 118	140 - 190	224 - 315	-	-
36°	เส้นผ่าน		63	-	-	-	-	≤ 500	≤ 630
38°	ศูนย์กลาง		-	> 80	> 118	> 190	> 315	> 500	> 630
	พิทช์ d_p								
b_2	จำนวน	1	12	16	20	25	34	48	58
	ร่องบน	2	20	28	35	44	59.5	85	102.5
	ล้อสาย	3	28	40	50	63	85	122	147
	พาน	4	36	52	65	82	110.5	159	191.5
		5	44	64	80	101	136	196	236
		6	52	76	95	120	161.5	233	280.5
		7	60	88	110	139	187	270	325
		8		100	125	158	212.5	307	369.5
		9		112	140	177	238	344	411
		10		124	155	196	263.5	381	458.5
		11		136	170	215	289	418	503
		12		148	185	234	314.5	455	547.5
$d_{p_{min}}$			28	50	80	125	200	355	500

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 3-6 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ d_p ของล้อสายพานตามมาตรฐาน

ISO/R 52-1975 (E) และ ISO/R 253-1962 (E)

ขนาดเป็น mm

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

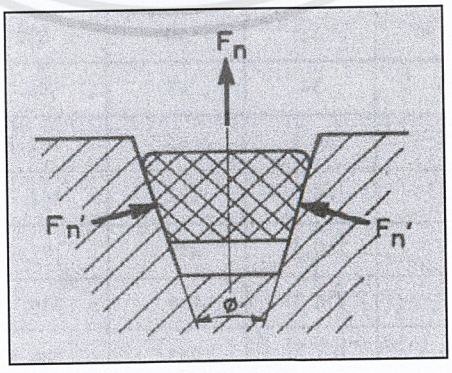
3.4.2 กลศาสตร์ของสายพานลิ่ม

ในการขับด้วยสายพานลิ่ม แรงปฏิกิริยาระหว่างสายพานกับล้อสายพานจะอยู่ในทิศทางตั้งฉากกับล้อสัมผัส ดังรูป 3-4 ให้ F_n เป็นแรงปฏิกิริยาในแนวตั้งฉากระหว่างผิวสัมผัสของสายพานกับร่องบนล้อสายพาน ดังนั้นจากสมการ $fF_{n^1} = dF$ ของสายพานแบน ในกรณีของสายพานลิ่มจะกลายเป็น $2fF_{n^1} = dF$ แรงปฏิกิริยารวมของแรง F_n ทั้งสองแรงคือ

$$F_n = 2F_{n^1} \sin\frac{\phi}{2}$$

หรือ

$$F_{n^1} = \frac{F_n}{2\sin\frac{\phi}{2}}$$

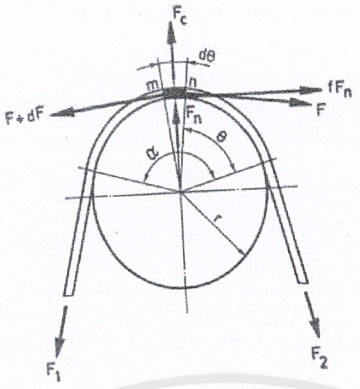


รูปที่ 3-4 แรงบนสายพานลิ่ม

แทนค่า F_n จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{fF_n}{\sin\frac{\phi}{2}} = dF$$



รูปที่ 3-5 แรงในสายพานลิ่ม

เมื่อพิจารณารูป 3-5 และรวมแรงในแนวดิ่ง จะได้

$$F_c + F_n = (F + \frac{1}{2}dF)d\theta$$

เมื่อกำจัด F_n ออกจากสมการทั้งสองนี้จะได้

$$dF = \frac{f}{\sin\frac{\phi}{2}}(F + \frac{1}{2}dF)d\theta - \frac{f}{\sin\frac{\phi}{2}}F_c$$

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

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

อินทิเกรดสมการนี้จาก $\theta = 0$ ถึง $\propto$ และจาก $F = F_2$ ถึง $F = F_1$ จะได้

$$In\ \frac{F - \frac{wAv^2}{g}}{F - \frac{wAv^2}{g}} = e^{\frac{\alpha f}{\sin(\phi/2)}}$$

หรือ $$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\alpha f_1} \qquad (3.9)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ $f^1 = f / \sin(\phi / 2)$

และกำลังที่ส่งได้โดยสายพานลิ่มหาค่าได้จากสมการ

$$W_p = z(F_1 - F_2)v \tag{3.10}$$

โดยที่ v = ความเร็วของสายพาน เป็น m / s

z = จำนวนสายพาน

ความยาวพิตช์โดยประมาณของสายพานลิ่มหาค่าได้สมการ

$$L_p = 2C + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C} \tag{3.11}$$

โดยที่สัญลักษณ์ต่างๆ ยังคงมีความหมายเช่นเดียวกับสายพาน แต่ในกรณีของสายพานลิ่มจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์แทน หรือในกรณีที่ทราบความยาวพิตช์แล้วต้องการหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางก็ทำได้โดยใช้สมการ

$$C = p + \sqrt{p^2 - q} \tag{3.12}$$

โดยที่ $p = 0.25\, L_p - 0.393\, (D_p + d_p)$

$q = 0.125\, (D_p - d_p)^2$

3.4.3 การทำให้เกิดแรงดึงชั้นต้นในสายพานลิ่ม

การทำให้เกิดแรงดึงชั้นต้นจะช่วยให้การขับด้วยสายพานมีประสิทธิภาพดี และยืดอายุการใช้งานของสายพาน ถ้าออกแรงดึงชั้นต้นไม่เพียงพอจะทำให้ส่งกำลังได้น้อยลง ประสิทธิภาพต่ำลง ทำให้สายพานมีอายุการใช้งานลดลงเนื่องจากการสลิป แต่ถ้าออกแรงดึงชั้นต้นมากเกินไป จะทำให้ขอบสายพานยืดตัวมากเกินไป เกิดความเค้นในสายพานมาก แบริ่งที่รองรับล้อสานพานจะรับแรงมากเกินไป ด้วยเหตุนี้เอง จึงต้องออกแรงดังชั้นต้นให้เหมาะสมกับแรงภายนอกที่กระทำกับสายพาน

จากสมการ (3.10) แรงดึงในสายพานขณะส่งกำลังคือ

$$F = F_1 - F_2 = \frac{W_p}{v}$$

ให้แรงดึงในแนวแกน

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

แรงหนีศูนย์กลางเนื่องจากน้ำหนักสายพาน

$$F_c = \frac{wAv^2}{g} = mv^2$$

แรงลัพธ์เนื่องจากการหนีศูนย์กลางคือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

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

โดยที่ z = จำนวนสายพาน

ดังนั้น แรงดึงชั้นต้นในสายพานจึงหาได้จากการรวมแรงดึงในแนวแกนขณะส่งกำลัง กับแรงลัพธ์ เนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง นั่นคือ

$$F_i = F_w + F_p$$

ในทางปฏิบัติมักจะใช้วิธีหาค่าประมาณของแรงดึงในแนวแกนจากสมการ

$$F_w = k_1.F.\sin\frac{\alpha}{2}$$

โดยที่ k_i เป็นตัวประกอบใช้งาน ซึ่งขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงาน ซึ่งหาค่าได้จากตาราง 2-7 แล้วใช้แรงนี้เป็นแรงดึงชั้นต้น

ตารางที่ 3-7 ตัวประกอบใช้งาน

k_i	สภาวะการทำงาน
1.3	งานเบา ทำงานคงที่
1.5	งานปานกลาง
2.0	งานหนัก แรงกระตุก เปิดปิดบ่อยครั้ง

ในกรณีที่ขับโดยมีระยะระหว่างศูนย์กลางคงที่ หรือไม่มีอุปกรณ์ที่ทำให้เกิดแรงดึงในสายพานตลอดเวลา ก็จำเป็นจะต้องนำเอาแรงหนีศูนย์กลางมาคิดด้วย จากสมการ

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

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

ซึ่งเขียนได้ใหม่เป็น

ค่า k_2 หาได้ $F_R = z.k_2.v^2 \sin\frac{\alpha}{2}$ นั้นแรงดึงขั้นต้นในสายพานจึงเท่ากับ (3.13)

$$F_1 = (k_1F + zk_2v^2)\sin\frac{\alpha}{2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3-8 ค่าตัวประกอบ k_2

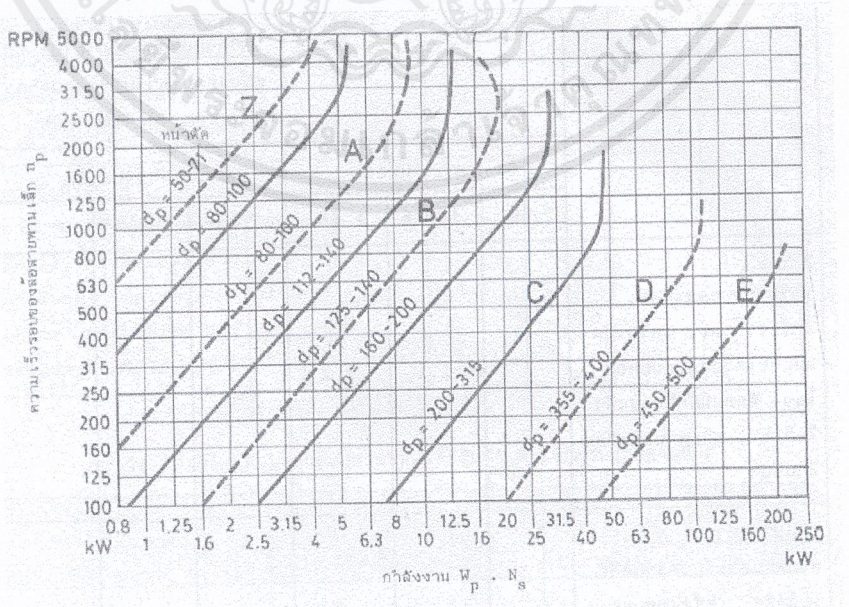
หน้าตัดสายพาน	k_2
Y	0.049
Z	0.126
A	0.217
B	0.385
C	0.637
D	1.332

3.4.4 การคำนวณหาขนาดของสายพานลิ่ม

การคำนวณทางด้านการส่งกำลังโดยสายพานลิ่มจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของสายพาน d_p เป็นพื้นฐาน และในที่นี้ก็จะแสดงวิธีการเลือกขนาดของสายพานลิ่มตามตำแนะนำของบริษัทผู้ผลิตเช่นเดียวกับในกรณีของสายพานแบน

ในการเลือกขนาดของล้อสายพาน บริษัทได้แนะนำให้เลือกขนาดของล้อสายพานให้โตที่สุดเท่าที่จะทำได้ ขนาดของสายพานไม่ควรจะเล็กกว่าค่าที่กำหนดไว้ในตารางที่ 3-5 แต่ข้อควรระวังก็คือ ขณะใช้งานปกติความเร็วของสายพานไม่ควรสูงกว่า 30 m/s

การหาขนาดหน้าตัดโดยประมาณของสายพานลิ่มสำหรับการส่งกำลัง อาจทำได้โดยใช้รูป 2-28 แต่กำลังที่ส่งได้จริงของสายพานจะต้องตรวจสอบจากตารางการกำหนดสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่ม ซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป



รูปที่ 3-6 แผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ่ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเลือกขนาดของสายพานลิ่มจะแตกต่างไปจากสายพานแบนเล็กน้อยคือ จะใช้วิธีการคำนวณหาจำนวนเส้นของสายพานลิ่มที่ต้องการใช้งานจากกำลังที่ต้องการขับ และตัวประกอบที่ใช้แก้ไขต่างๆ จำนวนเส้นของสายพานลิ่มหาได้จากสมการ

$$z = \frac{W_p . N_s}{P_R . N_a . N_1} \qquad (3.14)$$

โดยที่ z = จำนวนเส้นของสายพานลิ่ม

W_p = กำลังที่ต้องการส่ง

N_S = ตัวประกอบใช้งานหาค่าได้จากตาราง 3-9

N_a = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส หาค่าได้จากตาราง 3-10

N_1 = ตัวประกอบแก้ไขความยาวของสายพาน (belt length correction factor) หาค่าได้จากตาราง 3-11

P_R = กำลังสายพานลิ่มหนึ่งลิ่มส่งได้ หาค่าได้จากตาราง 3-11

ตารางที่ 3-9 ตัวประกอบใช้งาน N_s สำหรับสายพานลิ่ม

ชนิดของอุปกรณ์ที่ต้องการขับ	ชนิดของอุปกรณ์ขับ	
ตัวประกอบใช้งานนี้พิจารณาเฉพาะช่วงเวลาใช้งานและชนิดของอุปกรณ์ที่ต้องการขับแต่ไม่เกี่ยวข้องกับสภาวะการทำงาน ตัวอย่างเช่น ทำงานในสภาวะแวดล้อมเป็นพิเศษ ดังนั้นจึงอาจเพิ่มค่าขึ้นอีกได้ในกรณีพิเศษ	มอเตอร์กระแสสลับ: normal torque, squirrel cage, synchronous and split phase. มอเตอร์กระแสตรง: shunt wound เครื่องยนต์สันดาปภายใน: ที่มีหลายลูกสูบ ความเร็วรอบสูงกว่า 600 rpm	มอเตอร์กระแสสลับ: high torque, high slip, repulsion-induction, single phase, series wound and slip ring. มอเตอร์กระแสตรง: series wound และ compound wound.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3-9 ตัวประกอบใช้งาน N_s สำหรับสายพานลิ่ม (ต่อ)

				เครื่องยนต์สันดาปภายใน: ที่มีหนึ่งลูกสูบ ความเร็วรอบต่ำกว่า 600 rpm เพลาเมน คลัตช์		
	ชั่วโมงทำงานต่อวัน			ชั่วโมงทำงานต่อวัน		
	≤ 10	10–16	> 16	≤ 10	10–16	> 16
งานเบา : เครื่องกวนของเหลว, เครื่องเป่าลม, เครื่องอัดลมและเครื่องสูบแบบหอย-โข่ง, พัดลมที่มีกำลังสูงถึง 7.5 kW, สายพานลำเลียงงานเบา	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
งานปานกลาง : สายพานลำเลียงทรายหรือเมล็ดพืช, เครื่องผสมของข้นเหนียว, พัดลมที่มีกำลังสูงกว่า 7.5 kW, เครื่องกำเนิดไฟฟ้า, เพลาเมน, เครื่องซักผ้า, เครื่องมือกล Punches Presses - shears, เครื่องพิมพ์, positive displacement rotary pumps, เครื่องเขย่า	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
งานหนัก : เครื่องทำอิฐ, bucket elevators, exciters, เครื่องอัดลมและเครื่องสูบแบบลูกสูบ, สายพานลำเลียง, hammer mills, paper mill beaters,	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3-10 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_a สำหรับสายพานลิ่ม

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3-11 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้าตัด "Z" ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพานยาว $L_p = 8.24$ mm. และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180$ องศา

d_p (mm)	m_ω	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	700	800	950	1200	1450	2000	2400	2850	3200	3600
		สมรรถนะในการส่งกำลังต่อเส้น P_R (kW)										
50	1.00	0.13	0.20	0.22	0.25	0.30	0.35	0.44	0.50	0.56	0.60	0.65
	1.05	0.13	0.21	0.23	0.26	0.31	0.36	0.46	0.52	0.59	0.63	0.68
	1.20	0.14	0.22	0.24	0.28	0.34	0.39	0.49	0.56	0.64	0.69	0.74
	1.50	0.15	0.23	0.26	0.29	0.35	0.41	0.52	0.60	0.68	0.73	0.79
	≥3.00	0.15	0.24	0.26	0.30	0.36	0.42	0.54	0.62	0.71	0.77	0.83
56	1.00	0.16	0.25	0.28	0.33	0.39	0.45	0.58	0.66	0.75	0.81	0.87
	1.05	0.17	0.26	0.29	0.33	0.40	0.47	0.60	0.68	0.77	0.84	0.90
	1.20	0.17	0.27	0.31	0.35	0.42	0.49	0.63	0.73	0.82	0.89	0.97
	1.50	0.18	0.28	0.32	0.36	0.44	0.51	0.66	0.76	0.86	0.94	1.02
	≥3.00	0.18	0.29	0.32	0.37	0.45	0.53	0.68	0.78	0.89	0.97	1.05
63	1.00	0.20	0.32	0.35	0.41	0.49	0.57	0.74	0.84	0.96	1.04	1.12
	1.05	0.20	0.32	0.36	0.42	0.50	0.59	0.75	0.87	0.98	1.07	1.16
	1.20	0.21	0.34	0.38	0.43	0.52	0.61	0.79	0.91	1.03	1.12	1.22
	1.50	0.22	0.35	0.39	0.45	0.54	0.63	0.82	0.94	1.07	1.17	1.27
	≥3.00	0.22	0.35	0.39	0.46	0.55	0.65	0.84	0.97	1.10	1.20	1.31
71	1.00	0.24	0.39	0.43	0.50	0.61	0.71	0.91	1.05	1.19	1.30	1.40
	1.05	0.25	0.39	0.44	0.51	0.62	0.72	0.93	1.07	1.22	1.32	1.43
	1.20	0.25	0.41	0.45	0.52	0.64	0.75	0.97	1.12	1.27	1.38	1.50
	1.50	0.26	0.42	0.47	0.54	0.65	0.77	0.99	1.15	1.31	1.43	1.55
	≥3.00	0.26	0.42	0.47	0.55	0.67	0.78	1.01	1.17	1.34	1.46	1.58
80	1.00	0.29	0.46	0.52	0.60	0.73	0.85	1.11	1.28	1.45	1.57	1.70
	1.05	0.29	0.47	0.53	0.61	0.74	0.87	1.13	1.30	1.48	1.60	1.73
	1.20	0.30	0.48	0.54	0.63	0.76	0.89	1.16	1.34	1.53	1.66	1.80
	1.50	0.30	0.49	0.55	0.64	0.78	0.91	1.19	1.37	1.57	1.70	1.85
	≥3.00	0.31	0.50	0.56	0.65	0.79	0.93	1.21	1.40	1.59	1.74	1.88
90	1.00	0.34	0.55	0.62	0.71	0.87	1.02	1.32	1.52	1.73	1.87	2.01
	1.05	0.34	0.56	0.62	0.72	0.88	1.03	1.34	1.54	1.75	1.90	2.05
	1.20	0.35	0.57	0.64	0.74	0.90	1.06	1.37	1.58	1.80	1.95	2.11
	1.50	0.36	0.58	0.65	0.75	0.92	1.08	1.40	1.62	1.84	2.00	2.16
	≥3.00	0.36	0.59	0.66	0.76	0.93	1.09	1.42	1.64	1.87	2.03	2.20
100	1.00	0.39	0.63	0.71	0.82	1.01	1.18	1.53	1.76	1.99	2.15	2.31
	1.05	0.39	0.64	0.72	0.83	1.02	1.19	1.55	1.78	2.01	2.18	2.34
	1.20	0.40	0.65	0.73	0.85	1.04	1.22	1.58	1.82	2.06	2.23	2.40
	1.50	0.41	0.66	0.74	0.86	1.05	1.24	1.61	1.85	2.10	2.28	2.45
	≥3.00	0.41	0.67	0.75	0.87	1.07	1.25	1.63	1.88	2.13	2.31	2.49

ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน N_1

L_p	424	449	474	494	524	554	584	624	654	704	734	824
N_1	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.99	1.00
L_p	924	1024	1144	1274	1424	1624						
N_1	1.03	1.06	1.08	1.11	1.14	1.17						

ความยาวพิตช์ที่ใช้ $L_p = L_I + 22$ (mm)

L_I												
	375	380	400	425	450	475	500	520	530	560	575	600
	630	670	710	730	750	775	800	820	850	875	900	950
	980	1000	1060	1105	1120	1170	1180	1230	1250	1300	1320	1400
	1450	1500	1525	1580	1600	1680	1700	1730	1800	1830	1900	2000
	2080	2240	2480									

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ ห้ามมิให้ทำการคัดลอก ทำซ้ำ ดัดแปลง เผยแพร่ หรือกระทำการใดๆ ในลักษณะเดียวกัน
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น โดยไม่ได้รับอนุญาตจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

3.5 การคำนวณหาขนาดโซ่

ในส่วนของการคำนวณหาขนาดโซ่จะแบ่งออกเป็นสองส่วนใหญ่ๆคือ

1. การคำนวณเลือกประเภทและขนาดของโซ่ (กรณีนี้เลือกใช้โซ่ประเภทโรลเลอร์แบบB)
2. การคำนวณหาแรงในโซ่

3.5.1 การคำนวณขนาดโซ่ (สำหรับโซ่โรลเลอร์)

โดยปกติการคำนวณหาขนาดโซ่มักจะใช้วิธีเลือกขนาดจากแคตตาล็อก ซึ่งเมื่อเลือกได้แล้วก็จะทำการตรวจสอบการใช้งานจากสมการ

$$F = \frac{F_b}{N_b} \tag{3.15}$$

โดยที่ F_b = แรงแตกหักที่น้อยที่สุดของโซ่ซึ่งหาได้จากตารางที่ 3-12

N_b = ค่าความปลอดภัย (ควรมีค่าระหว่าง 7-15)

ในการเลือกขนาดโซ่จะต้องทราบข้อมูลเบื้องต้น ดังนี้

1. กำลังงานที่ต้องการส่งถ่าย (KW.)
2. ความเร็วรอบของเพลาขับและเพลาตาม (rpm)
3. ลักษณะการนำไปใช้งานโดยมีขั้นตอนในการเลือกคือ

1.1 การหาจำนวนฟันของเฟืองพิเนียน สำหับกรณีมีการกระตุกควรใช้อย่างน้อย 23 ฟัน

1.2 ค่าตัวประกอบใช้งาน (N_S) สำหรับโซ่เพื่อใช้ประกอบการเลือกขนาดสำหรับกรณีมีแรงกระทำกระตุกมากสามารถดูได้จากตารางที่ 3-13

1.3 การคำนาวณหาอัตราทดที่ต้องการหาได้จาก

อัตราทด m_w = (ความเร็วรอบของเพลารอบสูง/ ความเร็วรอบของเพลารอบต่ำ)

$= n_1 / n_2$

1.4 การคำนวณหาจำนวนฟันบนเฟืองโซ่ใหญ่หาได้โดยการคูณจำนวนฟันบนพิเนียนกับอัตราทด ซึ่งสามารถเลือกจำนวนฟันได้จากตารางที่ 3-14

1.5 การคำนวณหากำลังที่ใช้ในการเลือกโซ่ (P) โดยการคูณกำลังที่ต้องการส่ง(W_p) ด้วยตัวประกอบใช้งาน (N_S) ได้สมการ $P = W_p * N_S$

1.6 เลือกขนาดโซ่โดยพิจารณาจากรูปที่ 3-7 (สำหรับโซ่โรลเลอร์แบบB)

1.7 ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของเฟืองโซ่ควรอยู่ระหว่าง 30-50 เท่าของระยะพิทช์โซ่ โดยสามารถหาค่าระยะห่างระหว่างศูนย์กลางโซ่ได้จากตารางที่ 3-15 หรือหาจากการคำนวณ โดยใช้สมการดังต่อไปนี้

$$C = \frac{P}{4}\left[x - \frac{Z+z}{2} + \sqrt{\left[\left[x - \frac{Z+z}{2} \right] - 2\left[\frac{Z-z}{\Pi} \right]\right]} \right] \tag{3.16}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ x = จำนวนข้อของโซ่หรือจำนวนพิทช์ของโซ่

C = ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่

p = ระยะพิทช์ของโซ่

Z = จำนวนฟันบนพิเนียน

Z = จำนวนฟันบนเฟืองโซ่

3.5.2 การคำนวณหาขนาดของแรงในโซ่

เมื่อทำการเลือกชนิดและขนาดของโซ่ได้แล้วจะสามารถหาแรงแตกหักและมวลต่อความยาวของโซ่ได้จากตาราง 3-12 และ 3-16 ตามลำดับเพื่อนำแรงที่หาได้มาเปรียบเทียบกับแรงที่เกิดในโซ่

แรงที่เกิดในโซ่จะประกอบด้วยแรง F_t และ F_{ct} ดังสมการ

$$F = F_t + F_{ct}$$

$$F_t = W_P/v$$

$$F_{ct} = (W/g) * v^2$$

โดยที่ F_t เป็นแรงในแนวเส้นสัมผัสของโซ่

F_{ct} เป็นแรงย่อยในแนวข้อต่อโซ่เนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง

W/g เป็นมวลต่อความยาวของโซ่

V เป็นความเร็วของโซ่สามารถหาได้จาก $v = \pi * d * n$ หรือ $v = p * z * n$

เมื่อนำค่า F ที่ได้ไปแทนในสมการแล้วจะต้องให้ค่า N_b มากกว่าค่า N_S ที่ได้เลือกไว้ข้างต้นจึงจะสามารถนำโซ่ที่ออกแบบไปใช้งานได้

ตารางที่ 3-12 โซ่โรลเล่อร์ตามมาตรฐาน ISO/R 606-1976(E)

ขนาดเป็น mm

โซ่ ISO	พิทช์ p	d_1 max	b_1 min	d_2 max	b_3 min	แรงแตกหัก kN		
						หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น
28A	44.45	25.40	25.40	12.70	37.32	169.12	338.25	507.37
28B	44.45	27.94	30.99	15.90	46.71	129.10	258.20	387.30
32A	50.80	28.58	31.75	14.27	45.34	222.49	444.98	667.47
32B	50.80	29.21	30.99	17.81	45.70	169.12	338.25	507.37
40A	63.50	39.68	38.10	19.84	55.02	347.08	694.16	1041.23
40B	63.50	39.37	38.10	22.89	55.88	262.61	525.23	787.84
48A	76.20	47.63	47.63	23.80	67.95	500.60	1001.21	1501.81
48B	76.20	48.26	45.72	29.24	70.69	400.54	800.99	1201.43
56B	88.90	53.98	53.34	34.32	81.46	542.89	1085.77	-
64B	101.60	63.50	60.96	39.40	92.15	712.01	1423.92	-
72B	114.30	72.39	68.58	44.48	103.94	898.89	1797.78	-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3-13 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระทำที่มีการกระตุกมาก

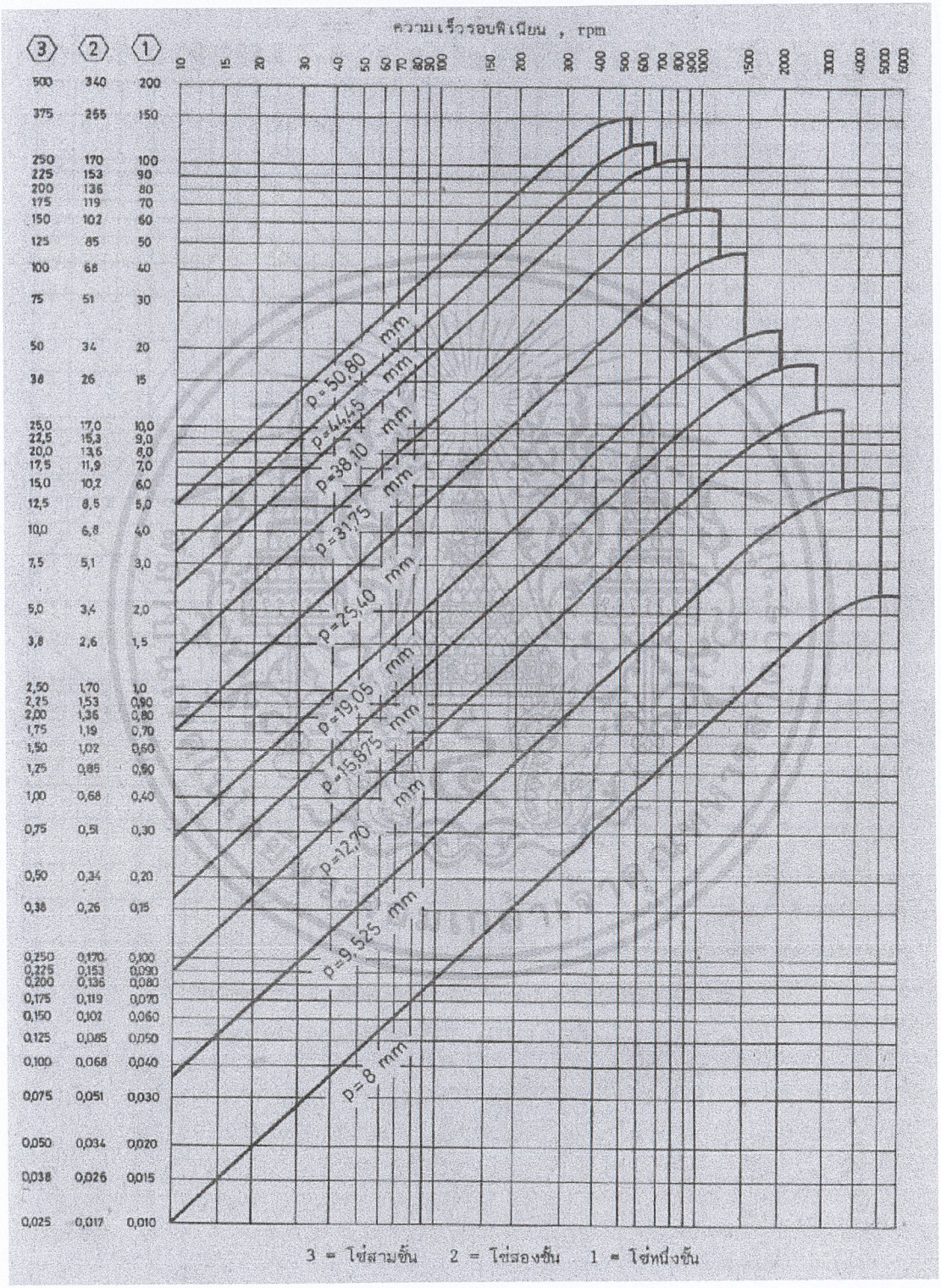
ใช้โรลเล่อร์แบบ B				ใช้โรลเล่อร์แบบ A			
จำนวนฟันบนพิเนียน	อุปกรณ์ขับ*			จำนวนฟันบนพิเนียน	อุปกรณ์ขับ**		
	สม่ำเสมอ	กระตุกปานกลาง	กระตุกมาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
ใช้กับแผนภูมิรูป 11.18				ใช้กับแผนภูมิรูป 11.19			
11	3.02	3.45	3.88	11	1.97	2.11	2.39
12	2.78	3.17	3.57	12	1.79	1.92	2.18
13	2.57	2.94	3.31	13	1.67	1.79	2.02
14	2.36	2.70	3.04	14	1.54	1.65	1.87
15	2.22	2.53	2.85	15	1.40	1.50	1.70
16	2.08	2.38	2.68	16	1.30	1.39	1.57
17	1.97	2.25	2.53	17	1.21	1.29	1.47
18	1.84	2.11	2.37	18	1.14	1.22	1.38
19	1.75	2.00	2.25	ใช้กับแผนภูมิรูป 11.20			
20	1.67	1.90	2.14	19	1.40	1.50	1.70
21	1.59	1.82	2.05	20	1.31	1.40	1.59
22	1.51	1.72	1.94	21	1.24	1.33	1.50
23	1.45	1.65	1.86	22	1.18	1.26	1.43
24	1.39	1.59	1.79	23	1.12	1.20	1.36
25	1.33	1.52	1.70	24	1.09	1.16	1.32
				25	1.04	1.12	1.27

ตารางที่ 3-14 จำนวนฟันของเฟืองโซ่

11	12	13	14	15	17	19	20	21	23
25	27	30	38	57	76	95	114	150	

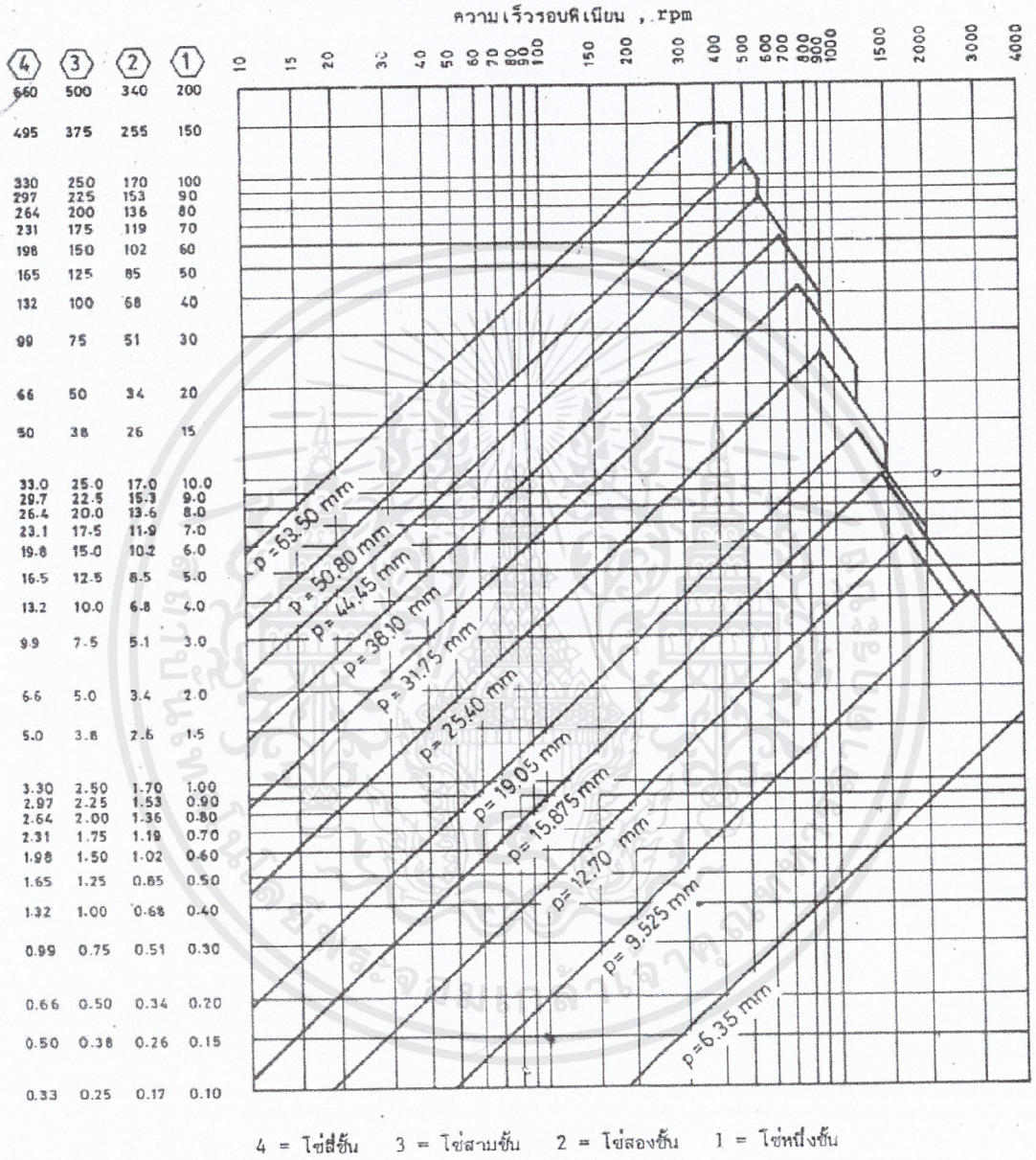
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3-7 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซ่โรลเล่อร์แบบ B (สำหรับพินียน 19 ฟัน)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

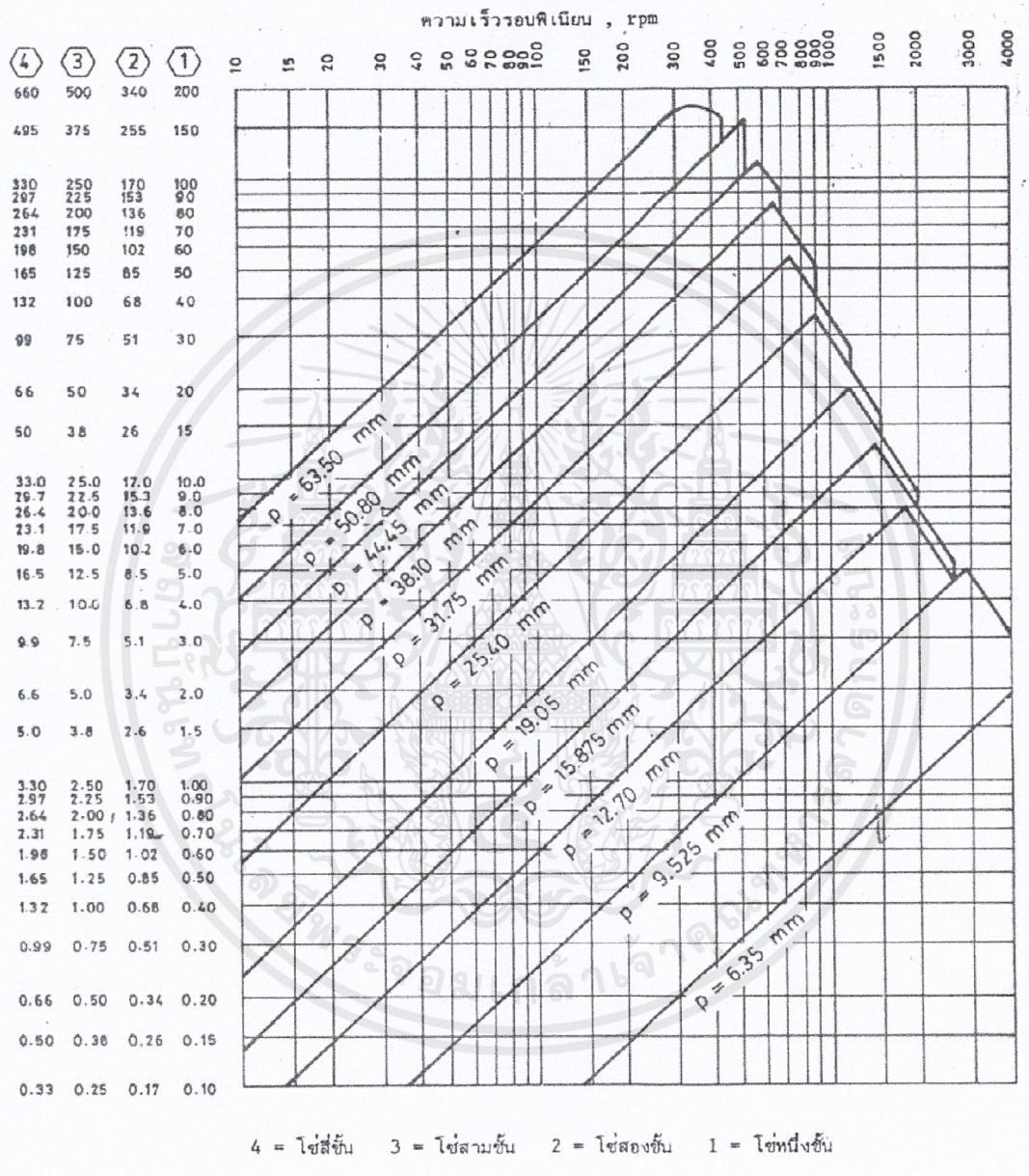
รูปที่ 3-8 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซ่โรลเล่อร์แบบ A (สำหรับพิเนียน 15 ฟัน)



4 = โซ่สี่ชั้น 3 = โซ่สามชั้น 2 = โซ่สองชั้น 1 = โซ่หนึ่งชั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3-9 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซ่โรลเล่อร์แบบ A (สำหรับพิเนียน 19 ฟัน)



4 = โซ่สี่ชั้น 3 = โซ่สามชั้น 2 = โซ่สองชั้น 1 = โซ่หนึ่งชั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3-15 ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่

ระยะพิตช์ mm	ระยะห่างระหว่างศูนย์กลาง, mm	ระยะพิตช์ mm	ระยะห่างระหว่างศูนย์กลาง, mm
9.525	450	38.10	1350
12.70	600	44.45	1500
15.875	750	50.80	1700
19.05	900	63.50	1800
25.40	1000	76.20	2000
31.75	1200		

ตารางที่ 3-16 มวลของโซ่โรลเล่อร์ต่อความยาว

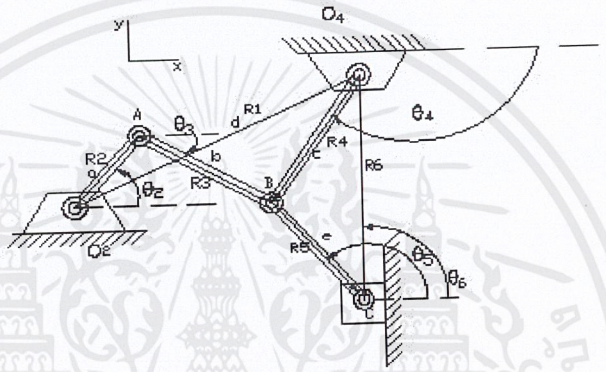
โซ่ ISO	มวลของโซ่, kg/m			โซ่ ISO	มวลของโซ่, kg/m			
	หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น		หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น	สี่ชั้น
06B	0.39	0.74	1.10	06A	0.33	0.65	0.98	
08B	0.68	1.34	1.99	08A	0.61	1.22	1.83	2.44
10B	0.85	1.70	2.55	10A	0.98	1.96	2.95	3.93
12B	1.16	2.31	3.45	12A	1.59	3.05	4.54	6.10
16B	2.71	5.42	8.13	16A	2.50	5.00	7.50	10.00
20B	3.70	7.40	11.10	20A	3.68	7.35	11.03	14.70
24B	6.70	13.75	20.75	24A	5.54	11.07	16.61	22.14
28B	8.25	16.80	25.40	28A	7.52	15.00	22.60	30.10
32B	9.22	18.45	27.67	32A	9.67	19.34	29.02	38.69
40B	15.48	31.55	47.62	40A	15.48	30.95	46.43	61.90
48B	24.71	50.00	75.45	48A				
56B	33.20	67.60		56A				
64B	44.64	89.29		64A				
72B	59.50			72A				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4
การวิเคราะห์กลไกทอกเกิล

4.1 การวิเคราะห์ตำแหน่งของกลไก

ในการวิเคราะห์ตำแหน่งของกลไก Toggle เราจะใช้วิธี Vector Loop Representation ดังที่แสดงในหัวข้อ 2.4 โดยจะเริ่มพิจารณาจากส่วนของ Four-bar ก่อนแล้วจะนำข้อมูลที่ได้ไปคำนวณในส่วนของ Slider Clank



รูปที่ 4-1 Vector Loop ของ Toggle

Vector Loop Equation ในการวิเคราะห์ตำแหน่ง

$$R_2 + R_3 - R_4 - R_1 = 0 \quad (4.1a)$$

$$R_A + R_{BA} - R_{BO4} + R_{O4} = 0 \quad (4.1b)$$

$$ae^{j\theta_2} + be^{-j\theta_3} - ce^{-j\theta_4} - de^{j\theta_1} = 0 \quad (4.1c)$$

$$\left.\begin{aligned}\theta_3 &= f(a,b,c,d,\theta_2)\\ \theta_4 &= f(a,b,c,d,\theta_2)\end{aligned}\right\} \quad (4.1d)$$

เราต้องการหา θ_3 และ θ_4 ในรูปฟังก์ชันของ a ,b ,c ,d และ θ_2

แทนค่าสมการของออยเลอร์ จะได้

$$a(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) + b(\cos\theta_3 - j\sin\theta_3) - c(\cos\theta_4 - j\sin\theta_4) - d(\cos\theta_1 + j\sin\theta_1) = 0 \quad (4.1e)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x) :

$$a\cos\theta_2 + b\cos\theta_3 - c\cos\theta_4 - d\cos\theta_1 = 0$$

แต่ θ_1 เป็นค่าคงที่ ดังนั้น สมมติให้ d x $\cos\theta_1$ เป็นค่าคงที่ = m จะได้

$$a\cos\theta_2 + b\cos\theta_3 - c\cos\theta_4 - m = 0 \qquad (4.2a)$$

ส่วนจินตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y) :

$$ja\sin\theta_2 - jb\sin\theta_3 + jc\sin\theta_4 - jd\sin\theta_1 = 0$$

สมมติให้ $d\sin\theta_1 = n$ จะได้

$$a\sin\theta_2 - b\sin\theta_3 + c\sin\theta_4 - n = 0 \qquad (4.2b)$$

เราต้องการหาค่า θ_4 ดังนั้น จึงเขียนสมการ (4.2a) และ (4.2b) ได้เป็น

$$b\cos\theta_3 = -a\cos\theta_2 + c\cos\theta_4 + m \qquad (4.2c)$$

$$b\sin\theta_3 = a\sin\theta_2 + c\sin\theta_4 - n \qquad (4.2d)$$

ยกกำลังสองทั้งสองข้างของสมการ (4.2c) , (4.2d) แล้วนำมาบวกกันจะได้

$$b^2 = (\cos^2\theta_3 + \sin^2\theta_3) = (a\sin\theta_2 + c\sin\theta_4 - n)^2 + (-a\cos\theta_2 + c\cos\theta_4 + m)^2 \qquad (4.3a)$$

$$b^2 = (a\sin\theta_2 + c\sin\theta_4 - n)^2 + (-a\cos\theta_2 + c\cos\theta_4 + m)^2 \qquad (4.3b)$$

$$b^2 = a^2 + c^2 + n^2 + m^2 + 2ac\,(+\sin\theta_2\sin\theta_4 - \cos\theta_2\cos\theta_4) - 2an\sin\theta_2 - 2nc\sin\theta_4 + 2m\cos\theta_4 - 2ma\cos\theta_2 \qquad (4.3c)$$

นำ (2ac หารตลอด)

$$\cos\theta_2\cos_4 - \sin\theta_2\sin_4 = \frac{a^2 - b^2 + c^2 + n^2 + m^2}{2ac} - \frac{n}{c}\sin\theta_2 - \frac{n}{a}\sin\theta_4 + \frac{n}{a}\cos\theta_4 - \frac{n}{c}\cos\theta_2$$

ให้

$$k_5 = \frac{a^2 - b^2 + c^3 + n^2 + m^2}{2ac} \quad k_2 = \frac{m}{c} \qquad (4.4a)$$

$$k_3 = \frac{n}{c}k_1 = \frac{m}{a}k_4 = \frac{n}{a}$$

จาก

$$\sin\theta_4 = \frac{2\tan(\frac{\theta_4}{2})}{1 + \tan^2(\frac{\theta_4}{2})};\ \cos\theta_4 = \frac{1 - \tan^2(\frac{\theta_4}{2})}{1 + \tan^2(\frac{\theta_4}{2})} \qquad (4.5)$$

แทนค่าจะได้

$$k_1\cos\theta_4 - k_2\cos\theta_2 - k_3\sin\theta_2 - k_4\sin\theta_4 + k_5 = \cos\theta_2\cos\theta_4 - \sin\theta_2\sin\theta_4 \qquad (4.4a)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่า (4.5) ลงใน (4.4b) จะได้

$$(\cos\theta_2 - k_1 - k_2\cos\theta_2 - k_3\sin\theta_2 + k_5) + \tan^2(\frac{\theta_4}{2}) + (2\sin\theta_2 - 2k_4)\tan(\frac{\theta_4}{2}) + (k_1 - k_2\cos\theta_1 - k_3\sin\theta_2 + k_5 - \cos\theta_1) = 0$$

ให้ $A = (\cos\theta_2 - k_1 - k_2\cos\theta_2 - k_3\sin\theta_2 + k_5)$

$B = (2\sin\theta_2 - 2k_4)$

$C = k_1 - k_2\cos\theta_2 - k_3\sin\theta_2 + k_5 - \cos\theta_2$

จะได้ $A\tan^2(\frac{\theta_4}{2}) + B\tan(\frac{\theta_4}{2}) + C = 0$

$$\therefore \tan(\frac{\theta_4}{2}) = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 2AC}}{2A} \quad (4.5a)$$

$$\theta_4 = 2\arctan[\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}] \quad (4.6)$$

หา θ_3 ได้ด้วยการแทนค่า θ_4 (6-2a) หรือ (6-2b)

จากรูปที่ 1 $R_4 - R_5 - R_6 = 0 \quad (4.7a)$

$$ce^{-j\theta_4} - ee^{j\theta_5} - fe^{j\theta_2} = 0 \quad (4.7b)$$

แทนค่าในสมการของออยเลอร์

$$0 = c(\cos\theta_4 - j\sin\theta_4) - e(\cos\theta_5 + j\sin\theta_5) - f(\cos\theta_6 + j\sin\theta_6) \quad (4.7c)$$

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x) :

$$c\cos\theta_4 - e\cos\theta_5 - f\cos\theta_6 = 0 \quad (4.8a)$$

ส่วนจิตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y) :

$$-j\cos\theta_4 - je\sin\theta_5 - jf\sin\theta_6 = 0 \quad (4.8b)$$

นำ - j หารตลอด ;

$$c\sin\theta_4 + e\sin\theta_5 + f\sin\theta_6 = 0 \quad (4.8c)$$

จัดรูปสมการที่ (4.8a) และ (4.8c) ใหม่

$$\cos\theta_6 = \frac{c\cos\theta_4 - e\cos\theta_5}{f} \quad (4.9a)$$

$$\sin\theta_6 = \frac{c\sin\theta_4 + e\sin\theta_5}{(-f)} \quad (4.9b)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ยกกำลังสองทั้งสองข้างของสมการ แล้วนำมาบวกกัน

$$f^2 (\cos\theta^2_6 + \sin\theta^2_6) = (c\cos\theta_4 - e\cos\theta_5)^2 + (c\sin\theta_4 + e\sin\theta_5)^2$$

$$f^2 = c^2\cos^2\theta_4 - 2ce\cos\theta_4\cos\theta_5 + e^2\cos^2\theta_5 + c^2\sin^2\theta_4 + 2ce\sin\theta_4\sin\theta_5 + e^2\sin^2\theta_5$$

$$f^2 = c^2 + e^2 + 2ce(\sin\theta_4\sin\theta_5 - \cos\theta_4\cos_5) - \cos(\theta_4 + \theta_5) - \sin\theta_4\sin\theta_5 + \cos\theta_4\cos\theta_5 = \frac{c^2 + e^2 - f}{2ce} k_6$$

ให้ $$\frac{c^2 + e^2 - f^2}{2ce} = k_6 \qquad (4.10)$$

ดังนั้น $(\sin\theta_4\sin\theta_5 - \cos\theta_4\cos\theta_5) = -K_6$ (4.11a)

จาก $\cos(\theta_A + \theta_B) = \cos\theta_A\cos\theta_B - \sin\theta_A\sin\theta_B$

ดังนั้น $\cos(\theta_4 + \theta_5) = K_6$ (4.11b)

$\therefore \quad \theta_5 = \arccos(+k_6) - \theta_4$ (4.12)

4.2 การวิเคราะห์ความเร็วของกลไก

จากเรื่องการวิเคราะห์ตำแหน่งของกลไก เราจะได้

$$R_2 + R_3 - R_4 - R_1 = 0 \qquad (4.1a)$$

และสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของ Comple number ได้ ดังสมการ

$$ae^{j\theta_2} + be^{-j\theta_3} - ce^{-j\theta_4} - de^{j\theta_1} = 0 \qquad (4.1c)$$

เราสามารถหาความเร็วของกลไกได้โดยการ ดิฟฟาเรนติเอท สมการ (4-1c) เทียบกับเวลา จะได้

$$jac^{j\theta_2}\frac{d\theta_2}{dt} - jbe^{-j\theta_3}\frac{d\theta_3}{dt} + jce^{-j\theta_4}\frac{d\theta_4}{dt} - jde^{j\theta_1}\frac{d\theta_1}{dt} = 0 \qquad (4.13a)$$

แต่ $$\frac{d\theta_2}{dt} = \varpi_2; \frac{d\theta_3}{dt} = \varpi_3; \frac{d\theta_4}{dt} = \varpi_4; \frac{d\theta_1}{dt} = 0 \qquad (4.13b)$$

หมายเหตุ θ_1 เป็นค่าคงที่ ค่า Derivative จึงเป็นศูนย์

จะได้ $ja\omega_2 e^{j\theta_2} - jb\omega_3 e^{-j\theta_3} + jc\omega_4 e^{-j\theta_4} = 0$ (4.13c)

จากเรื่องของความเร็วสัมผัส (Relative velocity) หรือ velecity difference eq^n

$$v_A + v_{BA} - v_B = 0 \qquad (4.14a)$$

ซึ่ง
$$\left.\begin{aligned} v_A &= ja\omega_2 e^{j\theta_2} \\ v_{BA} &= -jb\omega_3 e^{-j\theta_3} \\ v_B &= -jc\omega_4 e^{-j\theta_4} \end{aligned}\right\} \qquad (4.14b)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการด้านบนเรารู้ค่า ω_2 แต่เราต้องการหาค่าของ ω_3 และ ω_4 ซึ่งสามารถแก้สมการได้จากสมการ (4-13c) เพื่อให้ได้ฟังก์ชันของ ω_3 และ ω_4 อยู่ในรูป

$$\omega_3 = f(a, b, c, d, \theta_2, \theta_3, \theta_3, \theta_4, \omega_2)$$
$$\omega_3 = g(a, b, c, d, \theta_2, \theta_3, \theta_3, \theta_4, \omega_2) \quad (4.15)$$

จากสมการที่ (4.13c) แทนค่าลงในสมการของออยเลอร์ จะได้

$$ja\omega_2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) - jb\omega_3(\cos\theta_3 - j\sin\theta_3) + jc\omega_4(\cos\theta_4 - j\sin\theta_4) \quad (4.16a)$$

นำ j คูณเข้าไปในสมการ

$$a\omega_2(j\cos\theta_2 + j^2\sin\theta_2) - b\omega_3(j\cos\theta_3 - j^2\sin\theta_3) + c\omega_4(j\cos\theta_4 - j^2\sin\theta_4) \quad (4.16b)$$

จะพบว่า cosine terms จะเปลี่ยนเป็น imaginary term หรือ direction ของ y เพราะค่า $j^2 = -1$ ส่วน sine term จะเปลี่ยนเป็นจริง หรือ direction ของ x

$$a\omega_2(-\sin\theta_2 + j\cos\theta_2) - b\omega_3(\sin\theta_3 + j\cos\theta_3) + c\omega_4(\sin\theta_4 + j\cos\theta_4) \quad (4.17c)$$

แยกส่วนประกอบเป็นส่วนจริงและส่วนจินตภาพ

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x) :

$$a\omega_2\sin\theta_2 - b\omega_3\sin\theta_3 + c\omega_4\sin\theta_4 = 0 \quad (4.16d)$$

ส่วนจิตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y) :

$$a\omega_2\cos\theta_2 - b\omega_3\cos\theta_3 + c\omega_4\cos\theta_4 = 0 \quad (4.16e)$$

แก้สมการ (4.16d) และ (4.16e)

$$c\omega_4\sin\theta_4 = a\omega_2\sin\theta_2 + b\omega_3\sin\theta_3$$
$$c\omega_4\cos\theta_4 = -a\omega_2\cos\theta_2 + b\omega_3\cos\theta_3$$

หารกันจะได้ ;

$$-a\omega_2\cos\theta_2\sin\theta_4 + b\omega_3\cos\theta_3\sin\theta_4 = a\omega_2\cos\theta_4\sin\theta_2 + b\omega_3\cos\theta_4\sin\theta_3$$
$$b\omega_3(\cos\theta_3\sin\theta_4 - \cos\theta_4\sin\theta_3) = a\omega_2(\sin\theta_4\cos\theta_2 + \sin\theta_2\cos\theta_4)$$

$$\omega_3 = \frac{a\omega_1}{b}\frac{(\sin\theta_4\cos\theta_2 + \sin\theta_2\cos\theta_4)}{(\cos\theta_3\sin\theta_4 - \cos\theta_4\sin\theta_3)}$$

แต่ $\sin(A + B) = \sin A\cos B + \sin B\cos A$

$\sin(A - B) = \sin A\cos B - \sin B\cos A$

ดังนั้น จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\omega_3 = \frac{a\omega_2}{b}\frac{\sin(\theta_4 + \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (4.17a)$$

ทำนองเดียวกัน จากสมการ (4.16d) และ (4.16e)

$$b\omega_3\sin\theta = -a\omega_2\sin\theta_2 + c\omega_4\sin\theta_4$$

$$b\omega_3\cos\theta_3 = a\omega_2\cos\theta_2 + c\omega_4\cos\theta_4$$

$$a\omega_2\sin\theta_3\cos\theta_2 + c\omega_4\sin\theta_3\cos\theta_4 = -a\omega_2\sin\theta_2\cos\theta_3 + c\omega_4\sin\theta_4\cos\theta_3$$

$$c\omega_4(-\sin\theta_3\cos\theta_4 + \sin\theta_4\cos\theta_3) = a\omega_2(\sin\theta_3\cos\theta_2 + \sin\theta_2\cos\theta_3)$$

$$\omega_4 = \frac{a\omega_2}{c}\frac{\sin(\theta_3 + \theta_2)}{\sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (4.17b)$$

ดังนั้น เราสามารถที่จะหาค่า linear velocity ได้จากการแทนค่า Euler indentify ลงในสมการ (4.14b)

$$\left.\begin{aligned} v_A &= ja\omega_2(\cos\theta_2 + j\sin A_2) = a\omega_2(-\sin\theta_3 + j\cos\theta_2) \\ v_{BA} &= -jb\omega_3(\cos\theta_3 - j\sin\theta_3) = b\omega_3(\sin\theta_3 - j\cos\theta_3) \\ v_B &= -jc\omega_4(\cos\theta_4 - j\sin\theta_4) = c\omega_4(\sin\theta_4 - j\cos\theta_4) \end{aligned}\right\} \quad (4.18)$$

สมการที่ (4.7a)

$$R_4 - R_5 - R_6 = 0 \quad (4.7a)$$

$$ce^{-j\theta_4} - ee^{j\theta_5} - fe^{j\theta_6} = 0 \quad (4.7b)$$

ดิฟฟาเรนติเอทสมการ (4.7b) เทียบกับเวลา จะได้

$$-jc\varpi_4 e^{-j\theta_4} - je\varpi_5 e^{j\theta 5} - \left(jfe^{j\theta_6}\frac{d\theta_6}{dt} + \dot{f}e^{j\theta_6}\right) = 0 \quad (4.19a)$$

แต่ θ_6 = ค่าคงที่ ค่า delivative จึงเป็นศูนย์ จะได้

$$-jc\omega_4 e^{-j\theta_4} - je\omega_5 e^{j\theta_5} - \dot{f}e^{j\theta_6} = 0 \quad (4.19b)$$

นำ $e^{j\theta_6}$ หารตลอดจะได้

$$-jc\omega_4 e^{-j(\theta_4 + \theta_6)} - je\omega_5 e^{j(\theta_5 - \theta_6)} - \dot{f} = 0 \quad (4.19c)$$

จากสมการ

$$v_C = v_{CB} + v_{CB}$$

แทนค่า สมการออยเลอร์ ลงในสมการ (4.19c) จะได้

$$-jc\omega_4(\cos(\theta_4 + \theta_6) - j\sin(\theta_4 + \theta_6)) - je\omega_5(\cos(\theta_5 - \theta_6) + j\sin(\theta_5 - \theta_6) - \dot{f} = 0 \quad (4.19e)$$

นำ j คูณเข้าไปในสมการ จะได้

$$-c\omega_4(\sin(\theta_4 + \theta_6) + j\cos(\theta_4 + \theta_6)) - e\omega_5(-\sin(\theta_5 - \theta_6) + j\cos(\theta_5 - \theta_6) - \dot{f} = 0 \quad (4.19f)$$

แยกส่วนประกอบเป็นส่วนจริงและส่วนจินตภาพ จะได้

เอกสารนี้มีลิขสิทธิ์ ใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x) :

$$-c\omega_4 \sin(\theta_4 + \theta_6) + e\omega_5 \sin(\theta_5 - \theta_6) - \dot{f} = 0 \quad (4.20a)$$

ส่วยจินตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y) :

$$c\omega_4 \cos(\theta_4 + \theta_6) - e\omega_5 \cos(\theta_5 - \theta_6)$$
$$- e\omega_5 \cos(\theta_5 - \theta_6) = 0 \quad (4.20b)$$

$$\therefore \omega_5 \frac{-c\omega_4 \cos(\theta_4 + \theta_6)}{e \cos(\theta_5 - \theta_6)} \quad (4.21)$$

$$\therefore \dot{f} = \frac{-c\omega_4 \sin(\theta_4 + \theta_6)}{e\omega_5 \sin(\theta_5 - \theta_6)} \quad (4.22)$$

4.3 วิเคราะห์ความเร่งในกลไก

จาก Loop equation ซึ่งจะได้ความสัมพันธ์มาเป็น

$$R_2 + R_3 - R_4 - R_1 = 0 \quad (4.1a)$$

และเมื่ออยู่ในรูปของ Compleve number จะเป็น

$$ae^{j\theta_2} + be^{-j\theta_3} - ce^{-j\theta_4} - de^{j\theta_1} = 0 \quad (4.1c)$$

ซึ่งเมื่อทำการ ดิฟฟาเรนติเอทสมการ (4.1c) เราจะได้ สมการความสัมพันธ์ของการเร่ง

$$ja\omega_2 e^{j\theta_2} - jb\omega_3 e^{-j\theta_3} + jc\omega_4 e^{-j\theta_4} = 0 \quad (4.13c)$$

จากสมการ (4.13c) เรายังพบว่า สมการยังคงอยู่ในรูปฟังก์ชันของ time , θ , ω

หากเราทำการ ดิฟฟาเรนติเอทสมการ (4.13c) โดยใช้ chain rule เราจะได้

$$(j^2 a\omega_2^2 e^{j\theta_2} + ja\alpha_2 e^{j\theta_2}) + (j^2 b\omega_3^2 e^{-j\theta_3} - jb\alpha_3 e^{j\theta_3}) + (-j^2 c\omega_4^2 e^{-j\theta_4} + jc\alpha_4 e^{-j\theta_4}) = 0 \quad (4.23a)$$

แต่ถ้า $j^2 = -1$ แล้วจัดกลุ่มใหม่ จะได้

$$(a\alpha_2 e^{j\theta_2} - a\omega_2^2 e^{j\theta_2}) + (b\alpha_3 e^{-j\theta_3} - b\omega_3^2 e^{-j\theta_2}) - (c\alpha_4 je^{-j\theta_4} - c\omega_4^2 e^{-j\theta_4}) = 0 \quad (4.23b)$$

หมายเหตุ $\propto = \frac{d\omega}{dt}$

ความสัมพันธ์ของสมการ (4.23b) จะอยู่ในรูปของ

$$A_A + A_{BA} - A_B = 0 \quad (4.24a)$$

$$A_A = (A_A^t + A_A^n) = (a\alpha_2 je^{-j\theta_2} - a\omega_2^2 e^{j\theta_4})$$

$$A_{BA} = (A_{BA}^t + A_{BA}^n) = (-b\alpha_3 je^{-j\theta_3} - b\omega_3^2 e^{-j\theta_3}) \quad (4.24b)$$

$$A_B = (A_B^t + A_B^n) = (-c\alpha_4 je^{-j\theta_4} - c\omega_4^2 e^{-j\theta_4}$$

สังเกต สมการข้างบนว่า เทอมที่เรายังไม่รู้ค่า ก็คือ $\propto_3$ ม $\propto_4$ โดยที่ $\propto_2$ รู้ค่า และส่วนอื่นๆ อยู่ในรูปของความเร็ว ดังนั้น เราจึงต้องหาค่า $\propto_3$ ม $\propto_4$ ในรูปของฟังก์ชัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\alpha_3 = f(a, b, c, d, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \alpha_2) \quad (4.25a)$$

$$\alpha_3 = g(a, b, c, d, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \alpha_2) \quad (4.25b)$$

แทนค่าสมการออยเลอร์ ลงในสมการที่ (4.23b)

$$[a\alpha_2 j(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) - a\omega_2^2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2)] + [-b\alpha_3 j(\cos\theta_3 - j\sin\theta_3) - b\omega_3^2(\cos\theta_3 - j\sin\theta_3)]$$
$$-[-c\alpha_4 j(\cos\theta_4 - j\sin\theta_4) - c\omega_4^2(\cos\theta_4 - j\sin\theta_4)] = 0 \quad (4.26a)$$

ทำการคูณ j เข้าไปในสมการ :

$$[a\alpha_2(-\sin\theta_2 + j\cos\theta_2) - a\omega_2^2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2)] + [-b\alpha_3(\sin\theta_3 + j\cos\theta_3) - b\omega_3^2(\cos\theta_3 - j\sin\theta_3)]$$
$$-[-c\alpha_4(\sin\theta_4 + j\cos\theta_4) - c\omega_4^2(\cos\theta_4 - j\sin\theta_4)] = 0 \quad (4.26b)$$

แยกส่วนประกอบเป็นส่วนจริง และส่วนจินตภาพ จะได้

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x) :

$$a\alpha_2 \sin\theta_2 - a\omega_2^2 \cos\theta_2 - b\alpha_3 \sin\theta_3 - b\omega_3^2 \cos\theta_3 + c\alpha_4 \sin\theta_4 - c\omega_4^2 \cos\theta_4 = 0 \quad (4.27a)$$

ส่วนจินตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y) :

$$a\alpha_2 \cos\theta_2 - a\omega_2^2 \sin\theta_2 - b\alpha_3 \cos\theta_3) + b\omega_3^2 \sin\theta_3 + c\alpha_4 \cos\theta_4 - c\omega_4^2 \sin\theta_4 = 0 \quad (4.27b)$$

กำหนดให้

$$\left.\begin{aligned} A &= c\cos\theta_4 \\ B &= b\sin\theta_3 \\ C &= a\alpha_2 \sin\theta_2 + a\omega_2^2 \cos\theta_2 + b\omega_3^2 \cos\theta_3 - c\omega_4^2 \cos\theta_4 \\ D &= c\cos\theta_4 \\ E &= b\cos\theta_3 \\ F &= a\alpha_2 \cos\theta_2 - a\omega_2^2 \sin\theta_2 + b\omega_3^2 \sin\theta_3 - c\omega_4^2 \sin\theta_4 \end{aligned}\right\} \quad (4.28a)$$

แทนค่าสมการ (4.28a) ลงในสมการ (4.27a) และ (4.27b)

$$-C - Bd_3 + Ad_4 = 0 \quad (4.29a)$$

$$F - Ed_3 + Ad_4 = 0 \quad (4.29b)$$

$$\alpha_3 = \frac{D\alpha_4 + F}{E} \quad (4.29c)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่า (4.29c) ใน (4.29a)

$$-C - B\frac{(Dd_4 + F)}{E} + AD_4 = 0$$

$$-CE - Bd_4 - BF + AE\propto_4 = 0$$

$$\alpha_4 = \frac{CE + BF}{AE - BD} \qquad (4.30a)$$

แทนค่า $\propto_4$ ใน (4.29c)

$$\alpha_3 E = (\frac{DCE + BF}{AE - BD}) + F$$

$$\alpha_3 = \frac{D}{E}(\frac{CE + BF}{AE - BD}) + \frac{F}{E}$$

$$= \frac{DC}{AE - BD} + \frac{DBF}{E(AE - BD)} + \frac{F}{E}$$

$$= \frac{DC}{AE - BD} + \frac{DBF + FAE - FBD}{E(AE - BD)}$$

$$\alpha_3 = \frac{DC + AF}{AE - BD} \qquad (4.30b)$$

เมื่อเราทราบค่าของ $\propto_4$ แล้ว เราสามารถที่จะหาค่า $\propto_5$ และ A_C ได้ ทำนองเดียวกัน จากสมการความสัมพันธ์

$$R_4 - R_5 - R_6 = 0 \qquad (4.7a)$$

$$ce^{-j\theta_4} - ee^{j\theta_5} - fe^{j\theta_6} = 0 \qquad (4.7b)$$

จากนั้น ทำการดิฟสมการ (4.7b) เราจะได้ความเร็ว สังเกตว่าค่า θ_6, c, e เป็นค่าคงที่ ค่าความยาวของแขน f แปรเปลี่ยนตามเวลา ดังนั้นจะได้

$$-jc\omega_4 e^{-j\theta_4} - je\omega_5 e^{j\theta_5} - fe^{j\theta_6} = 0 \qquad (4.19b)$$

เทอม $\dot{f}$ คือ ค่าความเร็วเชิงเส้น ของ slider block สมการ (4.7b) ก็คือสมการความเร็ว เราจะดิฟฟาเรนติเอทสมการ (4.7b) อีกครั้งเพื่อหาค่าของ slider - crank

$$(j^2 c\omega_4^2 e^{-j\theta_4} - jc\alpha_4 e^{-j\theta_4}) - (j^2 e\omega_5^2 e^{j\theta_5} + je\alpha_5 e^{j\theta_5}) - (\ddot{f}\, e^{j\theta_6}) = 0 \qquad (4.31a)$$

$$(c\alpha_4 je^{-j\theta_4} - c\omega_4^{2-j\theta_4}) - (e\alpha_5 je^{j\theta_5} - e\omega_5^2 e^{j\theta_5}) - \ddot{f}\, e^{j\theta_6} = 0 \qquad (4.31b)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จัดรูปแบบใหม่ :

$$\left.\begin{aligned} A_B - A_{BC} - A_C &= 0 \\ A_{CB} &= -A_{BC} \\ A_C &= A_B + A_{CB} \end{aligned}\right\} \qquad (4.32a)$$

$$\left.\begin{aligned} A_B &= (A_B^t + A_B^n) = (-c\alpha_4 j e^{-j\theta_4} - c\omega_4^2 e^{-j\theta_4}) \\ A_{CB} &= (A_{CB}^t + A_{CB}^n) = (e\alpha_5 j e^{j\theta_5} - e\omega_5^2 e^{j\theta_5}) \\ A_C &= A_B^t = \ddot{f}\, e^{j\theta_6} \end{aligned}\right\} \qquad (4.32b)$$

สังเกตว่า slider มีการเคลื่อนที่เฉพาะการเลื่อนตำแหน่งเพียงอย่างเดียว ไม่มีการหมุน ($\omega = 0$) และค่า $\propto$ เป็นศูนย์ ดังนั้น ความเร่งของ slider จะมีเฉพาะความเร่งในแนว tangential เท่านั้น

จากสมการ (4.31a) และ (4.31b) เราพบว่ามีตัวไม่รู้ค่าอยู่ 2 ตัว คือ $\propto_5$ และ d double dot เราสามารถแก้สมการหาค่าได้

หารสมการ (4.31b) ด้วย $e^{j\theta_6}$;

$$(c\alpha_4 j e^{-j(\theta_4+\theta_6)} - c\omega_4^2 e^{-j(\theta_4+\theta_6)}) - (e\alpha_5 j e^{j(\theta_5-\theta_6)} - e\omega_5^2 e^{j(\theta_5-\theta_6)}) - \ddot{f} = 0 \qquad (4.33a)$$

แทนค่าสมการของออยเลอร์ ลงในสมการ ;

$$[c\alpha_4(j\cos(\theta_4+\theta_6) + \sin(\theta_4+\theta_6)) - c\omega_4^2(\cos(\theta_4+\theta_6) - j\sin(\theta_4+\theta_6))] - [e\alpha_5(j\cos\theta_5 - \theta_6) - \sin(\theta_5-\theta_6))$$
$$- e\omega_5^2(\cos(\theta_5-\theta_6) + j\sin(\theta_5-\theta_6))] - \ddot{f} = 0 \qquad (4.33b)$$

แยกสมการ (4.33b) ออกเป็นส่วนจริง และส่วนจินตภาพ เพื่อหาค่าของ θ_5 และ $\ddot{f}$

ส่วนจริง (ส่วนประกอบในแกน x) :

$$-c\alpha_4\sin(\theta_4+\theta_6) - c\omega_4^2\cos(\theta_4+\theta_6) + e\alpha_5\sin(\theta_5-\theta_6) - e\omega_5^2\cos(\theta_5-\theta_6) - \ddot{f} = 0 \qquad (4.34a)$$

ส่วนจินตภาพ (ส่วนประกอบในแกน y):

$$-c\alpha_4\cos(\theta_4+\theta_6) - c\omega_4^2\sin(\theta_4+\theta_6) - e\alpha_5\cos(\theta_5-\theta_6) - e\omega_5^2\sin(\theta_5-\theta_6) = 0 \qquad (4.34b)$$

$$\alpha_5 = \frac{-c\alpha_4\cos(\theta_4+\theta_6) - c\omega_4^2\sin(\theta_4+\theta_6) - e\omega_5^2\sin(\theta_5-\theta_6)}{e\cos(\theta_5-\theta_6)} \qquad (4.35a)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\ddot{f} = -c\alpha_4 \sin(\theta_4 + \theta_6) - c\omega_4^2 \cos(\theta_4 - \theta_6) + e\alpha_5 \sin(\theta_5 - \theta_6) - e\omega_5^2 \cos(\theta_5 - \theta_6) \qquad (4.35b)$$

จากสมการที่ทำการคำนวณมาทั้งหมด นำมาเขียนโดยสรุปได้ดังนี้

$$\theta_4 = 2\arctan\left[\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}\right]$$

$$\theta_5 = \arccos(-k_6) - \theta_4$$

$$\theta_3 = \arccos\left[\frac{m + c\cos\theta_4 - a\cos A_2}{b}\right]$$

$$\omega_3 = \frac{a\omega_2}{b}\frac{\sin(\theta_4 + \theta_2)}{\sin(\theta_3 - \theta_4)}$$

$$\omega_4 = \frac{a\omega_2}{c}\frac{\sin(\theta_3 + \theta_2)}{\sin(\theta_4 - \theta_3)}$$

$$\omega_5 = \frac{a\omega_2 \cos(\theta_4 + \theta_6)}{e\cos(\theta_5 - \theta)}$$

โดยที่

$$A = (\cos\theta_2 - k_1 - k_2\cos\theta_2 - k_3\sin\theta_2 - k_5)$$

$$B = (2\sin\theta_2 - 2k_4)$$

$$C = k_1 + k_2\cos\theta_2 - k\sin\theta_2 + k_5 - \cos\theta_2$$

$$k_1 = \frac{m}{a};\ k_2 = \frac{m}{c};\ k_3 = \frac{n}{c};\ k_4 = \frac{n}{a}$$

$$k_5 = \frac{a^2 - b^2 + c^2 + n^2 + m^2}{2ac}$$

$$m = d\cos\theta_1;\ n = d\sin\theta_1$$

$$k_6 = \frac{c^2 + e^2 - f^2}{2ac}$$

$$\dot{f} = -c\omega_4 \sin(\theta_4 + \theta_6) + e\omega_5 \sin(\theta_5 - \theta_6)$$

$$\alpha_3 = \frac{DE + AF}{AE - BD}$$

$$\alpha_4 = \frac{CE + BF}{AE - BD}$$

โดยที่

$$A = c\sin\theta_4$$

$$B = b\sin\theta_3$$

$$C = a\alpha_2 \sin\theta_2 + a\omega_2^2 \cos\theta_2 + b\omega_3^2 \cos\theta_3 - c\omega_4^2 \cos\theta_4$$

$$D = c\cos\theta_4$$

$$E = b\cos\theta_3$$

$$F = a\alpha_2 \cos\theta_2 - a\omega_2^2 \sin\theta_2 + b\omega_3^2 \sin\theta_3 - c\omega_4^2 \sin\theta_4$$

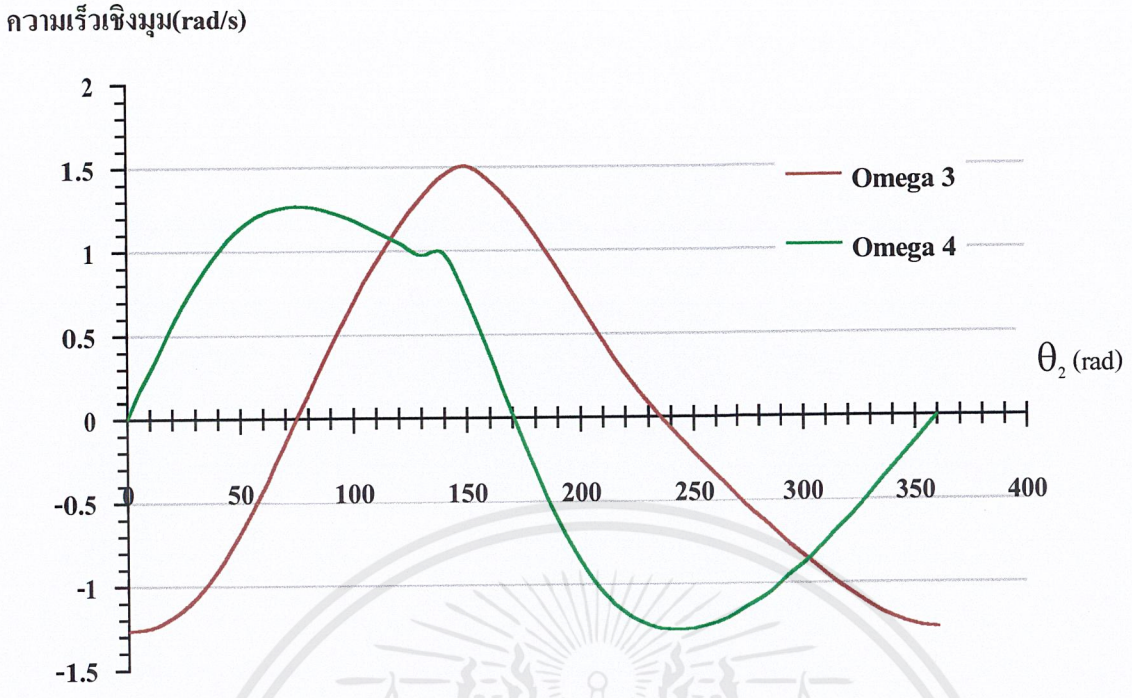
$$\alpha_5 = \frac{-cd_4 \cos(\theta_4 + \theta_6) - c\omega_4^2 \sin(\theta_4 + \theta_6) - c\omega_5^2 \sin(\theta_5 - \theta_6)}{e\cos(\theta_5 - \theta_6)}$$

$$\ddot{f} = -c\alpha_4 \sin(\theta_4 + \theta_6) - c\omega_4^2 \cos(\theta_4 + \theta_6) - e\alpha_5 \sin(\theta_5 - \theta_6) - e\omega_5^2 \cos(\theta_5 - \theta_6)$$

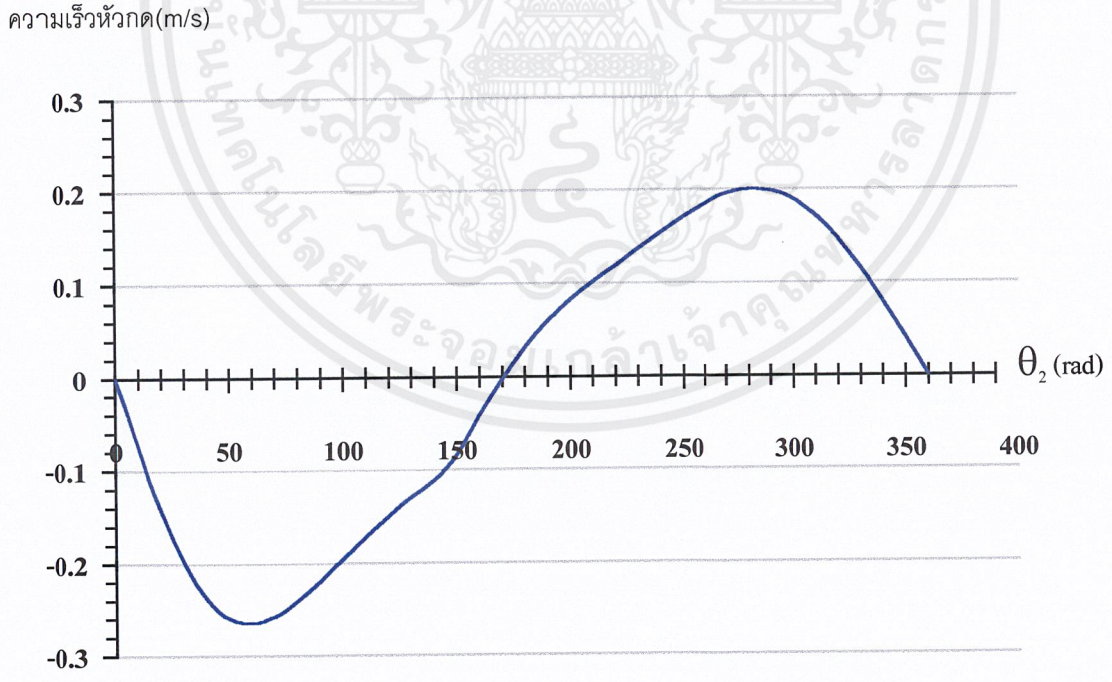
จากสมการที่ได้มาทั้งหมด เราจะทำการออกแบบกลไกโดยกำหนดค่าความยาวของแต่ละก้านต่อเป็น ก้านต่อที่ 2 (จานหมุน) 80 มม. ก้านต่อที่ 3 ,4 และ5 265 มม.

เรานำข้อมูลเหล่านี้มาเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณ ซึ่งผลลัพท์ที่ได้ถูกแสดงในรูปกราฟ รูปที่ 4-2 , 4-3 , 4-4 และ 4-5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

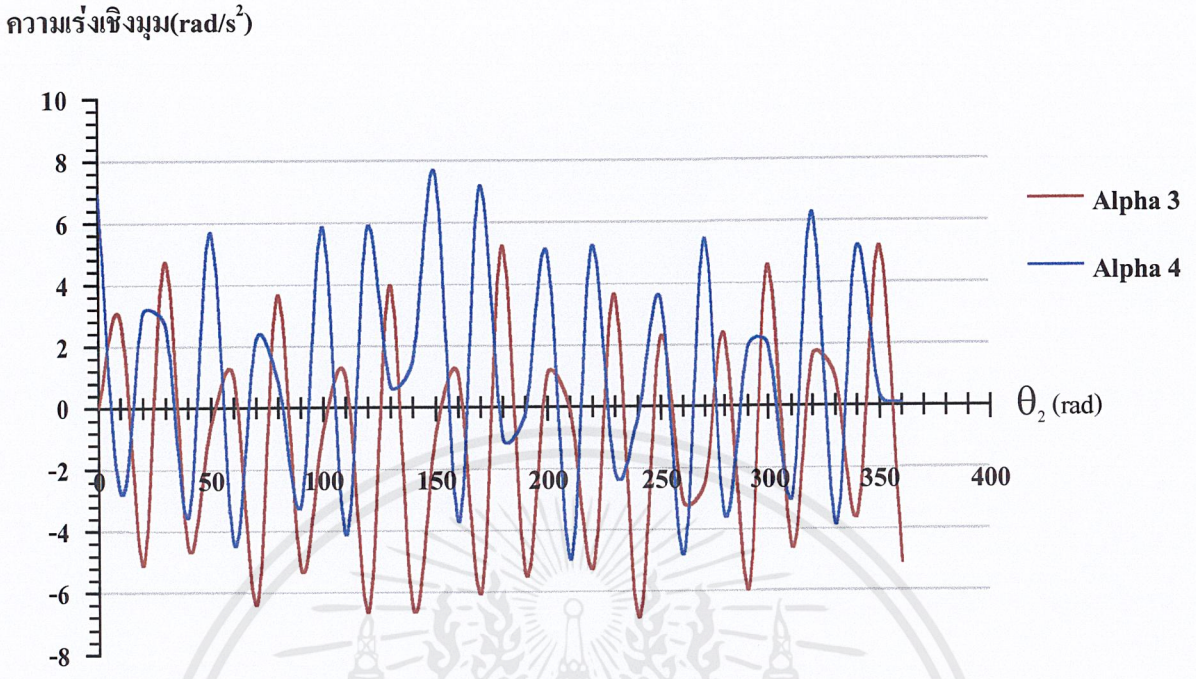


รูปที่ 4-2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุม θ_2 กับความเร็วเชิงมุม ω_3และω_4

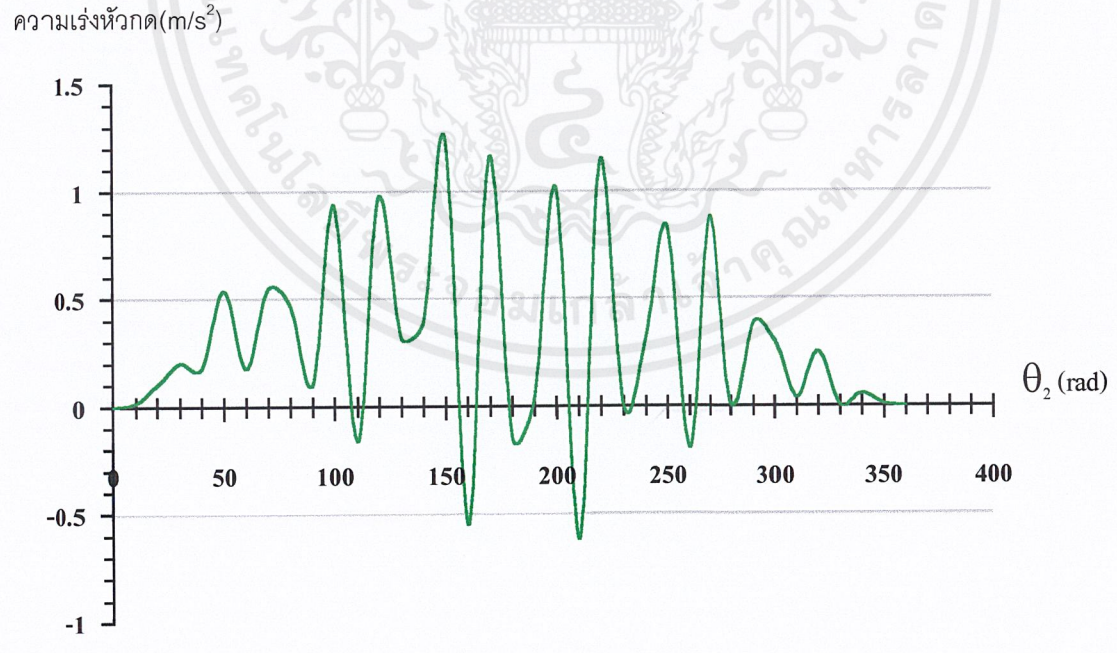


รูปที่ 4-3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุม θ_2 กับความเร็วของหัวกด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุม θ_2 กับความเร่งเชิงมุม α_3และ α_4



รูปที่ 4-5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุม θ_2 กับความเร่งเชิงเส้นของหัวกด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 การคำนวนแรงในกลไกทอกเกิล

4.4.1 การทดลองหาแรงกดส้มและมะนาว

เนื่องจากไม่มีเครื่องมือที่ทันสมัยในการทดสอบหาแรงกดส้มและมะนาว การทดลองหาแรงกดสมและมะนาวเพื่อหาแรงกดที่จะนำไปใช้คำนวณ และออกแบบชิ้นส่วนเครื่องคั้นน้ำผลไม้จึงใช้วิธีนำตุ้มน้ำหนักมากดทับผลส้มและมะนาว ซึ่งการทดลองนี้จะใช้ส้มที่มีน้ำหนักเฉลี่ยประมาณ 67 กรัมต่อผล และมะนาว น้ำหนักเฉลี่ยประมาณ 45 กรัมต่อผล ซึ่งแสดงผลการทกลองดังตารางที่ 4-1

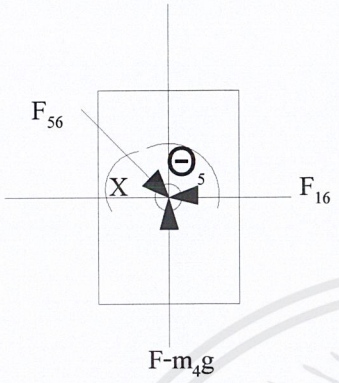
ตารางที่ 4-1 ผลการทดลองหาแรงกดส้มและมะนาว

ครั้งที่	แรงที่ใช้กดส้ม (kg.)	(N)	แรงที่ใช้กดมะนาว(kg.	(N)
1	11.5	112.815	12.5	122.625
2	12	117.72	13	127.53
3	11	107.91	11.5	112.815
4	11	107.91	13.5	132.435
5	10.5	103.01	11.5	112.815
6	12	117.72	12	117.72
7	11.5	112.815	12.5	122.625
8	11.5	112.815	12.5	122.625
9	10	98.1	13	127.53
10	12	117.72	13.5	132.435
ค่าเฉลี่ย	11.3	110.853	12.55	123.12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.2 การคำนวณแรงในก้านต่อ

เริ่มจากการคิดแรงที่link6เป็นวัตถุอิสระ (รูปที่4-6) โดยคิดในแนวแกนxและแกนyจะได้สมการของแรงในก้านต่อ5 ดังนี้



$$\sum F_X ;\ F_5 \sin x = F - mg \qquad (1)$$

$$\sum F_Y ;\ F_5 \cos x = F_{16} \qquad (2)$$

รูปที่4-6 แสดงแรงที่กระทำที่หัวกด

โดยที่ F คือ แรงสูงสุดที่กระทำต่อหัวกดมีค่าเท่ากับ

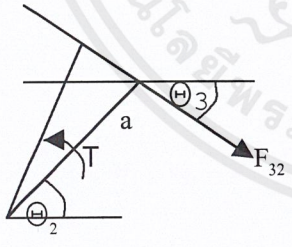
mg คือ มวลของหัวกดมีค่า

กำหนดให้มุม $x = 180 - \theta_5$

จะได้สมการของแรงในก้านต่อ5 คือ $(F - mg) / \sin\theta_5 = (130 - (7.25 \times 9.81)) / \sin\theta_5$

ดังนั้นแรงในแนวแกนของก้านต่อ5 ; $F_5 = 58.88 / \sin\theta_5$ (3)

การหาแรงในก้านต่อ3 สามารถหาได้จากทอร์คจากจานหมุนที่กระทำดังรูปที่4-7 โดยทอร์คที่กระทำมีค่า 4.75 N/m ความยาวในรูปมีค่า 8 cm. ได้สมการในการหาแรงในก้านต่อ3 คือ



$$F_3 = T / a\sin(\theta_2 + \theta_3) \qquad (4a)$$

รูปที่4-7 แสดงแรงที่กระทำก้านต่อ 2

โดยที่ θ_2 คือ องศาการหมุนของก้าน2 หรือองศาการหมุนของจานหมุนที่เกิดจากการขับของมอเตอร์

θ_3 คือ องศาการหมุนของก้าน3

แทนค่าทอร์คและความยาวa ลงในสมการได้

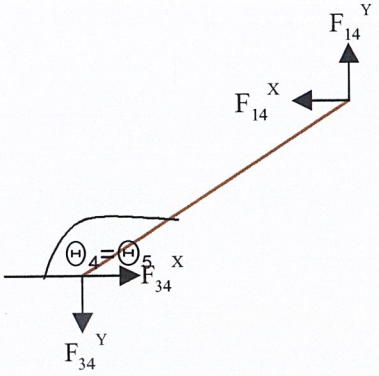
แรงในแนวแกนของก้านต่อ3 ; $F_3 = 4.75 / ((0.08) \times \sin(\theta_2 + \theta_3))$

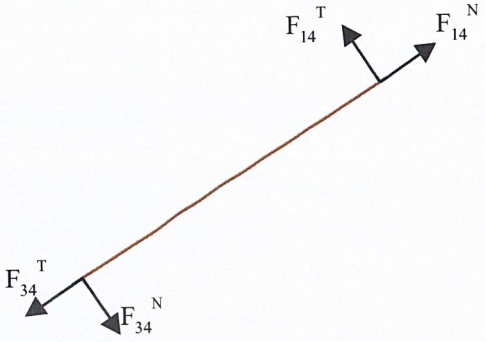
$$= 59.375 / \sin(\theta_2 + \theta_3) \qquad (4b)$$

การหาแรงในก้านต่อ4 แบ่งเป็นการหาแรงในแนวแกนx,แกน y เพื่อนำไปหาขนาดของสลักที่ใช้ในข้อต่อทั้งหมด และการหาแรงในแนวแกนของก้านต่อเพื่อหาขนาดก้านต่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่4-8 และ รูปที่4-9 จะสามารถหาสมการของแรงในก้านต่อ4 ได้ดังนี้





รูปที่4-8 แสดงแรงที่กระทำก้านต่อ 4 *รูปที่4-9 แสดงแรงในแนวแกนที่กระทำก้านต่อ 4*

$$F_4^Y = (F_5 \sin x + F_3 \sin\theta_3) \quad (5)$$

$$F_4^X = (F_5 \cos x + F_3 \sin\theta_3) \quad (6)$$

$$F_4^N = F_4^Y \sin x - F_4^X \cos x \quad (7)$$

$$F_4^T = F_4^X \sin x - F_4^Y \cos x \quad (8)$$

แทนค่า $x = 180 - \theta_5$, F_4^X และF_4^Y จากสมการ(5) และสมการ(6)ได้สมการในการหาแรงในแนวแกนของก้านต่อ4 คือ

$$F_4^N = [(F_5 \sin\theta_5 + F_3 \sin\theta_3)\sin\theta_5] + [(F_3 \sin\theta_3 - F_5 \cos\theta_5)\cos\theta_5] \quad (9)$$

แทนค่า F_5และ F_5 จากสมการ(3) และสมการ (4b) ลงในสมการ(5),(6)และสมการ(9)สามารถคำนวณหาแรงในก้านต่อ4 ได้ดังนี้

แรงในแนวแกน x ; $F_4^X = [59.375\sin\theta_3 / \sin(\theta_2+\theta_3)] - [58.88\cos\theta_5 / \sin\theta_5]$

$= [59.375\sin\theta_3 / \sin(\theta_2+\theta_3)] - [58.88 / \tan\theta_5]$

แรงในแนวแกน y ; $F_4^Y = [58.88\sin\theta_5 / \sin\theta_5] + [59.375\sin\theta_3 / \sin(\theta_2+\theta_3)]$

$= 58.88 + [59.375\sin\theta_3 / \sin(\theta_2+\theta_3)]$

แรงในแนวแกนของก้านต่อ ; $F_4^N = \{[58.88 + (59.375\sin\theta_3 / \sin(\theta_2+\theta_3))]\sin\theta_5$

$+\{[(59.375\sin\theta_3 / \sin(\theta_2+\theta_3)) - 58.88 / \tan\theta_5]\cos\theta_5\}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 การคำนวณชิ้นส่วนเครื่องคั้นน้ำผลไม้

4.5.1 การคำนวณขนาดของมอเตอร์

จากการทดสอบหาแรงที่ใช้ในการกดส้มและมะนาวได้แรงสูงสุด เท่ากับ 123.12 N แต่ในการคำนวณหาขนาดของมอเตอร์จะเผื่อแรงกดไว้ที่ 130 N

จากกฎอนุรักษ์พลังงาน เราจะได้

กำลังที่หัวกด = กำลังที่ลิ้งค์ขับ

$$F\dot{f} = T_2\omega_2$$

จากการคำนวณค่าความเร็วรอบในการกด เราตั้งไว้ที่ 40 rpm

ระยะชักของหัวกด 11 cm.

$\therefore$ เราจะได้ความเร็วเฉลี่ยในการกด $\frac{11 \times 2 \times 10^{-2}}{(\frac{60}{40})} = 0.147$ m/s

แทนค่าต่างๆ ลงในสมการอนุรักษ์พลังงาน

$$T_2 = \frac{F\dot{f}}{\omega_2} = \frac{(130)(0.147)}{2\pi(\frac{40}{60})} = 4.552 \quad N-m$$

$\therefore$ เราจะเลือกใช้มอเตอร์ที่ให้ทอร์กมากกว่า 4.552 N – m

เลือกมอเตอร์ขนาด 1 hp ความเร็วรอบ 1500 rpm

ซึ่งให้ค่าทอร์ก 4.75 N – m

4.5.2 การคำนวณหาขนาดก้านต่อ

จากสมการ

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + \frac{\sigma_a}{\sigma_n}$$

ใช้เหล็กรีดร้อนได้ค่า $\sigma_y = 58 \times 6.895 = 400$ N/mm^2

$\sigma_u = 91 \times 6.895 = 627.445$ N/mm^2

$\sigma_n' = 0.5 \times \sigma_u = 0.5 \times 627.445 = 313.72$ N/mm^2

$\sigma_n = K_a \times K_b \times K_c \times \sigma_n'$

ค่า K_a ,K_b ,K_c เลือกใช้ค่าดังต่อไปนี้ K_a เลือกใช้เหล็กกล้า,ตัดกลึง มีค่าเท่ากับ 0.68

$K_b = 0.85$ สำหรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางมีค่าระหว่า 8 ถึง 50 mm.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

K_c = 0.8 สำหรับการดึง , การกด

ดังนั้นจะได้ค่า σ_n = 0.68 ×0.85×0.8×313.72 = 145 N/mm^2

$\sigma_m = \sigma_a$ = F/A ; A = $\pi d^2/4$

แทนค่าแรงสูงสุดในก้านต่อที่ได้จากการคำนวณโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ = 3380 N.

$$d = \sqrt{6\left[\left(\frac{4F}{400\pi}\right)+\left(\frac{4F}{145\pi}\right)\right]}$$

ได้ค่า d = 15.58 mm. เลือกใช้ค่า 16 mm.

4.5.3 การคำนวณหาขนาดของสลักที่ข้อต่อ

จากสมการ τ = F/A = 0.6σ_Y

จากตาราง ข2 ได้ค่า σ_Y สำหรับเหล็กรีดร้อนเท่ากับ 58 ksi หรือ 400 N/mm^2

แรงสูงสุดที่เกิดที่สลักมีค่า 6631N. กำหนดค่าความปลอดภัยเท่ากับ 6 แทนค่าลงในสมการข้างต้นเพื่อหาขนาดของสลักดังนี้

$0.6\times400 = (6631\times6)/(\pi d^2/4)$

$d^2 = 211.1$

d =14.53 mm. เลือกใช้งานที่ค่า 15 mm.

4.5.4 การคำนวณขนาดแบริ่งปลายก้านต่อ

สมมติให้แบริ่งรับแรงเฉพาะในแนวรัศมีเท่านั้น จากการคำนวณในหัวข้อ แรงในก้านต่อได้แรงสูงสุดที่เกิดขึ้นในก้านต่อ เท่ากับ 3.4 kN กำหนดให้ใช้งานได้มากกว่า 3000 ชั่วโมง

ทดลองเลือกแบริ่ง อนุกรม 03 ชนิด single – row deep groove ขนาดรูสวม 15 mm.

จากตาราง 7.2

C_0 = 5.43 C = 8.72

จาก P = vF_r

วงแหวนนอกหมุน V = 1.2

P = (1.2)(3.4) = 4.08 kN

จากตารางที่ 3-2 ตัวประกอบแรงกระแทก ให้แรงกระแทกเล็กน้อย

N_s = 1.5

$N_s P = 1.5 \times 4.08 = 6.12$

$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k = \left(\frac{8.72}{6.12}\right)^3 = 2.9$

หรือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{(2.9)(10^6)}{(15)(60)} = 3222 .2 \quad \text{hr}$$

แสดงว่าขนาดแบริ่งที่เลือกใช้งานได้ตามต้องการ

4.5.5 การคำนวณการเลือกใช้โซ่

จากทฤษฎีข้างต้นสามารถหาค่าที่จะใช้ในการคำนวณ ได้แก่

1. กำลังงานที่ใช้ในการส่งถ่ายมีค่าเท่ากับ 1 แรงม้าหรือเท่ากับ 746W.
2. จำนวนฟันของเฟืองขับและเฟืองโซ่มีจำนวนเท่ากันคือ 30 ฟัน
3. ความเร็วรอบบนเฟืองขับ(เฟืองพิเนียน)มีค่า 37 รอบต่อนาที
4. ใช้งานกับอุปกรณ์ขับที่สม่ำเสมอ(มอเตอร์ไฟฟ้า)มีแรงกระตุกขณะส่งถ่ายกำลัง

จากตารางที่ 3-13 เลือกใช้ค่าตัวประกอบใช้งานกรณีมีแรงกระตุกสำหรับโซ่โรลเลอร์ชนิดB ได้ค่า $N_S = 1.33$

ดังนั้นจะได้ค่ากำลังงาน P ที่ใช้ในการเลือกโซ่เท่ากับ $W_P \times N_S = 746 \times 1.33 = 992.2$ W.

จากรูปที่ 3-7 ถึง 3-9 สามารถหาค่าระยะพิทช์ของโซ่เท่ากับ 12.7 mm.

จากตารางที่ 3-12 สามารถเลือกโซ่ที่ต้องการใช้คือโซ่ ISO/R606-08B ที่มีแรงแตกหักภายในโซ่(F_b)เท่ากับ 17.85 kN.

การตรวจสอบความสามรถในการรับแรงของโซ่ ทำได้โดยการหาแรงที่เกิดภายในโซ่ (F)จากสมการ $F = F_t + F_{ct}$ โดยที่โซ่มีความเร็ว $v = p*z*n = 0.0127 \times 30 \times 1 = 0.381$ m/s

$F_t = W_P/v = 746/0.318 = 1.958$ kN.

$F_{ct} = (W/g)*v^2$ เลือกค่า W/g จากตารางที่11.1ข (โซ่ ISO/R606-08B) ได้ 0.68 kg/m.

$F_{Ct} = 0.61 \times 0.381^2 = 0.089$ kN.

คำนวณค่าได้เท่ากับ $1.958 + 0.089 = 2.047$ kN. ซึ่งมีค่าต่ำกว่าแรงแตกหักภายในโซ่แสดงว่าโซ่ที่เลือกสามารถนำไปใช้งานได้

การตรวจสอบค่าตัวประกอบการใช้งาน ค่า N_bที่คำนวณจาก F_bและF จะต้องมีค่ามากกว่าค่า N_sที่เลือกใช้ในการออกแบบ สามารถหาค่า N_b ได้จาก

$N_b = F_b / F = 17.85/2.05 = 8.71$ (มากกว่าค่าN_Sที่เลือกแสดงว่าโซ่ที่เลือกสามารถนำไปใช้งานได้)

4.5.6 การคำนวณขนาดสายพาน

เราต้องการส่งกำลังจากมอเตอร์กระแสสลับ ขนาด 1 แรงม้า (746 W) ความเร็วรอบ 1500 rpm ไปยังกระปุกเกียร์ทดรอบ ทำงานที่ความเร็วรอบ 1500 rpm กำหนดให้เครื่องจักรทำงานน้อยกว่า 10 ชั่วโมง / วัน และทำงานปานกลาง

ขั้นแรกจะต้องหาขนาดหน้าตัดของสายพานก่อนโดยใช้รูปที่ 3-6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำลังที่ต้องการส่ง W_p = 746 W

จากตารางที่ 3-9 ตัวประกอบใช้งาน N_s = 1.1

ดังนั้น $W_p * N_s = 0.746\,(1.1) = 0.82$ kW

จากรูปที่ 3-6 เลือกสายพานหน้าตัดชนิด Z

อัตราทด $$m_\omega = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1500}{1500} = 1$$

เลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานขับ จากตารางที่ 3-5

ให้ d_p = 80 mm.

ดังนั้น $D_p = m_\omega * d_p$ = 80 mm.

ในการคำนวณหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางล้อสายพาน บริษัทผู้ผลิตได้แนะนำให้ใช้ค่าดังนี้ คือ

$C_{max} = 2(d_p + D_p) = 2(80+80) = 320$

$C_{min} = 0.7(d_p + D_p) = 0.7(80+80) = 112$

ทดลองเลือกใช้ C = 270 mm.

หาค่าความยาวพิตช์โดยประมาณจากสมการ (3.11)

$$Lp \cong 2C + 1.57\,(D_p + d_p) + \frac{(D_p - dp)^2}{4C}$$

$$\cong 2\,(270) + 1.57\,(80 + 80) + 0$$

$$= 791.2 \text{ mm.}$$

จากตารางที่ 3-11 เลือกใช้สายพาน L_p = 822 mm.

ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของพูเล่ คำนวณได้จากสมการ (3.12)

$$C \cong p\sqrt{p^2 - q}$$

$p \cong 0.25\,L_p - 0.393\,(D_p + d_p)$

$= 0.25(822) - 0.393\,(80+80) = 142.62$

$q \cong 0.125\,(D_p - d_p)^2$

$= 0.125\,(80-80)^2 = 0$

$$C \cong 142.62 + \sqrt{142.62^2 - 0} = 285.24\ mm.$$

ส่วนโค้งสัมผัส

$$\frac{D_p - d_p}{C} = \frac{80 - 80}{285.24} = 0$$

จากตารางที่ 3-10 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส

$N_a \cong 1$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากตารางที่ 3-11 ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน

$$N_1 \cong 1$$

และ สำหรับล้อสายพานขนาด 80 mm. อัตราทด $m_\omega = 1$

และ n = 1500 rpm จากตารางที่ 3-11

$$P_R \cong 0.87 \text{ kW ต่อเส้น}$$

จากสมการ (3.14)

$$Z = \frac{W_p \cdot N_s}{P_R \cdot N_a \cdot N_1}$$

$$= \frac{0.746 \cdot 1.1}{0.87 \cdot 1.1}$$

$$= 0.94$$

ดังนั้น เลือกใช้สายพานหน้าตัด $Z \times 800L_1$ จำนวน 1 เส้น

จากตาราง 3-10 มุมสัมผัสของสายพาน

$$\alpha_1 = 180 \text{ องศา}$$

ความเร่งสายพาน

$$V = \pi d_p n = \pi \left(\frac{180}{1000}\right)\left(\frac{1500}{60}\right) = 6.28 \, m/s$$

แรงดึงในสายพานส่งกำลัง

$$F = \frac{W_p}{v} = \frac{746}{6.83} = 118.73 \, N$$

จากตารางที่ 3-7 $k_1 = 1.5$

จากตารางที่ 3-8 $k_2 = 0.126$

$$\sin\frac{\alpha}{2} = 1$$

$$v^2 = 39.44$$

จากสมการ 3.13 แรงดึงชั้นต้นในสายพาน

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

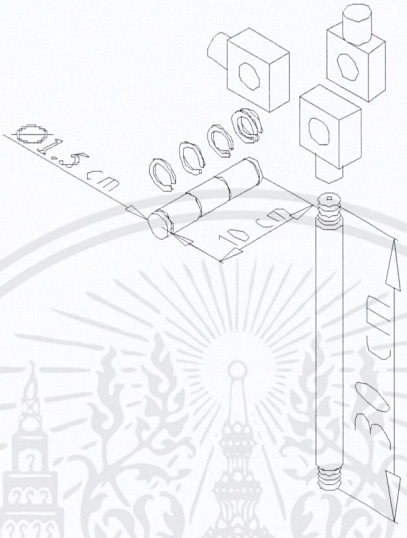
$$= [1.5(118.73) + 1(0.126)(39.44)] \times 1$$

$$= 183.06 \text{ N}$$

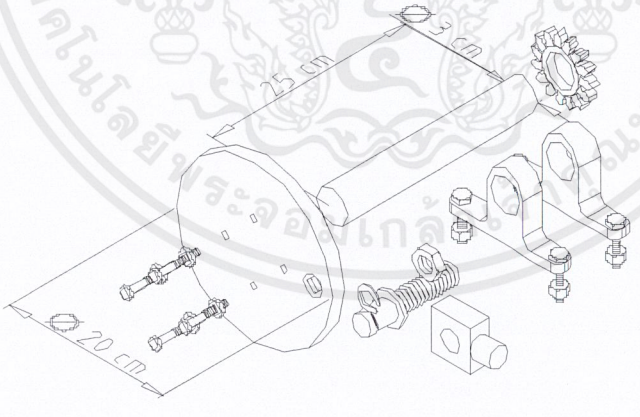
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6 การออกแบบและการสร้าง

จากค่าความยาวของก้านต่อที่กำหนด และผลของการคำนวณชิ้นส่วนต่างๆ ทำให้เราสามารถนำมาเขียนแบบ เพื่อสร้างเครื่องคั้นน้ำผลไม้ได้ดังรูปที่ 4-10 ถึง 4-15

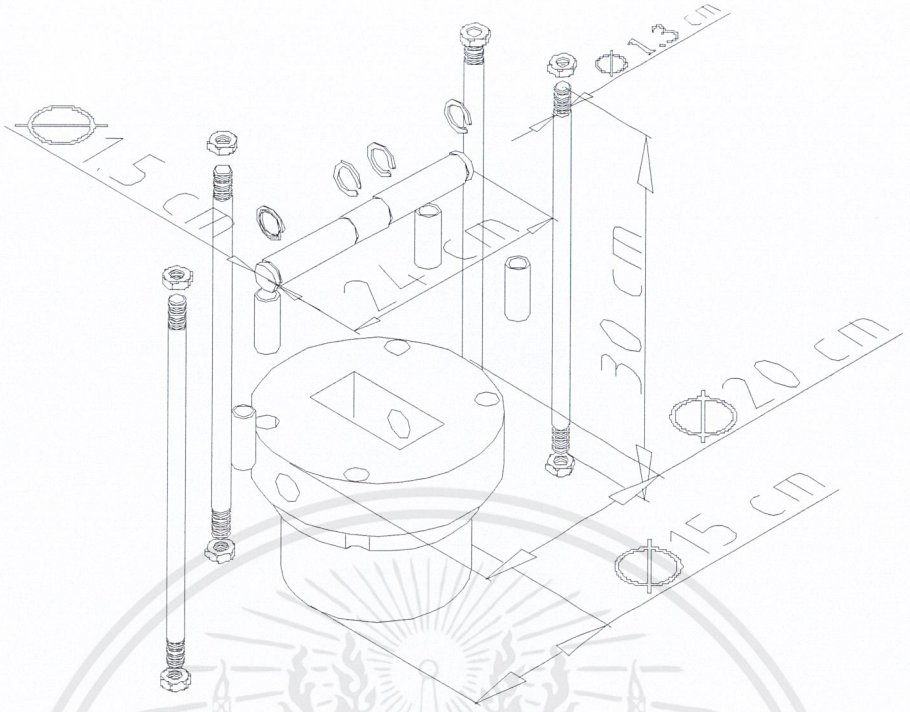


รูปที่ 4-10 แสดงความยาว ก้านต่อ และสลักกลาง

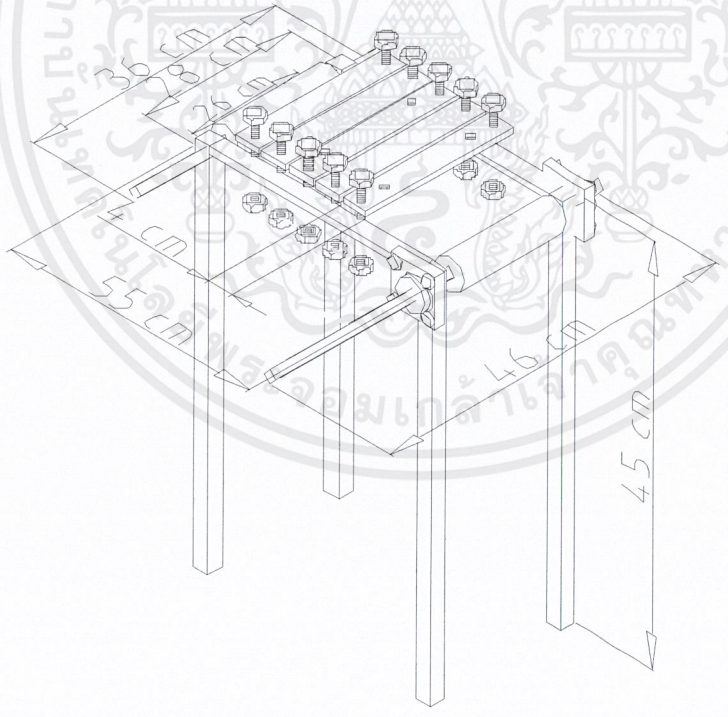


รูปที่ 4-11 แสดงจานหมุน เพลาจานหมุน สลักจานหมุน และ แบริ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

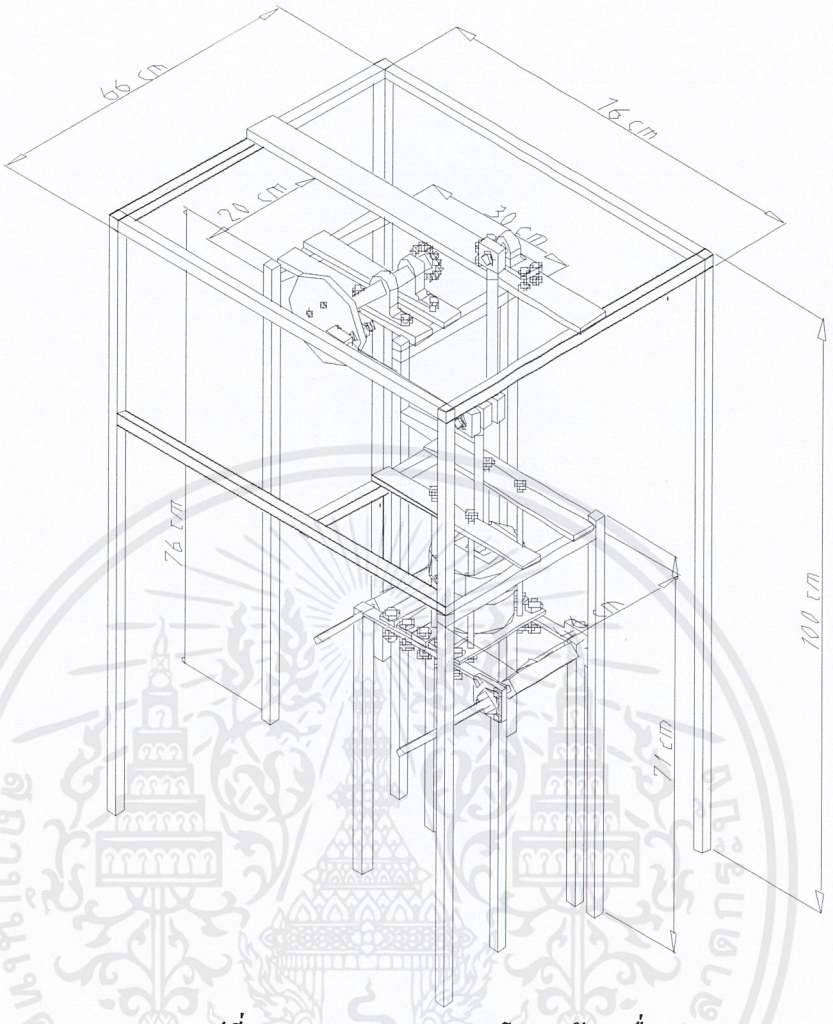


รูปที่ 4-12 แสดง การออกแบบหัวกด เสาหัวกด และ สลักหัวกด

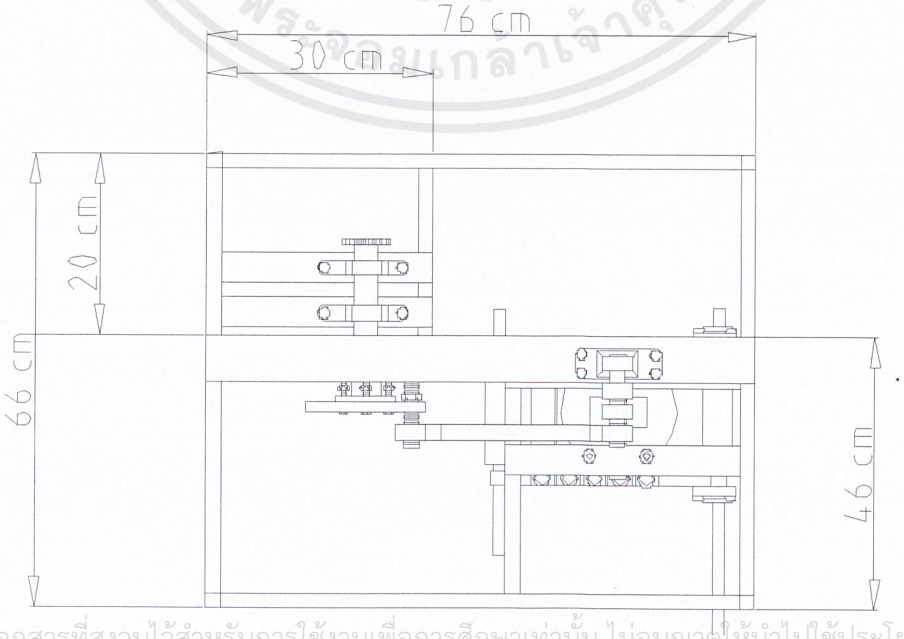


รูปที่ 4-13 แสดงการออกแบบฐานกด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-14 แสดงการออกแบบโครงสร้างเครื่อง



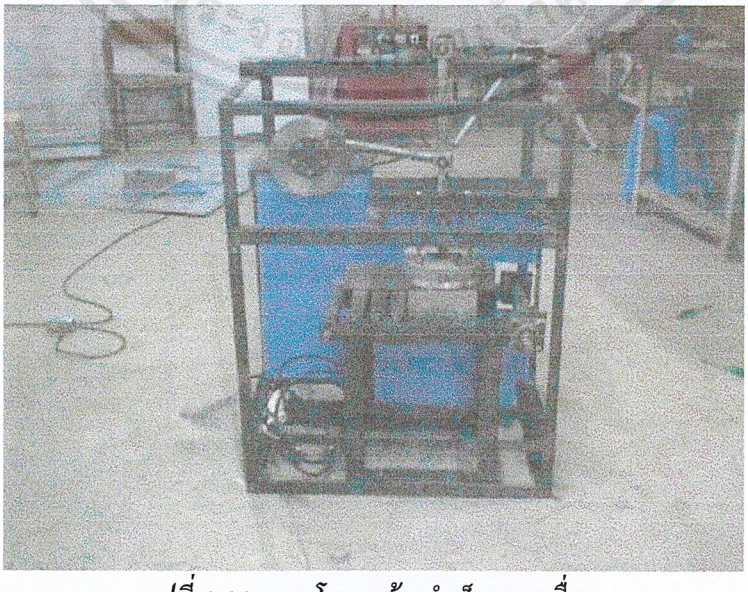
รูปที่ 4-15 แสดงภาพด้านบนของโครงสร้างเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนการสร้างเครื่องคั้นน้ำผลไม้

1. จัดซื้อวัสดุที่ใช้ทำชิ้นส่วนต่างๆให้ได้ขนาดใกล้เคียงกับที่ต้องการ
2. ทำการกลึง ไส กัด ชิ้นงานให้ได้ขนาดจริงตามต้องการ
   2.1 ไสปลายก้านต่อให้ได้ขนาดความกว้าง 4.5 ซ.ม. ความสูง 9 ซ.ม.และความหนา 2.5 ซ.ม. กลึงปลายก้านต่อให้ได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.6 ซ.ม. และทำเกลียวใน M16 คว้านรูใส่แบริ่งขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 มม. อัดแบริ่งปลายก้านต่อโดยใช้เครื่องอัดไฮดรอลิก
   2.2 กลึงก้านต่อ เส้นผ่านศูนย์กลาง 2.6 ซ.ม. ยาว 30 ซ.ม. รวมทั้งทำเกลียวนอก M16 ยาวด้านละ 4.5 ซ.ม.
   2.3 กลึงหัวกดขนาดดังรูปที่ 4-8 รวมทั้งกัดร่องใส่ปลายก้านต่อที่ด้านบนหัวกดขนาด ยาว 10 ซ.ม. กว้าง 3.5 ซ.ม. ลึก 5 ซ.ม. แล้วเจาะรูใส่สลักหัวกด ดังรูปที่ 4-12
   2.4 กลึงเสาหัวกดดังรูปที่ 4-12
3. เชื่อมโครงสร้างเครื่องดังรูปที่ 4-14
4. จัดซื้อมอเตอร์ 1 แรงม้า 1500 รอบต่อนาที สายพาน หน้าตัด Z – 32 และ โซ่ ส่งกำลัง รวมทั้งกระปุกเกียร์ทดรอบ 1 : 40
5. ทำการติดตั้งกลไกเข้ากับโครงสร้างเครื่อง ดังรูปที่ 4-14
6. ทำการติดตั้งระบบส่งกำลังให้กับกลไก
7. สร้างฐานกดดั้งรูปที่ 4-13 และระบบลำเลียง
8. ทำถังสำหรับใส่น้ำผลไม้ ขนาด ยาว 28.5 ซ.ม กว้าง 26.5 ซ.ม สูง 30 ซ.ม
9. ติดตั้งสวิตช์สำหรับปิดเปิดเครื่อง
10. ทำฝาครอบเครื่อง และทำการตบแต่งให้สวยงาม

เมื่อทำการสร้างตามขั้นตอนแล้วจะได้เครื่องคั้นน้ำผลไม้สำเร็จดังรูปที่ 4 -16 ถึง รูปที่ 4 -20

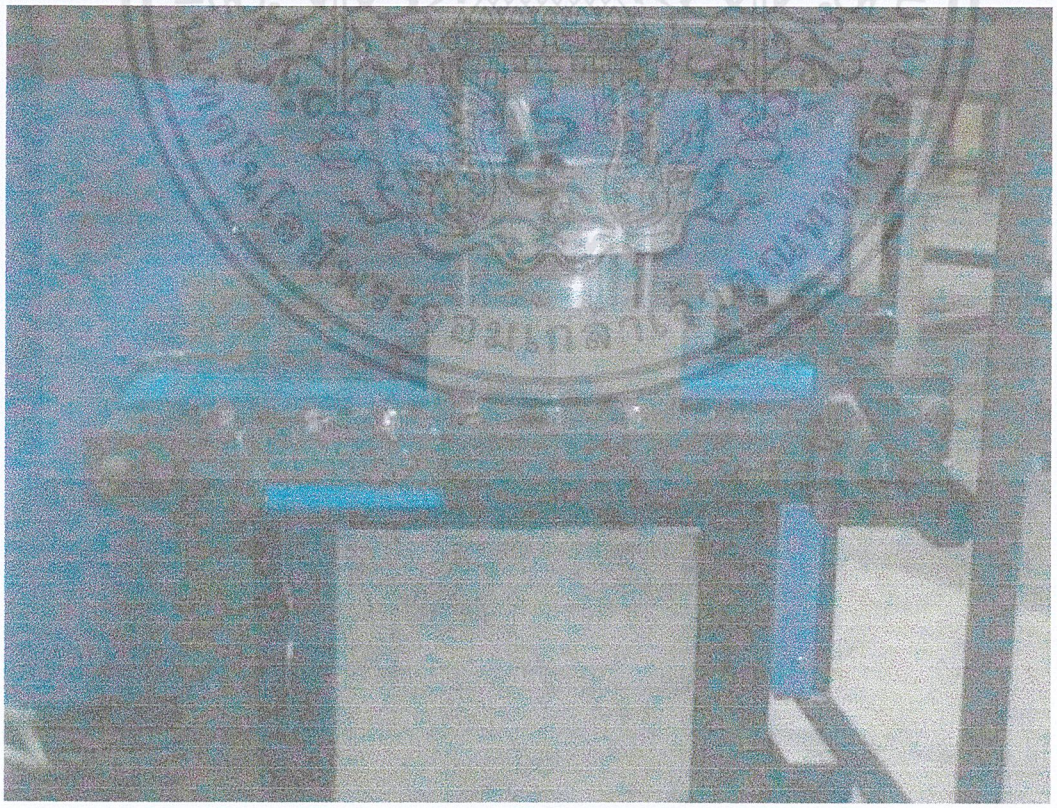


รูปที่ 4-16 แสดงโครงสร้างสำเร็จของเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-17 แสดงการติดตั้งมอเตอร์และตัวทดรอบ



รูปที่ 4-18 แสดงระบบลำเลียง และถังใส่น้ำผลไม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-19 แสดงรูปสำเร็จของเครื่องเมื่อทำการตบแต่งเสร็จแล้ว



รูปที่ 4-20 แสดงเครื่องที่สร้างเสร็จแล้วมีช่องทิ้งกากผลไม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
การทดสอบสมรรถนะของเครื่อง

5.1 การทดลองกดสปริงเพื่อหาค่าคงที่ (k) ของสปริง

เราทำการทดลองหาค่า k ของสปริงเพื่อจะนำสปริงไปใช้ทดสอบหาค่าแรงกดสูงสุดของเครื่องคั้นน้ำผลไม้

โดยใช้ความสัมพันธ์ $\mathbf{F = kx}$

โดยที่ F คือ แรงที่กดสปริง (นิวตัน)

k คือ ค่าคงที่ของสปริง (นิวตัน/เมตร)

x คือ ระยะยุบตัวของสปริง (เมตร)

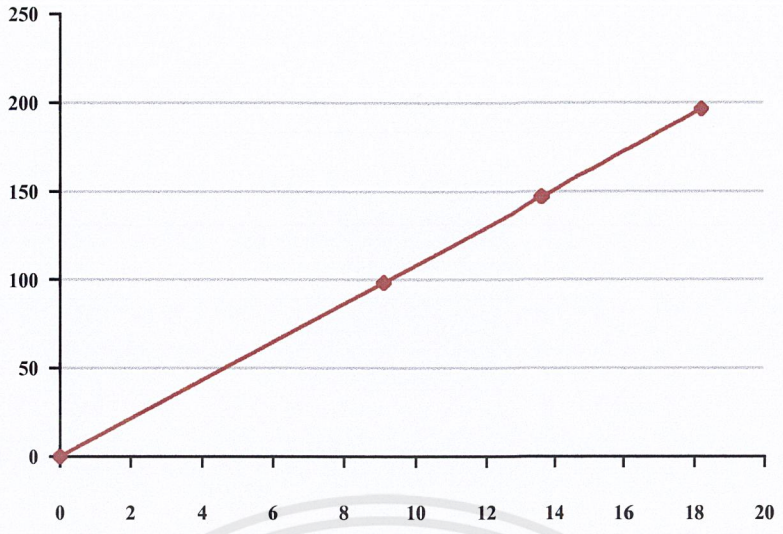
วิธีการทดลอง

1. ทำฐานรองสปริง
2. จับยึดสปริงให้มั่นคง
3. ใช้ตุ้มน้ำหนักกดทับบนสปริงโดยเพิ่มน้ำหนักขึ้นทีละ 5 กิโลกรัม
4. บันทึกผลการทดลอง
5. นำผลการทดลองที่ได้มาพรอตกราฟ เพื่อหาค่า k จากความชันของกราฟ

ครั้งที่	น้ำหนักที่วาง (kg.)	ระยะหด (mm.)	ค่า k (N/m)
1	10	9.11	10767
2	15	13.63	10793
3	20	18.2	10776
ค่า k เฉลี่ย = 10780 (N / m)			

ตารางที่ 5-1 ผลการหาค่า k ของสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5-1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่าง แรงที่ใช้กดสปริง กับ ระยะยุบตัวของสปริง

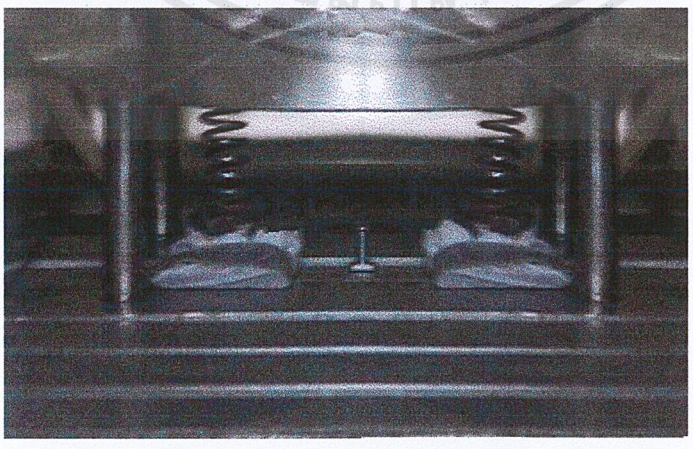
ผลการทดลอง

จากกราฟในรูปที่ 4-1 ได้ค่า k = 10792.08 N/m

5.2 การทดลองหาแรงกดสูงสุดของเครื่องคั้นน้ำผลไม้

วิธีการทดลอง

1. นำสปริงที่รู้ค่า k จากการทดลองในหัวข้อ 5.1 มาวางที่ ฐานกด 2 ตัว โดยให้อยู่ห่างจากศูนย์กลางหัวกดเป็นระยะทางเท่ากัน ดังรูปที่ 4-2
2. เปิดเครื่องคั้นน้ำผลไม้ให้หัวกดลงมากดสปริงจนเครื่องหยุดทำงาน
3. วัดระยะที่สปริงยุบตัวลงไป
4. บันทึกผลการทดลอง



รูปที่ 5-2 แสดงวิธีการทดลองกดสปริงหาแรงกดสูงสุดของเครื่องคั้นน้ำผลไม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลอง

ได้ระยะยุบตัวของสปริงของสปริงทั้งสองเท่ากับ 8 มม.

จาก $F = kx$

เพราะฉะนั้นแรงสูงสุดที่เครื่องกดได้ 10792.08(0.008)*2 = 172.67 นิวตัน

5.3 การทดลองหาความเร็วเชิงมุมเฉลี่ยของก้านต่อที่ 4

วิธีการทดลอง

1. สร้างเส้นอ้างอิงที่ก้านต่อ 4 เพื่อที่จะทำการวัดมุมของก้านต่อ
2. ทำการเปิดเครื่องให้ก้านต่อ 4 เปลี่ยนไปพร้อมทั้งทำการจับเวลา
3. บันทึกผลการทดลอง

ผลการทดลอง

ครั้งที่	มุมที่กวาดไป(rad.)	เวลา (s)	w เฉลี่ย
1	0.593	0.7	0.85
2	0.611	0.783	0.78
3	0.559	0.674	0.83
4	0.646	0.76	0.85
5	0.489	0.652	0.75
6	0.559	0.69	0.81
7	0.628	0.748	0.84
8	0.506	0.657	0.77
9	0.681	0.862	0.79
10	0.628	0.766	0.82

ค่าความเร็วเชิงมุมเฉลี่ยเท่ากับ 0.809 เรเดียนต่อวินาที

ตาราง 5-2 บันทึกผลการทดลองหามุมที่เปลี่ยนไปของก้านต่อ 4 และ ค่าความเร็วเชิงมุมของก้านต่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

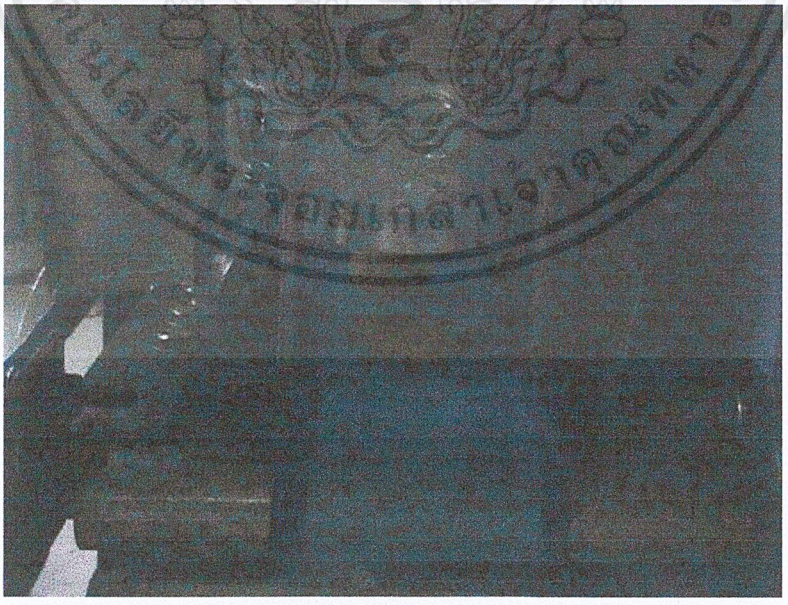
5.4 การทดลองหาประสิทธิภาพของเครื่องคั้นน้ำผลไม้

วิธีการทดลอง

1. นำมะนาวและส้มที่จะทำการทดลองไปชั่งน้ำหนักก่อนชั่งทำการบันทึก
2. นำมะนาวและส้มที่ทำการชั่งแล้วมาเข้าเครื่องคั้นพร้อมทั้งจับเวลาในการกด
3. นำกากมะนาวและส้มที่คั้นแล้วไปชั่งหาน้ำหนักหลังกดทำการบันทึกผล
4. เปรียบเทียบน้ำหนักก่อนกดและน้ำหนักหลังกดหาประสิทธิภาพของเครื่อง



รูปที่ 5.3 แสดงการกดมะนาว



รูปที่ 5.4 แสดงการกดส้ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลอง

น.น.ส้มก่อนกด (g.)	น.น.ส้มหลังกด (g.)	ครั้งที่	น.น.มะนาวก่อนกด(g.)	น.น.มะนาวหลังกด(g.)
73.48	47.58	1	40.57	31.44
63.05	43.3	2	43.4	28.05
63.41	42	3	47.9	32.52
64.19	36.06	4	43.6	34.77
61.64	44.08	5	45.35	31.51
61.5	40.69	ค่าเฉลี่ย	44.164	31.658
71.43	45.94			
77.91	51.73			
63.14	41.03			
68.98	37.19			
66.873	42.96			

ตารางที่ 5-3 แสดงการบันทึกผลการทดลองกดมะนาวและส้ม

จากตารางที่ 5-3 สามารถหา

ปริมาณน้ำที่ได้ต่อน้ำหนักส้ม เท่ากับ 0.358 กก./ส้ม 1 กก.

ปริมาณน้ำที่ได้ต่อน้ำหนักมะนาว เท่ากับ 0.283 กก./มะนาว 1 กก.

เมื่อทำการจับเวลาการกดแล้วจะได้ ความเร็วในการกด เท่ากับ 37 ผลต่อนาที

ความเร็วเฉลี่ยของหัวกด เท่ากับ 0.147 เมตรต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6
วิจารณ์และสรุป

6.1 วิจารณ์และสรุปผลงานวิจัย

จากการศึกษาการทำงานของกลไกทอกเกิล ทำให้เราได้สมการความสัมพันธ์ของลักษณะการเคลื่อนที่ การเปลี่ยนแปลงค่าความเร็ว , ความเร่ง และแรงภายในกลไกตามค่ามุมเริ่มต้นที่เปลี่ยนไปและสามารถนำความสัมพันธ์ดังกล่าวมาเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการคำนวณกลไกทอกเกิล ที่มีความยาวของแต่ละก้านต่อ ความเร็วเชิงมุมและความเร่งเชิงมุมของแขนขับที่เปลี่ยนไปได้ ซึ่งในที่นี้เราได้กำหนดค่าความยาวของแต่ละก้านต่อ ความเร็วเชิงมุม 40 rpm ให้ความเร่งเชิงมุมเป็นศูนย์ และแรงที่ใช้กดผลไม้เท่ากับ 130 นิวตัน นำข้อกำหนดดังกล่าวไปแทนค่าในสมการวิเคราะห์ตำแหน่ง ความเร็ว ความเร่งและแรงในกลไกที่ได้สรุปไว้ข้างต้น จากนั้นนำไปแทนค่าในโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อคำนวนค่าที่ตำแหน่งต่างๆของกลไก และสามารถนำค่าแรงที่ได้จากการคำนวณมาใช้ในการหาขนาดของชิ้นส่วนต่างๆ ภายในกลไกโดยใช้หลักการออกแบบเครื่องจักรกลไกในการคำนวณ รวมทั้งเลือกขนาดของมอเตอร์ที่ใช้ขับกลไกได้

แต่จากการทดลองหาค่าความเร็วเชิงมุมเฉลี่ยของก้านต่อที่ 4 ได้เท่ากับ 0.809 เรเดียนต่อวินาที ส่วนโปรแกรมที่ใช้คำนวณหาความเร็วเชิงมุมของก้านต่อ 4 ได้ค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.789 เรเดียนต่อวินาที ซึ่งใกล้เคียงกับค่าที่คำนวณ แรงที่ทดสอบได้จากการกดสปริงเท่ากับ 172.67 นิวตันซึ่งมากกว่าค่าที่กำหนดไว้เริ่มต้นที่ 130 นิวตัน สาเหตุที่มากกว่าน่าจะมาจากการทดรอบของมอเตอร์ทำให้ค่าทอร์กที่ใช้ขับกลไกมีค่าสูงขึ้นส่งผลให้แรงที่ใช้กดผลไม้มีค่าสูงขึ้นตามไปด้วย จากการทดลองกดส้มและมะนาวเพื่อหาประสิทธิภาพในการผลิตน้ำผลไม้สามารถผลิตน้ำส้มได้ 53.15 กิโลกรัมต่อชั่วโมง สำหรับมะนาวได้ 27.75 กิโลกรัมต่อชั่วโมง และสามารถคั้นผลไม้ได้ 37 ต่อนาที

จากข้อมูลที่ได้ทั้งหมดในด้านการคำนวณและการวิเคราะห์กลไกทอกเกิลสามารถทำงานได้ผลใกล้เคียงกับที่คำนวณไว้ข้างต้นซึ่งตรงกับวัตถุประสงค์ของโครงงานนี้ ส่วนในการนำเครื่องคั้นน้ำผลไม้นี้ไปใช้ในการผลิตน้ำผลไม้ในเชิงอุตสาหกรรมยังไม่เหมาะสมเท่าที่ควรเพราะการทำงานของกลไกยังช้ากว่าเครื่องคั้นน้ำผลไม้ที่ใช้ในโรงงานอุตสาหกรรมปัจุบันและปริมาณน้ำผลไม้ที่ได้ต่อปริมาณของผลไม้ที่นำมาคั้นยังอยู่ในสัดส่วนที่ต่ำมาก

6.2 แนวทางการพัฒนา

1. ควรใช้เครื่องมือในการทดลองวัดความเร็วรอบในแต่ละก้านต่อให้มีความละเอียดสูงขึ้นเพื่อที่จะได้ผลการทดลองที่มีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น
2. ควรทำระบบลำเลียงแบบอัตโนมัติใช้ป้อนผลไม้เข้าเครื่องคั้นน้ำผลไม้นี้และทิ้งกากผลไม้ที่บีบแล้ว
3. ควรออกแบบให้ชิ้นส่วนต่างๆมีขนาดเล็กลงแต่เพิ่มความเร็วรอบในการกดผลไม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. ควรทำระบบควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์เพื่อสามารถควบคุมอัตราเร็วในการผลิตน้ำผลไม้ได้
5. ควรทำระบบทำความสะอาดเครื่องคั้นน้ำผลไม้หลังจากคั้นผลไม้แล้วอย่างอัตโนมัติเพื่อความสดวก
6. ในการผลิตเครื่องคั้นผลไม้จริงควรใช้ชิ้นส่วนเป็นสแตนเลสทั้งหมดเพื่อสามารถทนต่อของกรดที่เกิดจากน้ำผลไม้และเพื่อความสะอาด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก.

Contact Angle α, deg	$i\frac{F_a}{C_o}$[1]	Single-Row Bearing[2] $Fa/VF_r > e$		Double-Row Bearing[3] $Fa/VF_r \le e$		Double-Row Bearing[3] $Fa/VF_r > e$		e
		X	Y	X	Y	X	Y	
Deep groove ball bearing[4]								
	0.014		2.30				2.30	0.19
	0.028		1.99				1.99	0.22
	0.056		1.71				1.71	0.26
	0.084		1.55				1.55	0.28
	0.11	0.56	1.45	1.0	0	0.56	1.45	0.30
	0.17		1.31				1.31	0.34
	0.28		1.15				1.15	0.38
	0.42		1.04				1.04	0.42
	0.56		1.00				1.00	0.44
Angular-Contact groove ball bearing[4]								
	0.014		Use X,Y		2.78		3.74	0.23
	0.028		and e		2.40		3.23	0.26
	0.056		values		2.07		2.78	0.30
	0.085		appli-		1.87		2.52	0.34
5	0.11	0.56	cable	1.0	1.75	0.78	2.36	0.36
	0.17		to sin-		1.58		2.13	0.40
	0.28		gle-row		1.39		1.87	0.45
	0.42		deep		1.26		1.69	0.50
	0.56		groove		1.21		1.63	0.52
			bear-					
			ings					
	0.014		1.88		2.18		3.06	0.29
	0.029		1.71		1.98		2.78	0.32
	0.057		1.52		1.76		2.47	0.36
10	0.086	0.46	1.41	1.0	1.63	0.75	2.29	0.38
	0.11		1.34		1.55		2.18	0.40
	0.17		1.23		1.42		2.00	0.44
	0.29		1.10		1.27		1.79	0.49
	0.43		1.01		1.17		1.64	0.54
	0.57		1.00		1.16		1.63	0.54

ตาราง ก-1 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์แบริ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Contact Angle α, deg	$\frac{iF_a^1}{C_o}$	Single-Row Bearing[2] $Fa/VF_r > e$		Double-Row Bearing[3] $Fa/VF_r \le e$		Double-Row Bearing[3] $Fa/VF_r > e$		e
		X	Y	X	Y	X	Y	
Angular-Contact groove ball bearing[4]								
15	0.015	0.44	1.47	1.0	1.65	0.72	2.39	0.38
	0.029		1.40		1.57		2.28	0.40
	0.058		1.30		1.46		2.11	0.43
	0.087		1.23		1.38		2.00	0.46
	0.12		1.19		1.34		1.93	0.47
	0.17		1.12		1.26		1.82	0.50
	0.29		1.02		1.14		1.66	0.55
	0.44		1.00		1.12		1.63	0.56
	0.58		1.00		1.12		1.63	0.56
20		0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57
25		0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68
30		0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.80
35		0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.95
40		0.35	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14
Self-aligning ball bearings								
		0.40	0.4 cot α	1.0	0.42 cot α	0.65	0.65 cot α	1.5 tan α
Roller-bearings, self-aligning, tapered[5]								
α ≠ 90		0.4	0.4 cot α	1.0	0.45 cot α	0.67	0.67 cot α	1.5 tan α

ตาราง ก-1 ตัวประกอบ X และ Y สำหรับบอลและโรลเลอร์แบริ่ง (ต่อ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข

ตารางที่ ข-1 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาและเหล็กกล้าผสม (mechnical properties of plain carbon and alloy steels)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machin-ability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
	N	64	50	36	68	131	75
1030	HR&turned	72	44	31	63	140	-
	CD	84	76	16	57	177	65
	A	67	50	31	58	126	-
	N	76	51	32	61	149	-
1040	HR	91	58	27	50	201	63
	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	-
	N	85	50	28	55	170	60
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	25	49	207	-
1050	HR	105	67	15	-	-	-
	CD	114	104	9	-	-	54
	A	92	43	24	40	187	-
	N	109	62	20	39	217	-
1095	HR	142	83	18	38	295	-
	A	95	38	13	21	192	-
	N	147	73	10	14	293	-
1118	HR	75	50	35	55	140	-
	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
2330	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	-
3140	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	-
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	-
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข-2 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาและเหล็กกล้าผสม (ต่อ)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machin-ability (Based on 1112 = 100)
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	-
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	-
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	-
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	-
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	-
	N	92	52	26	60	183	-
8640	CD	140	120	11	38	277	-
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	-
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	-
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	-
	N	132	83	19	58	269	-
9440	HR	123	80	18	47	241	-
	HRA	93	59	26	53	183	-
	N	110	72	25	58	223	-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค.

โปรแกรมคำนวณกลไก toggle

```
PROGRAM  Toggle analysis;
USES wincrt;
VAR a,b,c,d,e,f,h :real;
   k1,k2,k3,k4,k5,k6,m,n : real;
   o1,o2,o2r,o3,o4,o41,o5 : real;
   AA,BB,CC,AAA,BBB,CCC,DDD,EEE,FFF,F3,F4,F5,R4x,R4y,Fx,Fy : real;
   i:integer;
   w2,w3,w4,w5,fdot : real;
   a3,a4,a5,f2dot : real;
{*************************************************}
FUNCTION  rad(x:real):real; {revart degree to radial}
BEGIN
    rad:= x*pi/180;
END;
{*************************************************}
FUNCTION  deg(y:real):real; {revart radial to degree}
BEGIN
    deg:= y*180/pi;
END;
{*************************************************}
BEGIN {Main Program}
   { writeln('Enter dimention of link a:');
    readln(a);
    writeln('Enter dimention of link b:');
    readln(b);
    writeln('Enter dimention of link c:');
    readln(c);
    writeln('Enter dimention of link e:');
    readln(e);
    writeln('Enter long of d:');
    readln(d);   }
    a:=0.08;
    b:=0.265;
```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```
c:=0.265;
d:=0.4350287;
e:=0.265;
w2:=4.2;          {rad/sec}
o1:= rad(37.52844);
o2:= -10;
m := d*cos(o1);
n := d*sin(o1);
k1:= m/a;
k2:= m/c;
k3:= n/c;
k4:= n/a;
k5:= (a*a-b*b+c*c+n*n+m*m)/(2*a*c);
writeln('  O2     O3     O4     W3     W4     w5   ');
writeln('  fdot     a3a4     a5     f2dot    F3    F4    F5   ');
for i:=1 to 37 do
begin
o2:= o2+10;
o2r:= rad(o2);
AA:= cos(o2r)-k1-k2*cos(o2r)-k3*sin(o2r)+k5;
BB:= 2*sin(o2r)-2*k4;
cc:= k1-k2*cos(o2r)-k3*sin(o2r)+k5-cos(o2r);
{******************** O3 AND O4 *************************}
o4:= 2*arctan((-BB-sqrt(BB*BB-4*AA*CC))/(2*AA));
h:= (m+c*cos(o4)-a*cos(o2r))/b;
o3:= arctan(sqrt(1-h*h)/h) ;
{******************** W3 W4 W5 *************************}
w3:= (a*w2*sin(o4+o2r))/(b*sin(o3-o4));
w4:= (a*w2*sin(o3+o2r))/(c*sin(o4-o3));
w5:= -(c*w4*cos(o4+(pi/2)))/(e*cos(o4-(pi/2)));
fdot:= -c*w4*sin(o4+(pi/2))+e*w5*sin(o5-(pi/2));
{********************* a3 a4 a5 ***********************}
AAA:= c*sin(o4);
BBB:= b*sin(o3);
CCC:= a*w2*w2*cos(o2)+b*w3*w3*cos(o3)-c*w4*w4*cos(o4);
```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```
DDD:= c*cos(o4);
EEE:= b*cos(o3);
FFF:= -a*w2*w2*sin(o2)+b*w3*w3*sin(o3)-c*w4*w4*sin(o4);
a3 := ((DDD*CCC)+(AAA*FFF))/((AAA*EEE)-(BBB*DDD));
a4 := ((CCC*EEE)+(BBB*FFF))/((AAA*EEE)-(BBB*DDD));
a5 := (-c*a4*cos(o4+(pi/2))-c*w4*w4*sin(o4+(pi/2))-e*w5*w5*sin(o5-(pi/2)))/(e*cos(o5-(pi/2)));
f2dot:=-c*a4*sin(o4+(pi/2))-c*w4*w4*cos(o4+(pi/2))+e*a5*sin(o5-(pi/2))-e*w5*w5*cos(o5-(pi/2));
F3:= 59.375/sin(o2r+o3);
F4:= (((cos(o4)*cos(o4))/sin(o4))-sin(o4))-(1.0084*((sin(o3)/sin(o2r+o3))*(cos(o4)-sin(o4))));
F5:= 58.88/sin(o4);
R4x:= (F5*sin(o3))-(F3*cos(o5));
R4y:= (F3*sin(o5))+(F5*sin(o3));
Fx:= (F3*cos(o3))-(F5*sin(o3))+((F3-F5)*cos(o5));
Fy:= (F3-F5)*(sin(o3)-sin(o5));
{********************** SHOW ***************************}

 writeln( o2:7:3,' ',deg(o3):7:3,' ',deg(o4):7:3,' ',w3:7:3,' ',w4:7:3,' ',w5:7:3,' ',fdot:7:3,' ',a3:7:3,'
',
                a4:7:3,' ',a5:7:3,' ',f2dot:7:3,' ',F3:7:3,' ',F4:7:3,' ',F5:7:3,' ',
                R4x:7:3,' ',R4y:7:3,' ',Fx:7:3,' ',Fy:7:3);


 end;

END.
```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

[1] Charles E. Wilson , " Kinematic and Dynamics of Machinery " . Second Edition . Harper Collins College Pubishers, 1993 pp. 216 - 219

[2] Robert L. Norton , " Design of Machinery " , Second Edition . Mc. Graw-Hill Book , 1999 , pp. 151-178

[3] ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ , " การออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 1 " ,ซีเอ็ดยูเคชั่น , ปี พ.ศ.2541,

[4] P.L. Ballaney , " Theory of Machines " , Ksanna Publishers , 1995 pp. 205 – 208

[5] ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ , " การออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม " ,ซีเอ็ดยูเคชั่น , ปี พ.ศ.2541, หน้า 144-182

[6] Kenneth .J.Waldren,"Kinematics,dynamics and design of machinery",John Wiley and Son,1999,

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้