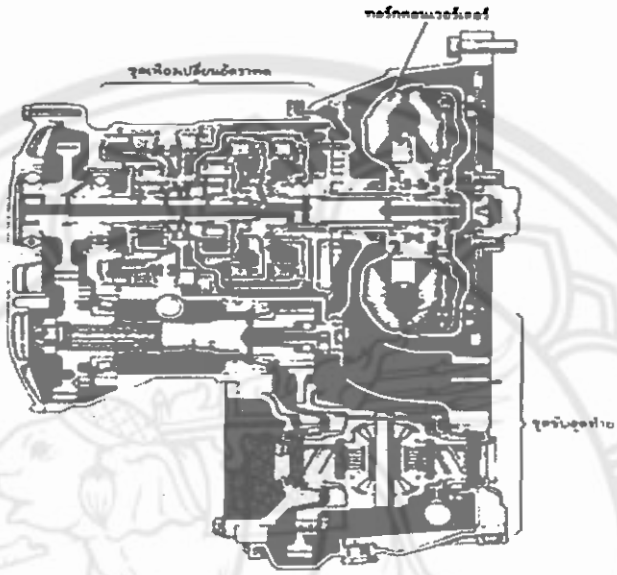
บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

2.1ส่วนประกอบของเกียร์อัตโนมัติ



รูปที่ 2.1 ส่วนประกอบหลักของเกียร์อัตโนมัติ

(ที่มา : เกียร์อัตโนมัติ , เธียรชัย บุณยะกุล)

2.1.1 ทอร์กคอนเวอร์เตอร์

จะติดตั้งอยู่ระหว่างเครื่องยนต์และชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด ภายในบรรจุด้วยของเหลวและมีกลไกสำหรับถ่ายทอดกำลังงานจากเครื่องยนต์เพื่อไปถ่ายต่อไปยังชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทดต่อไป ทอร์กคอนเวอร์เตอร์ทำหน้าที่ดังต่อไปนี้

1.ทำหน้าที่เป็นคลัตช์อัตโนมัติ

2.ช่วยเพิ่มแรงบิดที่ถ่ายทอดมาจากเครื่องยนต์ต่อไปยังชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด

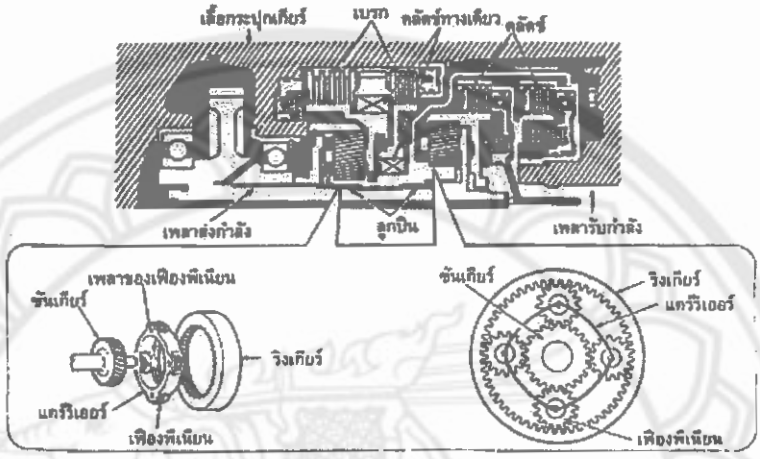
3.ช่วยลดการกระตุกที่เกิดขึ้นจากการส่งกำลังไปยังชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด

4.ทำหน้าที่เป็นล้อช่วยแรง

5.ทำหน้าที่ขับปั๊มน้ำมันไฮดรอลิกให้แก่ระบบควบคุมไฮดรอลิกที่อยู่ภายในกระปุกเกียร์

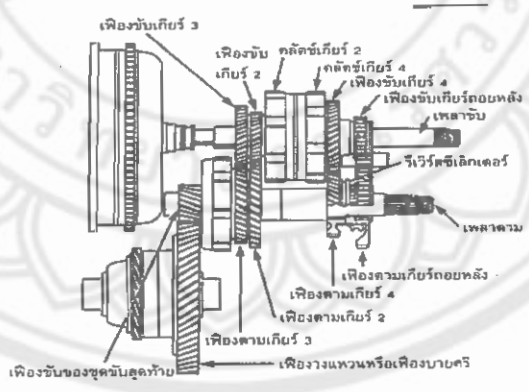
2.1.2 ชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด

จะติดตั้งอยู่ภายในกระปุกเกียร์ ทำหน้าที่เปลี่ยนอัตราทดให้เหมาะสมกับตำแหน่งเกียร์ ชุดเฟืองที่ใช้ในปัจจุบันแบ่งออกได้เป็น 2 แบบคือ ชุดเฟืองแบบแพลนนิทารีซึ่งเป็นที่นิยมกันมาก ดังแสดงในรูป 2.2 และชุดเฟืองแบบเฟืองขบคงที่ ดังแสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.2 ชิ้นส่วนประกอบภายในของชุดแพลนนิทาลี

(ที่มา : เกียร์อัตโนมัติ , เธียรชัย บุณยะกุล)



รูปที่ 2.3 ชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด

(ที่มา : เกียร์อัตโนมัติ , เธียรชัย บุณยะกุล)

2.1.3 ระบบควบคุมไฮดรอลิก

เป็นส่วนที่ประกอบด้วยปั๊มน้ำมัน ซึ่งจะทำหน้าที่ส่งกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกไปยังชุดเรือนลิ้น เพื่อควบคุมกำลังดันที่จะส่งไปกระทำชุดลูกสูบของคลัตช์และเบรกในตำแหน่งเกียร์ต่างๆ นอกจากที่กล่าวมาแล้ว ระบบควบคุมไฮดรอลิกยังจะทำหน้าที่ดังต่อไปนี้

1.ควบคุมกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกไม่ให้มีค่าสูงเกินกำหนด

2.ส่งกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกไปยังทอร์กคอนเวอร์เตอร์

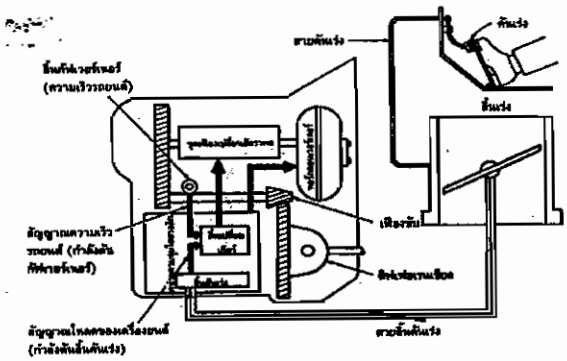
3.สร้างสัญญาณความเร็วรถยนต์และโหลดของเครื่องยนต์ให้เป็นสัญญาณไฮดรอลิกเพื่อใช้ในการควบคุมการเปลี่ยนตำแหน่งเกียร์

4.คอยส่งกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกไปยังลูกสูบของเบรกและคลัตช์ในชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด

5.หล่อลื่นชิ้นส่วนประกอบและระบายความร้อนภายในกระปุกเกียร์

การควบคุมการเปลี่ยนเกียร์

จะอาศัยระบบควบคุมไฮดรอลิกเป็นตัวเปลี่ยนแปลงความเร็วของรถยนต์และโหลดของเครื่องยนต์ให้เป็นสัญญาณไฮดรอลิก เพื่อใช้ในการควบคุมการเปลี่ยนเกียร์ให้เปลี่ยนตำแหน่งสูงขึ้นหรือต่ำลง ลิ้นคันเร่งจะเป็นตัวสร้างกำลังดันลิ้นคันเร่งให้เป็นตัวแทนสัญญาณความเร็วของรถยนต์ โดยอาศัยกลไกจากคันเร่งต่อมายังลิ้นค้นเร่งเพื่อควบคุมกำลังตันลิ้นคันเร่งที่จะส่งไปยังชุดลิ้นเปลี่ยนเกียร์ ทำให้การควบคุมการเปลี่ยนเกียร์ขึ้นหรือลงเหมาะสมกับโหลดของเครื่องยนต์ได้ ลิ้นกัฟเวอร์เนอร์จะเป็นตัวสร้างกำลังดันกัฟเวอร์เนอร์ให้เป็นตัวแทนสัญญาณความเร็วของรถยนต์ ลิ้นนี้จะทำงานได้โดยรับแรงขับจากเพลาขับของชุดขับสุดท้าย (สำหรับรถยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อหน้า) หรือได้รับแรงขับจากเพลาส่งกำลังของชุดเกียร์ (สำหรับรถยนต์ขับเคลื่อนด้วยล้อหลัง) เมื่อความเร็วรถยนต์สูงขึ้นหรือลดลง กำลังดันกัฟเวอร์เนอร์ก็จะสูงขึ้นหรือลดลงตามไปด้วย กำลังดันนี้จะถูกส่งไปยังลิ้นเปลี่ยนเกียร์เพื่อควบคุมการเปลี่ยนตำแหน่งเกียร์ขึ้นหรือลงให้เหมาะสมกับความเร็วรถยนต์ ดังรูป 2.4



รูปที่ 2.4 การควบคุมการเปลี่ยนเกียร์

(ที่มา : เกียร์อัตโนมัติ , เธียรชัย บุณยะกุล)

2.1.4 น้ำมันเกียร์อัตโนมัติ

ทำมาจากน้ำมันปิโตรเลียมชนิดเกรดสูงพิเศษ โดยมีการเพิ่มสารเพิ่มคุณภาพหลายชนิดเพื่อให้ความเหมาะสมกับการทำงานของเกียร์อัตโนมัติ

น้ำมันเกียร์อัตโนมัติมีหน้าที่ดังต่อไปนี้

1.ส่งถ่ายกำลังงานจากเครื่องยนต์ไปยังชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด

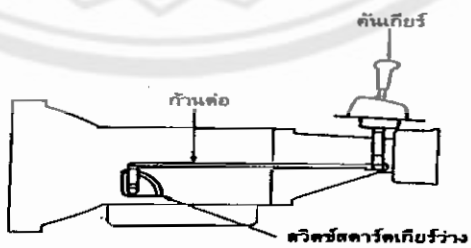
2.ใช้ในระบบควบคุมไฮดรอลิกเพื่อถ่ายทอดกำลังงานผ่านน้ำมันเกียร์อัตโนมัติ ส่งไปยังส่วนต่างๆของระบบควบคุมไฮดรอลิกให้ทำงานได้

3.หล่อลื่นชิ้นส่วนประกอบที่อยู่ภายในกระปุกเกียร์ ซึ่งมีการเคลื่อนที่และเสียดสีกัน

4.ระบายความร้อนที่เกิดขึ้นจากการทำงานของชิ้นส่วนประกอบภายในกระปุกเกียร์และทอร์กคอนเวอร์เตอร์

2.1.5 ชุดกลไกคันเกียร์

ประกอบด้วยคันเกียร์ ก้านต่อ (รถที่ขับด้วยล้อหลัง) หรือสายเคเบิล (รถที่ขับด้วยล้อหน้า) และสวิตช์สตาร์ดเกียร์ว่าง ดังรูป 2.5



รูปที่ 2.5 ชุดกลไกคันเกียร์

(ที่มา : เกียร์อัตโนมัติ , เธียรชัย บุณยะกุล)

1. คันเกียร์

ใช้สำหรับเลือกตำแหน่งของการเปลี่ยนเกียร์ให้ตรงกับความต้องการของผู้ใช้ตามสภาพจราจร ดังตำแหน่ง P , R , N , D , 2 และ L ซึ่งมีวัตถุประสงค์การใช้งานที่แตกต่างกัน

2 ก้านต่อ หรือสายเคเบิล

ทำหน้าที่ส่งผ่านการเคลื่อนที่ของคันเกียร์ไปยังสวิตช์เกียร์ว่างและกดลิ้นแมนวลในกระปุกเกียร์

3. สวิตช์สตาร์ตเกียร์ว่าง

มีหน้าที่ช่วยให้การสตาร์ตเครื่องยนต์สามารถทำได้เฉพาะเมื่อคันเกียร์อยู่ในตำแหน่ง P และ N เท่านั้น

2.1.6 ชุดขับสุดท้าย (final drive unit)

เป็นชุดเฟืองทดชุดสุดท้ายของระบบส่งกำลัง จะติดตั้งอยู่ที่เสื้อเพลาท้าย เรียกว่า ชุดเฟืองท้าย หรือชุดดิฟเฟอเรนเชียล (differential)

2.1.7 กระปุกเกียร์ (transmission case)

เป็นโครงสร้างที่ออกแบบมาให้มีขนาดเหมาะสมสำหรับใช้ติดตั้ง ทอร์กคอนเวอร์เตอร์ ชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด ระบบควบคุมไฮดรอลิก และชุดขับสุดท้าย

2.2ชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด

ชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทดในเกียร์อัตโนมัติจะมีหลักการทำงานแตกต่างไปจากเกียร์ธรรมดา เนื่องจากเกียร์ธรรมดาต้องอาศัยการเปลี่ยนตำแหน่งเกียร์ด้วยกลไกที่บังคับด้วยมือ แต่ในเกียร์อัตโนมัติการเปลี่ยนตำแหน่งเกียร์จะเปลี่ยนไปเองโดยอัตโนมัติ และต้องอาศัยชิ้นส่วนการทำงานที่ยุ่งยากซับซ้อนกว่า โดยเฉพาะในการออกแบบชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด

ชุดเฟืองแบบแพลนนิทารี

เป็นแบบที่นิยมมากในเกียร์อัตโนมัติ มีลักษณะโครงสร้างซึ่งประกอบด้วยชิ้นส่วนเฟือง 3 ส่วนได้แก่ ริงเกียร์ (*ring gear*) เป็นเฟืองวงแหวนที่ติดตั้งอยู่รอบนอกของชุดเฟือง ซันเกียร์ (*sun gear*)เป็นเฟืองที่ติดตั้งอยู่ตรงกลางของชุดเฟือง และเฟืองพิเนียน (*pinion gear*) เป็นเฟืองที่ติดตั้งอยู่บนแคร์ริเออร์ (carrier) ซึ่งอยู่ตรงกลางระหว่างริงเกียร์และซันเกียร์

การทำงานของเฟืองแบบแพลนนิทารี จะสามารถนำไปใช้สำหรับการเปลี่ยนอัตราทดหรือกำหนดทิศทางการหมุนของชุดเฟืองที่ใช้อยู่ในเกียร์อัตโนมัติของรถยนต์ได้ 4 ลักษณะคือ

1.ใช้เพิ่มแรงบิดหรือลดความเร็ว การทำงานของเฟือง

- ริงเกียร์เป็นตัวขับ
- แคร์ริเออร์เป็นตัวตาม
- ซันเกียร์ถูกยึดอยู่กับที่

เมื่อริงเกียร์หมุนไปในทิศทางตามเข็มนาฬิกา เฟืองพีเนียนซึ่งติดตั้งอยู่บนแคร์ริเออร์ก็จะหมุนตามเข็มนาฬิกาไปรอบๆ ซันเกียร์ซึ่งถูกยึดอยู่กับที่ ทำให้แคร์ริเออร์หมุนตามริงเกียร์ไปด้วยความเร็วรอบที่ช้ากว่า การขับลักษณะนี้จะได้แรงบิดมาก แต่ความเร็วรอบของเฟืองตามจะช้ากว่าเฟืองขับ

2.ใช้ลดแรงบิดหรือ เพิ่มความเร็ว การทำงานของเฟือง

- แคร์ริเออร์เป็นตัวขับ
- ริงเกียร์เป็นตัวตาม
- ซันเกียร์ถูกยึดอยู่กับที่

เมื่อแคร์ริเออร์หมุนไปในทิศทางตามเข็มนาฬิกา จะทำให้เฟืองพีเนียนหมุนตามเข็มนาฬิกาไปรอบๆ ฟันเฟืองของซันเกียร์(ซึ่งถูกยึดอยู่กับที่) และขับให้ริงเกียร์หมุนตามไปในทิศทางเดียวกัน ด้วยความเร็วรอบที่สูงกว่าความเร็วรอบของแคร์ริเออร์ การขับลักษณะนี้จะได้ความเร็วรอบของเฟืองตามมากกว่าเฟืองขับ แต่แรงบิดจะได้น้อย การขับลักษณะนี้เรียกว่า การขับแบบโอเวอร์ไดรฟ์ (overdrive)

3.ใช้เป็นเกียร์ถอยหลัง การทำงานของเฟือง

- ซันเกียร์เป็นตัวขับ
- ริงเกียร์เป็นตัวตาม
- แคร์ริเออร์ถูกยึดอยู่กับที่

เมื่อซันเกียร์หมุนไปในทิศทางตามเข็มนาฬิกา เฟืองพิเนียนจะถูกขับให้หมุนทวนเข็มนาฬิกาอยู่บนแกนที่ยึดติดอยู่กับแคร์ริเออร์ซึ่งถูกยึดติดอยู่กับที่ ขณะเดียวกันเฟืองพิเนียนก็จะขับให้รองเกียร์หมุนไปในทิศทางทวนเข็มนาฬิกาด้วย การขับลักษณะนี้ทิศทางการหมุนของเฟืองขับและเฟืองตามจะหมุนกลับทางกัน ความเร็วรอบของเฟืองตามจะน้อยแต่ได้แรงบิดมาก เหมาะสำหรับใช้เป็นเกียร์ถอยหลังในเกียร์อัตโนมัติ

4.ใช้ทำให้เกิดอัตราทด 1 : 1

- ริงเกียร์และซันเกียร์เป็นตัวขับ
- แคร์ริเออร์เป็นตัวตาม

เมื่อริงเกียร์และซันเกียร์(รับแรงขับจากต้นกำลังเดียวกันหมุนขับพร้อมๆกัน 1รอบเท่ากัน) จะทำให้เฟืองพีเนียนไม่สามารถหมุนได้ จึงทำให้เกิดการเคลื่อนที่ไปพร้อมกัน ดังนั้นถ้าตัวขับหมุนไป 1 รอบ ตัวตามก็จะหมุนไป 1 รอบด้วยเช่นกัน

ทิศทางการหมุนและความเร็วรอบของเฟืองแบบแพลนเนทตารี่

ยึดอยู่กับที่	ตัวขับ	ตัวตาม	ความเร็วรอบของตัวตาม	ทิศทางการหมุนของตัวตาม
ริงเกียร์	ซันเกียร์	แคร์ริเออร์	น้อยกว่าตัวขับ	ทิศทางเดียวกับตัวขับ
	แคร์ริเออร์	ซันเกียร์	มากกว่าตัวขับ	ทิศทางเดียวกับตัวขับ
ซันเกียร์	ริงเกียร์	แคร์ริเออร์	น้อยกว่าตัวขับ	ทิศทางเดียวกับตัวขับ
	แคร์ริเออร์	ริงเกียร์	มากกว่าตัวขับ	ทิศทางเดียวกับตัวขับ
แคร์ริเออร์	ซันเกียร์	ริงเกียร์	น้อยกว่าตัวขับ	ทิศทางตรงข้ามกับตัวขับ
	ริงเกียร์	ซันเกียร์	มากกว่าตัวขับ	ทิศทางตรงข้ามกับตัวขับ

อัตราทดของเฟืองแบบแพลนนิทารี

การหาอัตราทดของเฟืองแบบแพลนนิทารีสามารถหาได้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$\text{อัตราทดของเฟือง} = \frac{\text{จำนวนฟันเฟืองของเฟืองตาม}}{\text{จำนวนฟันเฟืองของเฟืองขับ}} \qquad (2.1)$$

จากการทำงานของเฟืองแบบแพลนเนทตารี่ จะเห็นได้ว่าเฟืองพีเนียนจะทำหน้าที่เป็นเพียงเฟืองสะพานเท่านั้น จึงไม่มีผลต่ออัตราทดเกียร์ แต่แคร์ริเออร์ที่ยึดแกนของเฟืองพีเนียนสามารถเคลื่อนที่ได้ และบางครั้งก็จะทำหน้าที่เป็นตัวตามหรือตัวขับ ซึ่งแคร์ริเออร์ไม่ใช่เฟืองและไม่มีฟันเฟือง ดังนั้นจำนวนฟันเฟืองของแคร์ริเออร์จึงต้องสมมติขึ้นมา โดยคำนวณการจำนวนฟันเฟืองของแคร์ริเออร์หรือ Z_c ได้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$Z_c = Z_r + Z_s \qquad (2.2)$$

เมื่อ Z_c = จำนวนฟันเฟืองของแคร์ริเออร์

Z_r = จำนวนฟันเฟืองของริงเกียร์

Z_s = จำนวนฟันเฟืองของซันเกียร์

2.3 หลักการทำงานของระบบส่งกำลังของเกียร์อัตโนมัติ

ขบวนเฟืองสำหรับเกียร์อัตโนมัติ ขบวนเฟือง(Gear trains) ที่ใช้กับเกียร์อัตโนมัติปัจจุบันเป็นแบบแพลนเนทตารี่(Planetary Gear)เกียร์ ขบวนเฟืองแตกต่างกันไปสุดแต่การออกแบบ

การนำไปใช้งาน รูป 2.6 เป็นรูปตัดแสดงขบวนเฟือง ชุดคลัตช์ และชุดเบรก ชุดคลัตช์เป็นแบบเปียกมีหลายแผ่น(Multiple disk clutch) สปริงจะดันให้แผ่นคลัตช์จากกันตลอดเวลา ด้านหลังของแผ่นคลัตช์มีลูกสูบรูปวงแหวน (Annular piston) ทำหน้าที่กดให้แผ่นคลัตช์จับติดกัน น้ำมันที่มีแรงดันจะดันลูกสูบให้แผ่นคลัตช์ติดกัน แต่ทั้งนี้จะมีลิ้นควบคุมการเปิดปิดให้น้ำมันเข้ากดลูกสูบ และจะตัดทางน้ำมันออกตามความต้องการแผ่นคลัตช์จะทำหน้าที่เชื่อมต่อแคริเออร์และซันเกียร์ให้ยึดเป็นตัวเดียวกัน ซันเกียร์มีดรัมหรือจานเบรก(Drum)และผ้าเบรก (Brake ban) ถ้าเบรกจับหรือทำงาน ซันเกียร์จะยึดอยู่กับที่ การทำงานอาจจะแบ่งได้ 3 ขั้นตอนดังนี้

1. คลัตช์ทำงานหรือจับ ซันเกียร์และแคริเออร์จะถูกยึดเป็นตัวเดียวกัน การส่งกำลังจะส่งตรง(Direct drive) หรืออัตราทดเท่ากับ 1 : 1

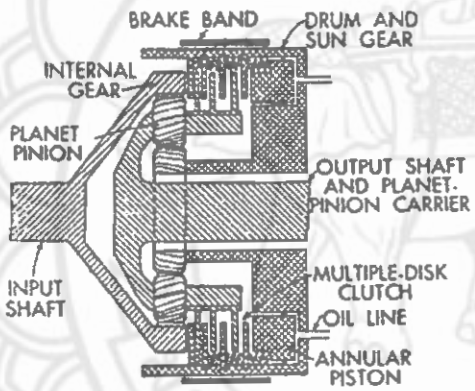
2. เบรกทำงานหรือจับ ซันเกียร์จะถูกยึดทำให้เกิดการลดความเร็วของตัวตาม (Reduction)หรืออัตราทดสูง นั่นคือเฟืองในจะหมุนเร็วกว่าแคริเออร์

3. ทั้งคลัตช์และเบรกไม่ทำงาน สภาพเช่นนี้ซันเกียร์จะหมุนฟรีไม่มีการส่งกำลังเป็น เกียร์ว่าง (Neutral)

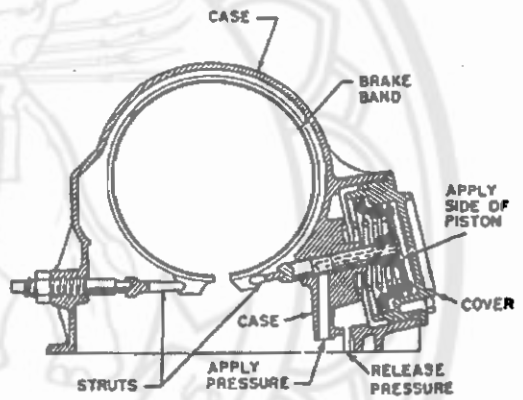
คลัตช์และเบรกจะทำงานไม่พร้อมกัน เมื่อตัวใดตัวหนึ่งทำงานอีกตัวหนึ่งจะไม่ทำงาน ทั้งสองตัวสามารถไม่ทำงานพร้อมกันได้ ในเฟือง 1 ชุด จะมีอัตราทด 2 อัตราคือ ส่งตรง เมื่อคลัตช์ทำงานและลดความเร็วเมื่อเบรกทำงาน หลักการนี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับเกียร์อัตโนมัติทั่วๆ ไป การเปลี่ยนเฟืองตัวขับและตัวตามจะทำให้อัตราทดเปลี่ยนไปเพื่อให้เกิดเป็นเกียร์ต่างๆ

การทำงานของเบรก ผ้าเบรกจะทำงานโดยชุด เซอร์โว (Servo) คำว่าเซอร์โวหมายถึงอุปกรณ์ที่ใช้แรงดันไฮดรอลิกไปทำงาน เซอร์โวจะประกอบด้วยลูกสูบและกระบอกสูบ แรงดันจะทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่ ก้านต่อจากลูกสูบจะบังคับให้กลไกทำงานตามต้องการ นั่นคือใช้แรงไฮดรอลิกไปบังคับให้กลไกทำงาน เมื่อแรงดันน้ำมันกดลงบนลูกสูบ ลูกสูบจะเคลื่อนที่ไปทางขวามือทำให้ก้านสูบ (Piston rod) กดผ้าเบรก(Brake band) ผ้าเบรกจะรัดจานเบรก (Drum) ไม่ให้

หมุน รูป 2.7 เป็นรูปผ่าแสดงลักษณะของเซอร์โวจริงๆ แรงดันน้ำมัน (Apply pressure) จะถูกควบคุมโดยลิ้นควบคุม (Control valve) ในระบบไฮดรอลิกของเกียร์อัตโนมัติ น้ำมันจะไหลผ่านรูซึ่งอยู่ที่ก้านสูบ ดันให้ลูกสูบแคลื่อนที่ไปทางซ้ายมือกดให้ผ้าเบรกรัดจานเบรกให้หยุดอยู่กับที่ สภาพเช่นนี้จะทำให้อุปกรณ์ตัวหนึ่งในชุดแพลนเนทตารี่เกียร์ถูกยึด ลดความเร็วของเพลาตามให้ช้ากว่าความเร็วของเพลาขับ เมื่อความเร็วของเครื่องยนต์ รถยนต์ และตำแหน่งคันเร่งเหมาะสมที่จะเป็นเกียร์สูงขึ้นลิ้นควบคุมในวงจรไฮดรอลิกจะปิดทางน้ำมันไม่ให้กดบนหัวลูกสูบ ในขณะเดียวกันลิ้นจะเปิดทางน้ำมันเข้าดันลูกสูบทางด้านล่าง (ทาง Released pressure) แรงดันน้ำมันจะดันให้ลูกสูบจาก และแรงสปริงจะดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่ไปทางขวามือทำให้เบรกปล่อยหรือจาก (Released) ขณะนี้เฟืองในของชุดแพลนเนทตารี่เกียร์จะลอยตัวเตรียมพร้อมที่จะเปลี่ยนเป็นเกียร์สูง

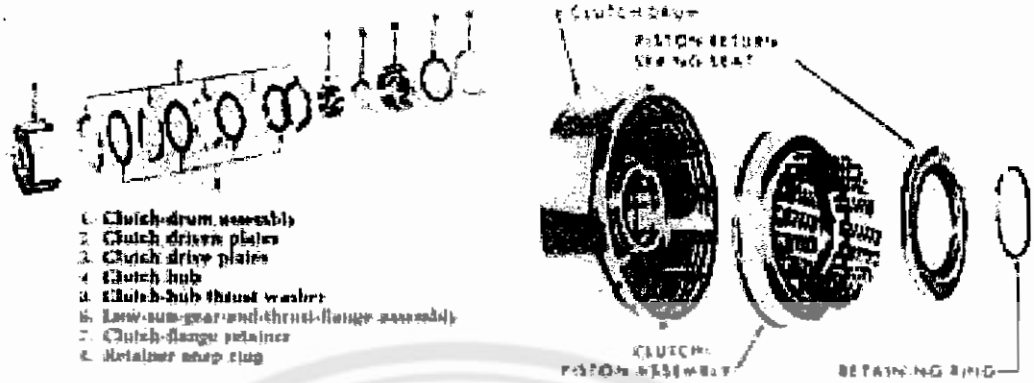


รูปที่ 2.6 แสดงชุดควบคุม 2 ชุด คือ เบรคและคลัตช์
(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์,คำนึง สาขากร)



รูปที่ 2.7 แสดงการทำงานของชุดเซอร์โวจริง
(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์,คำนึง สาขากร)

การทำงานของคลัตช์ จากรูปที่ 2.8 เป็นรูปแยกแสดงชิ้นส่วนต่างๆ ของคลัตช์ แบบหนึ่งที่ใช้อยู่ในเกียร์อัตโนมัติ เมื่อความเร็วของรถเหมาะสมที่จะบังคับให้เปลี่ยนเป็นเกียร์สูงเบรกจะจาก เมื่อเบรกปล่อยให้จานเบรกลอยตัวแล้ว น้ำมันจะดันให้ลูกสูบของคลัตช์ ทำงาน นั่นคือลูกสูบของคลัตช์จะดันให้แผ่นคลัตช์ติดกันเปลี่ยนเป็นเกียร์สูง การที่คลัตช์ทำงานจะทำให้แคริเออร์และซันเกียร์ยึดเป็นตัวเดียวกันจึงทำให้อัตราทดเป็น 1 : 1 หรือขับโดยตรงเกียร์จึงเปลี่ยนเป็นเกียร์สูง ถ้าสามารถบังคับให้เบรกและคลัตช์ทำงานได้โดยอัตโนมัติ เกียร์จะเปลี่ยนเองโดยไม่ต้องเข้าเกียร์



รูป 2.8 รูปแยกชิ้นส่วนของคลัตช์
(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์,คำนึง สาขากร)

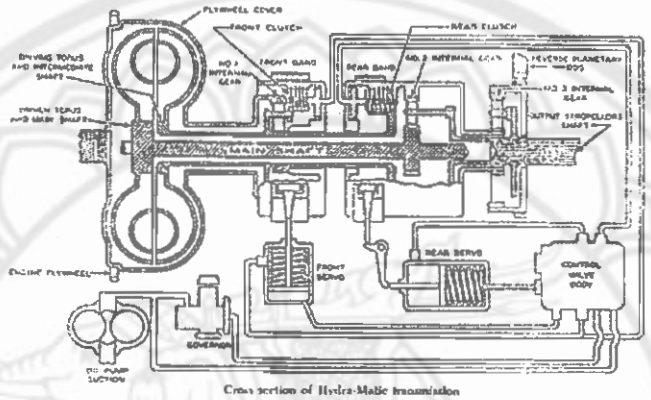
เกียร์ไฮดราเมริก(Hydramatic transmission) เกียร์อัตโนมัติแบบไฮดราเมติกเป็นเกียร์ที่ใช้กับรถของบริษัทเยนเนอรัลมอเตอร์หลายยี่ห้อ แต่เดิมนั้นออกแบบใช้กับฟลูอิดคับปลิ้ง แต่ปัจจุบันได้พัฒนามาใช้กับทอร์กคอนเวอร์เตอร์ ที่จะกล่าวต่อไปนี้เป็นแบบที่ใช้กับฟลูอิดคับปลิ้งเป็นพื้นฐานเพื่อความเข้าในของเกียร์อัตโนมัติโปรดสังเกตุเกียร์อัตโนมัติที่ใช้กับฟลูอิดคับปลิ้งนั้นมีอัตราทดหรือการเปลี่ยนเกียร์ 4 ครั้ง เพราะฟลูอิดคับปลิ้งเพิ่มแรงบิดไม่ได้ ต้องใช้เกียร์เป็นตัวเพิ่มแรงบิด สำหรับเกียร์อัตโนมัติที่ใช้กับทอร์กคอนเวอร์เตอร์จะมีอัตราทดเพียง 3 เกียร์หรือ 2 เกียร์เท่านั้น

เกียร์แบบไฮดราเมติก

1.การถ่ายทอดกำลังของเกียร์ไฮดราเมติก จะเห็นได้ว่ากำลังงานจากเครื่องผ่านฝาครอบล้อช่วยแรง (Flywheel cover) เข้าสู่ของวงเฟืองชุดหน้า (Front planetary unit) จากขบวนเฟืองชุดหน้าจะถ่ายทอดกำลังผ่านฟลูอิดคับปลิ้ง (Fluid coupling) กำลังงานจะส่งถ่ายผ่านน้ำมัน (Fluid)เข้าขบวนเฟืองชุดหลัง (Rear planetary unit) หลังจากนั้นกำลังงานจะส่งผ่านเพลาส่งกำลัง (Out put shaft) เข้าสู่เพลากลางเพื่อส่งไปยังเฟืองท้ายและขับล้อให้หมุนต่อไป

2.ขบวนเฟืองของเกียร์เกียร์ไฮดราเมดิก รูป 2.9 เป็นรูปผ่าแสดงขบวนเฟืองและอุปกรณ์ควบคุมของเกียร์ไฮดราเมติก ขบวนเฟืองเป็นเพลนนิตารีเกียร์ (planetary gear) กำลังงานจากเครื่องยนต์ส่งผ่านฝาครอบล้อช่วยแรง(Flywheel cover) มาเข้าขบวนเฟืองชุดหน้า โดยส่งกำลังผ่านเฟืองในของชุดหน้า (No.1 internal gear) แคริเออร์หรือ เคจ (carrier or cage) จะเป็นตัวต่อเชื่อมอยู่กับเพลาของตัวขับ (Driving torous) นอกจากนี้เพลานี้ยังต่อไปยังชุดคลัตช์หลัง (Rear clutch) ของ

ขบวนเฟืองชุดที่สองอีกด้วย ซันเกียร์ของเฟืองชุดที่1 เชื่อมต่อไปชุดคลัตช์ของชุดที่1 โดยมีเบรกหน้า (Front band) เป็นตัวทำหน้าที่เป็นตัวยึด ตัวตามของฟลูอิดคับปลิ้ง (Driver Torous) เชื่อมต่ออยู่กับเพลาส่งกำลัง(Main shaft) เฟืองในของขบวนเฟืองชุดที่สอง แคริเออร์ของชุดที่สองเชื่อมต่อกับเพลากลาง [Out put (propeller) shaft] เฟืองในของขบวนเฟืองชุดที่ 2 (No.2 internal gear) เป็นชุดเดียวกับชุดคลัตช์หลัง (rear clutch) โดยมีผ้าเบรกหลัง (Rear band) ทำหน้าที่ยึดเกียร์ถอยหลังอยู่ด้านหลังสุด



รูป 2.9 รูปผ่าแสดงขบวนเฟืองและอุปกรณ์ควบคุมของเกียร์ไฮดราเมติก
(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์,คำนึง สาขากร)

2.4 อัตราทดของขบวนเฟืองแต่ละชุด

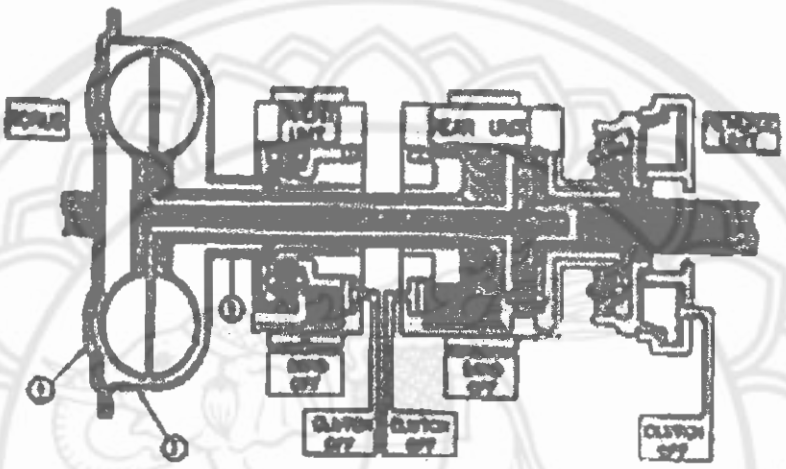
2.4.1 ชุดแรก มีเฟืองใน (Internal gear) เป็นตัวขับ แคริเออร์(carrier)เป็นตัวตาม ถ้ายึดซันเกียร์(Band on) จะเป็นอัตราทดค่อนข้างต่ำคือประมาณ 1.45 : 1 ถ้าคลัตช์ทำงาน (Clutch on) อัตราทดจะเป็น 1 : 1

2.4.2 ชุดที่สอง มีเฟืองซันเกียร์ (Sun gaer) เป็นตัวขับ แคริเออร์เป็นตัวตาม ถ้ายึดเฟืองวงใน (Band on) อัตราทดจะสูงประมาณ 2.63 : 1 ถ้าคลัตช์ทำงาน (Clutch on) อัตราทดจะเป็น 1 : 1

2.4.3 ชุดถอยหลัง มีซันเกียร์เป็นตัวขับ แคริเออร์เป็นตัวตาม ถ้ายึดเฟืองใน อัตราทดจะเป็น 2.96 : 1

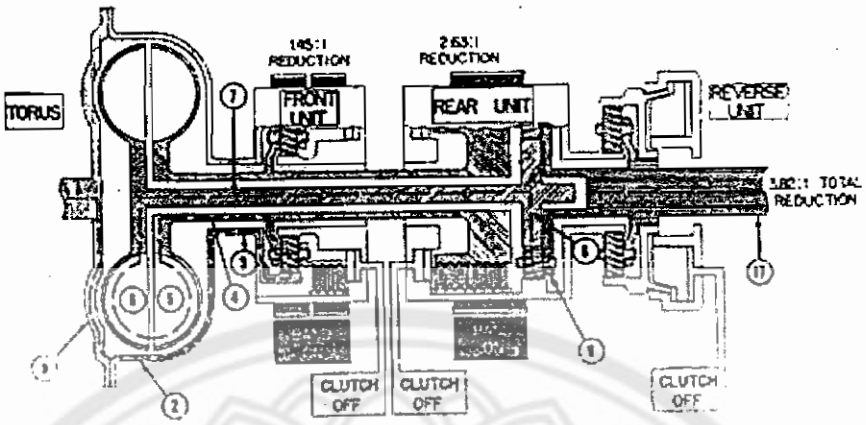
การทำงานของเกียร์แบบไฮดราเมติก

1.เกียร์ว่าง เมื่อคันเลือกเกียร์อยู่ในตำแหน่งว่าง คลัตช์และเบรกของขบวนเองทุกๆตัว ไม่ทำงานหรือว่าง (Off) ดังรูป 2.10 กำลังจากเครื่องยนต์จะส่งผ่านฝาครอบล้อช่วยแรง (2) เข้าสู่เพลาของเฟืองใน (3) ขณะนี้ทั้งคลัตช์และเบรกของขบวนเฟืองชุดหน้าไม่ทำงาน ซันเกียร์ จึงไม่หมุนฟรีไม่เกิดการส่งกำลัง



รูป 2.10 แสดงการทำงานของเกียร์ว่าง
(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์,ดำนึง สาขากร)

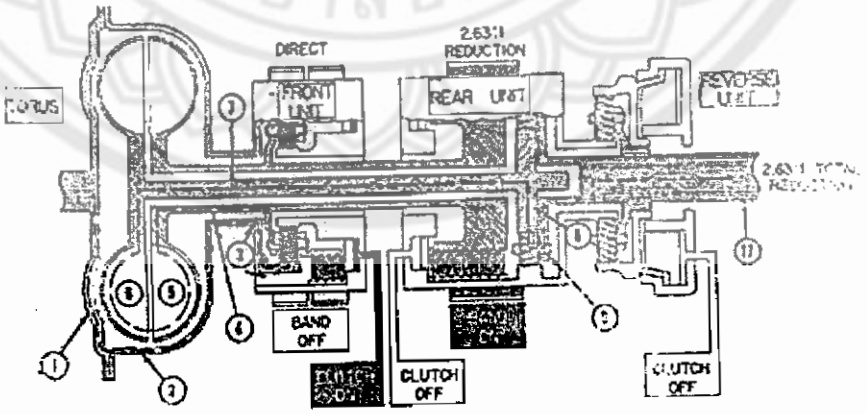
2.เกียร์ 1 คันเลือกเกียร์จะอยู่ในตำแหน่ง D หรือ L วงจรไฮดรอลิกจะบังคับให้เบรกขบวนเฟืองชุดหน้าและ ชุดที่2 ทำงาน (Band on) ส่วนตำแหน่งของคลัตช์ทั้งสองชุดไม่ทำงาน(Clutch off) ดังรูป 2.11 ขบวนเฟืองชดที่1 จะลดความเร็วเพราะซันเกียร์ถูกยึดโดยเบรก (Band on) ทำให้เกิดอัตราทด 1.45 : 1 กำลังจะส่งผ่านตามลำดับหมายเลข คือ 1-2-3-4 แล้วจึงขับชุดขับ (5) ถ่ายทอดกำลังผ่านน้ำมันเข้าสู่ชุดตาม (6) ทำให้เพลา (7)ขับซันเกียร์ (8)ของขบวนเฟืองชุดที่ 2 ซึ่งเบรกทำงาน (Band on)ทำให้เฟืองในถูกยึดจึงทดรอบด้วยอัตราทด 2.63 : 1 จะเห็นว่ามีการทดรอบที่ขบวนเฟืองทั้งสองชุดด้วยอัตราทดรวม 1.45* 2.63 = 3.82 : 1 โดยทิศทางหมุนไปทางเดียวกับเครื่องยนต์ จึงเป็นเกียร์ 1



รูป 2.11 แสดงการทำงานของเกียร์ 1

(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์,ดำนึง สาขากร)

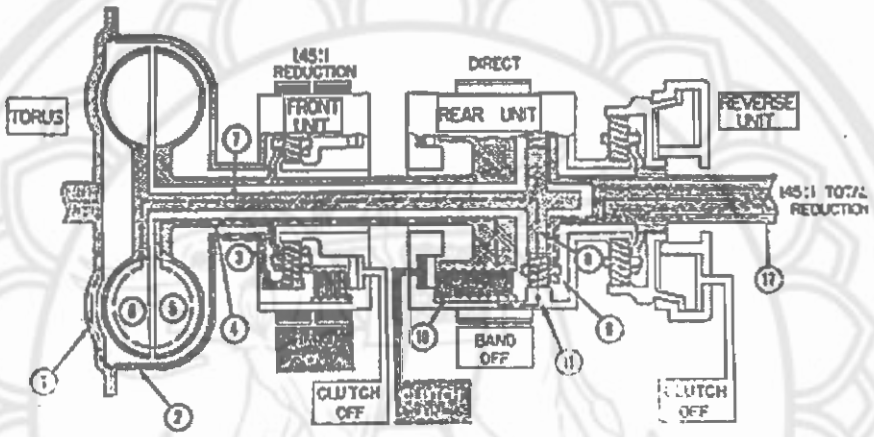
3.เกียร์2 ขบวนเฟืองชุดที่1 คลัตช์ทำงาน (Clutch on) ส่วนเบรกจะว่าง(Band off) ขบวนเฟืองชุดที่สองเบรกจะทำงาน (Band on) ส่วนคลัตช์จะว่าง (Clutch off) สำหรับชุดถอยหลังจะไม่ทำงาน (Clutch off) การส่งกำลังจะเป็นดังรูป 2.12 อัตราทดของชุดแรกเป็น 1 : 1 ส่วนชุดที่2 จะมีอัตราทด 2.63 : 1 ขณะนี้เครื่องยนต์จะส่งกำลังหมุนชุดขับของฟลูอิดคัพลิงโดยตรง โดยผ่านมาขบวนเฟืองชุดแรก อัตราทดรวมของเกียร์ คือ 1 * 2.63 = 2.63 : 1 ขณะนี้เครื่องยนต์จะส่งกำลังหมุนชุดขับของฟลูอิดคัพลิง โดยตรง โดยผ่านมาขบวนเฟืองชุดแรก อัตราทดรวมของเกียร์คือ 1 * 2.63 = 2.63 : 1 ทิศทางหมุนไปทางเดียวกับเครื่องยนต์เป็นเกียร์สอง



รูป 2.12 แสดงการทำงานของเกียร์ 2

(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์,ดำนึง สาขากร)

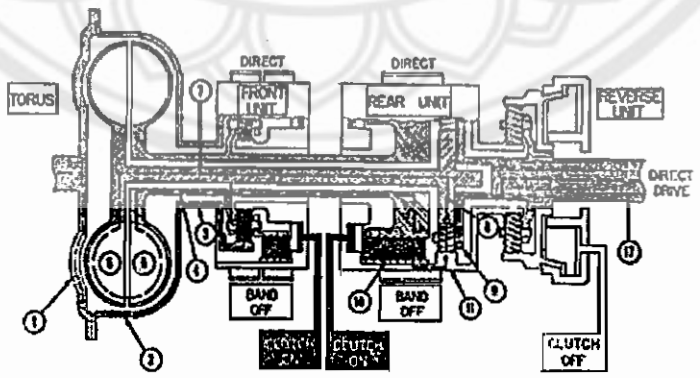
4.เกียร์3 ขบวนเฟืองชุดแรกเบรกจะทำงาน (Band on) ส่งคลัตช์จะว่าง (Clutch off) ขบวนเฟืองชุดทีสองคลัตช์จะทำงาน (Clutch on) ส่วนเบรกจะว่าง (Band off) การส่งกาลังจะเป็นดังรูป 2.13 อัตราทดของเกียร์จะเห็น 1.45 * 1 = 1.45 : 1 ทิศทางหมุนไปทางเดียวกับเครื่องยนต์ โปรดสังเกตว่าการถ่ายทอดกำลังจะแยกเป็น 2 ทาง คือ ทางแรกออกจากขบวนเฟืองชุดแรกวิ่งผ่านฟลูอิดคัพลิง ไปหมุนขับคลัตช์ (10) ทำให้เฟืองใน(11)หมุนด้วย อีกทางหนึ่งจากขบวนเฟืองชุดแรกเช่นเดียวกัน ส่งกำลังผ่านเพลา(7) ไปหมุนขับเฟืองซันเกียร์ (8) แคริเออร์(9) จะมีความเร็วตามอัตราทดที่เกิดจากการหมุนของชุดทั้งสอง คือ 1.45 : 1เป็นเกียร์สาม



รูป 2.13 แสดงการทำงานของเกียร์ 3

(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์,คำนึง สาขากร)

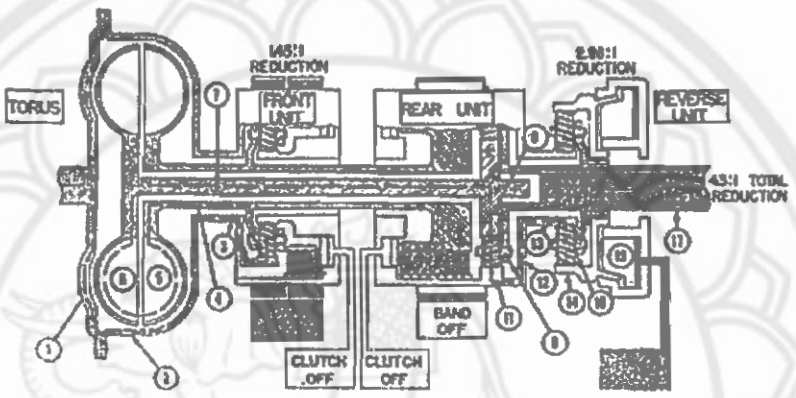
5.เกียร์ 4 หรือเกียร์สูง (Top gear) คลัตช์ของทั้งชุดแรกที่ทำงานและชุดที่สองทำงาน (Clutch on) ส่วนเบรกจะว่าง (Band off) ทั้งสองชุด อัตราทดจึงเท่ากับ 1 : 1 เป็นการส่งกำลังโดยตรง (Direct drive) ดังรูป 2.14



รูป 2.14 แสดงการทำงานของเกียร์ 4

(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์,คำนึง สาขากร)

6.เกียร์ถอยหลัง (Reverse) เมื่อคันเลือกเกียร์อยู่ที่ตำแหน่ง R วงจรไฮดรอลิกจะควบคุมให้คลัตช์ของขบวนเฟืองชุดแรกทำงาน (Clutch on) ส่วนเบรกจะว่าง (Band off) ขบวนเฟืองชุดถอยหลังคลัตช์จะทำงาน แต่โปรดสังเกตว่าการที่คลัตช์ทำงานนี้ก็คือ การยึดเฟืองในให้อยู่กับที่เช่นเดียวกับเบรกทำงาน (Band on) นั้นเอง สำหรับขบวนเฟืองชุดที่สองทั้งคลัตช์และเบรกจะว่าง (off) ชุดถอยหลังจะให้อัตราทด 2.96 : 1 ฉะนั้นอัตราทดรวมจะเท่ากับ 1.45* 2.96 = 4.3 : 1 โดยเกิดจากผลคูณของอัตราทดชุดหน้าและชุดถอยหลังดังรูป 2.15



รูป 2.15 แสดงการทำงานของเกียร์ถอยหลัง

(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์,คำนึง สาขากร)

การที่จะเกิดเป็นเกียร์ถอยหลัง จะเป็นเกียร์ถอยหลังได้ต่อเมื่อเพลาส่งกำลัง (Out put shaft) หมุนกลับทางกับเครื่องยนต์ จากรูป 2.15 จะเห็นได้ว่าการถ่ายทอดกำลังนะส่งผ่านขบวนเฟืองชุดแรกผ่านฟลูอิดคับปลิ้งและเพลา (7) ไปยังซันเกียร์ (8) จึงทำให้ซันเกียร์หมุนทางเดียวกับเครื่องยนต์ด้วยอัตราทด 1.45 : 1 ในขบวนเฟืองชุดที่สองนี้ทั้งคลัตช์และเบรกว่าง(Off) ฉะนั้นแคริเออร์ (9)และเฟืองในจะหมุนทางใดก็ได้ โปรดสังเกตว่าแคริเออร์ของชุดที่สองและชุดถอยหลังเชื่อมต่ออยู่กับเพลาว่างกำลัง(17) และเฟืองในของชุดที่สอง (11) เชื่อมต่ออยู่กับเฟืองซันเกียร์ (13)ของชุดถอยหลง เพื่อให้เข้าใจในการทำงาน โปรดพิจารณาตั้งแต่เมื่อรถอยู่กับที่ เพลากลางจะถูกยึดไว้โดยน้ำหนักของรถ นั้นคือแคริเออร์ของชุดที่สองและชุดถอยหลังไว้ให้อยู่กับที่ซันเกียร์ (8)จะหมุนกลับทิศทางด้วย ขณะนี้คลัตช์ของชุดถอยหลังทำงานจะยึดเฟืองในไว้จึงทำให้เฟืองในไว้จึงทำให้เฟืองแพลนเนต(16) หมุนย้อนกลับทางกับเครื่องยนต์ ฉะนั้นแคริเออร์จะหมุนย้อนทางกับเครื่องยนต์ด้วย เนื่องจากแคริเออร์ยึดเป็นตัวเดียวกับเวลาส่งกำลัง(17) จึงทำให้เพลาส่งกำลังหมุนย้อนมาหมุนกับเครื่องยนต์ด้วย นั้นคือเกิดเป็นเกียร์ถอยหลังด้วยอัตราทด 4.3 : 1

2.5 เพลา

เพลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด แรงอัด หรือแรงหลายอย่างรวมกันได้ ดังนั้น การคำนวณเพลาจึงต้องใช้ความเค้นผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้ยังอาจจะมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลาทำให้เพลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะนี้ นอกจากนี้เพลายังจะต้องมีความแข็งแกร่งเพียงพอ เพื่อลดมุมบิดภายในเพลาให้อยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะ ระยะโก่งของเพลาก็เป็นสิ่งที่สำคัญในการกำหนดขนาดเพลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลามีระยะโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุน ทำให้ความเร็ววิกฤตของเพลาลดลง ซึ่งอาจทำให้เพลามีการสั่นอย่างรุนแรงในขณะที่ความเร็วของเพลาเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดที่รองรับเพลา เช่น บอลแบริ่งก็ต้องมีการเยื้องแนวในการใช้งานที่พอเหมาะกับเพลาด้วย

2.5.1 วัสดุเพลา

วัสดุทั่วไปที่ใช้ทำเพลา คือ เหล็กกล้าละมุน(mind steel) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้วมักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลา เช่น AISI 1347 3140 4150 ฯลฯ

2.5.2 การพิจารณาในการออกแบบเพลา

ถึงแม้ว่าจะไม่มีมาตรฐานสำหรับพิกัดมุมบิดของเพลาไว้ก็ตาม ในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มุมบิดของเพลาในเครื่องจักรทั่วไปไม่เกิน 0.3 องศาต่อความยาวเพลา 1 m สำหรับเพลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มีมุมบิดได้ถึง 1 องศาต่อความยาวเพลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลา สำหรับเพลาเครื่องจักรกลโดยทั่วไป ค่าระยะโก่งระหว่างจุดที่รองรับด้วยแบริ่งควรจะไม่เกิน 0.08mm/m

2.5.3 การออกแบบเพลาตามโค้ดของ ASME

เพลาส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้เพราะเวลาเพลาหมุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาได้ ดังนั้นเพลาจึงเกิดความเสียหายเนื่องมาจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิตยศาสตร์ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้ามาเกี่ยวข้องด้วย

ถ้าให้ C_m = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการดัด

C_t = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

สมการคำนวณสำหรับเพลาตัน

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau_d}\left[\left(C_t T\right)^2 + \left(C_m M\right)^2\right]^{0.5} \qquad (2.3)$$

โดยที่

d = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของเพลา

T = แรงบิดที่เกิดขึ้นในเพลา

M = โมเมนต์ที่เกิดขึ้นในเพลา

τ_d = ความเค้นเฉือนใช้งาน

ค่าตัวประกอบความล้าสามารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำ ซึ่งดูได้จากตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 แสดงค่าตัวประกอบความ

ชนิดของแรง	C_m	C_t
เพลาอยู่นิ่ง :		
แรงสม่ำเสมอ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5 –2.0	1.5 – 2.0
เพลาหมุน :		
แรงสม่ำเสมอ หรือ เพิ่มขึ้นช้าๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา	1.5 – 2.0	1.0 – 1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0 – 3.0	1.5 – 3.0

เพลาซึ่งมีใช้อยู่ในงานธรรมดาทั่วไปควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

τ_d = 55 N/mm^2 สำหรับเพลาที่ไม่มีร่องลิ่ม

τ_d = 41 N/mm^2 สำหรับเพลาที่มีร่องลิ่ม

2.6 สายพาน

การส่งกำลังแบบสายพานเป็นการส่งกำลังที่นิยมใช้ มีราคาถูก และใช้งานง่าย เพราะเป็นการส่งกำลังแบบอ่อนตัวได้จึงสามารถรับแรงกระตุกได้ดี ขณะใช้งานเสียงดัง ค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาต่ำ ฯลฯ แต่มีข้อเสียคือ อัตราทดไม่ค่อยแน่นอนนัก เนื่องมาจากการสลิป (Slip) และการครีพ (Creep) ของสายพาน และต้องมีการปรับแรงดึงในสายพานระหว่างใช้งาน นอกจากนั้นยังไม่สามารถใช้กับอัตราทดสูงมากได้ ซึ่งมักใช้กับอัตราทดไม่เกิน 5

2.6.1 ชนิดและวัสดุสายพาน

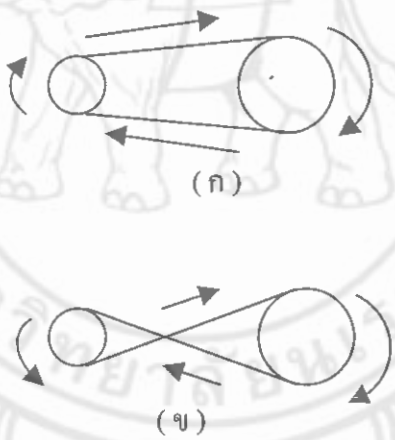
สายพานแบ่งออกเป็น 4 ชนิดตามลักษณะหน้าตัดของสายพาน คือ สายพานแบน(Flat Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า สายพานลิ่ม(V - Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู สายพานกลม(Ropes) มีหน้าตัดเป็นรูปวงกลม และไทม์มิงเบ็ลท์(Timing Belts) มีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู แต่จะทำเป็นร่องคล้ายฟันเฟืองตลอดความยาวสายพาน สายพานแต่ละชนิดจะมีลักษณะการใช้งานที่ต่างกัน

วัสดุที่ใช้ทำสายพานจะต้องมีค่าความต้านทานสูง (Strength) สามารถบิดตัวได้ดี และจะต้องมีค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสสูง

วัสดุที่ใช้ทำสายพานซึ่งใช้งานกันมากนักก็คือ หนังโดยทั่วไปจะใช้ค่าความปลอดภัยประมาณที่ 10 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสายพานหนังจะมีค่าประมาณ 0.40 – 0.50 ความเร็วที่ใช้งานของสายพานควรจะอยู่ประมาณช่วง 1000 – 2000 m/min

2.6.2 ลักษณะการขับด้วยสายพาน

เนื่องจากคุณสมบัติในการอ่อนตัวของสายพาน จึงอาจจัดลักษณะการขับของสายพานได้ต่างๆกัน ลักษณะทั่วไปที่นิยมใช้ในการขับสายพานดังรูป



รูปที่ 2.16 แสดงลักษณะการขับด้วยสายพาน

เมื่อต้องการขับเพลาที่อยู่ขนานกัน และต้องการให้เพลาทั้งสองหมุนในทิศทางเดียวกัน ก็จะทำในลักษณะดังรูป 2.16 (ก) เรียกว่า โอเพนไดรว์(Open drive) และถ้าเพลาอยู่ห่างกันมากควรจะให้สายพานล่างตึงและสายพานบนหย่อน แต่ถ้าต้องการให้เพลาทั้งสองหมุนสวนทางกันก็ทำได้โดยวิธีดังรูป 2.16 (ข) เรียกว่าครอสไดรว์(Crossed drive) แต่การขับในลักษณะนี้จุดที่สายพานไขว้กันจะทำให้สายพานถูกัน ทำให้สายพานสึกหรอมาก ดังนั้นเพื่อป้องกันมิให้สายพานสึกหรอมากเกินไปจึงควรให้จุดศูนย์กลางของล้อสายพานอยู่ห่างกันไม่น้อยกว่า 20 เท่าของความกว้างสายพานและทำงานที่ความเร็วสายพานไม่เกิน 15 m/s

2.6.3 การครีพและการสลิป

การครีพ เป็นปรากฏการณ์ที่สายพานเปลี่ยนความเร็วเป็นความเร็วที่ช้าลงบนล้อขับ และเพิ่มความเร็วรอบบนล้อตาม เมื่อแรงภายนอกเพิ่มขึ้นโดยไม่เพิ่มแรงดึงชั้นต้นในสายพาน สายพานทุกส่วนจะเกิดการเปลี่ยนแปลงแรงดึงในตัวสายพานเมื่อเริ่มเข้าสู่โค้งสัมผัส ถ้าแรงภายนอกมากเพียงพอ ส่วนโค้งที่เกิดการครีพอาจจะเท่าส่วนโค้งสัมผัส ดังนั้นการสลิปจึงเกิดขึ้น

การออกแบบการขับด้วยสายพานที่ดี เมื่อทำงานในสภาวะปกติไม่ควรมีการสลิป แต่การครีพจะเกิดขึ้นเสมอไม่ว่าจะเป็นสายพานชนิดใดก็ตาม การครีพและการสลิปทำให้สูญเสียกำลังงานและความเร็ว แต่การสูญเสียที่เกิดจากการครีพจะมีค่าน้อยมาก การสลิปอาจจะทำให้เกิดความร้อนมากเพียงพอที่จะทำให้ผิวหน้าของสายพานเกิดความเสียหายได้ ดังนั้นจึงควรระมัดระวังไม่ให้เกิดการสลิปด้วยวิธีการดึงสายพานให้ตึงเพียงพอก่อนการใช้งานเพื่อกำจัดการสลิป

เมื่อให้ d และ D เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อขับและล้อตาม n_1 และ n_2 เป็นความเร็วรอบของล้อขับและล้อตามแล้ว

ความเร็วของล้อขับ ; $V_{b1} = \pi \cdot d \cdot n_1$ (2.4)

ความเร็วของล้อตาม ; $V_{b2} = \pi \cdot D \cdot n_2$ (2.5)

เมื่อไม่มีการสลิป สายพานบางมากและไม่มีการยืดตัวแล้ว $V_{b1} = V_{b2}$ อัตราทด m_ω เท่ากับ

$$m_\omega = n_1 / n_2 = D/d \quad (2.6)$$

สายพานลิ่มที่ใช้ส่งกำลังได้ค่อนข้างมาก โดยแรงดึงขั้นต้นในสายพานค่อนข้างน้อย ทั้งนี้เพราะว่าผลจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียว กับร่องรูปลิ่มของล้อสายพานทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลทำให้สายพานทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ แม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสที่น้อย และมีแรงดึงค่อนข้างต่ำ เหมาะกับการใช้งานในกรณีที่ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อย

การขับด้วยสายพานลิ่ม มีข้อดีคือ เงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้ดี มีประสิทธิภาพดี และแบริ่งของเพลาไม่ต้องรับแรงมากเกินไป จึงมักใช้ในการขับทางอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานได้โดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7 : 1 หรืออาจใช้ได้สูงถึง 10 : 1

กำลังที่ส่งได้โดยสายพานลิ่มหาได้จาก

$$W_p = z (F_1 - F_2) V_b \quad (2.7)$$

โดยที่ V_b = **ความเร็วของสายพาน , m/s**

z = **จำนวนสายพาน**

ความยาวพิตช์โดยประมาณของสายพานลิ่มหาได้จากสมการ

$$L_p = 2C + 1.57\left(D_p + d_p\right) + \frac{\left(D_p - d_p\right)^2}{4C} \qquad (2.8)$$

คำนวณหาจำนวนสายพานได้โดย

$$z = \frac{W_p N_s}{P_R N_a N_l} \qquad (2.9)$$

โดยที่ z = จำนวนเส้นของสายพานลิ่ม

W_p = กำลังที่ต้องการส่ง

N_s = ตัวประกอบใช้งานหาค่าได้จากตารางที่ ค.1

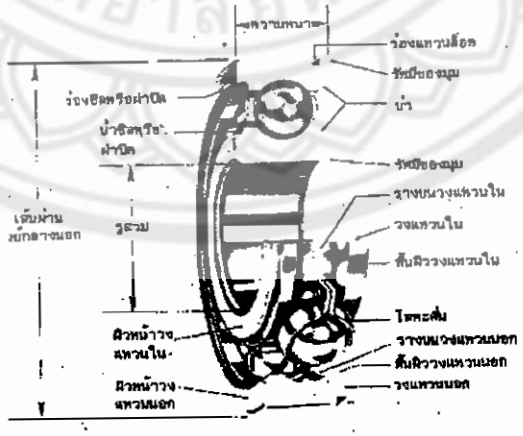
N_a = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งหาได้จากตารางที่ ค.2

N_l = ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพานหาได้จากตารางที่ ค.3

P_R = กำลังของสายพานลิ่มหาได้จากตารางที่ ค.3

2.7 ลูกปืน (โรลลิ่งแบริ่ง)

ตลับลูกปืนเป็นลักษณะของแบริ่งรับแรง โดยอาศัยลักษณะที่แบริ่งที่มีผิวสัมผัสแบบกลิ้ง ประกอบด้วยร่องลึกเป็นทางกลิ้งสำหรับลูกกลิ้งทรงกลม เป็นลักษณะที่มีใช้กันอย่างแพร่หลาย ใช้ปริมาณสารหล่อลื่นน้อย ติดตั้งได้ง่าย และสามารถหาเปลี่ยนเมื่อเกิดการชำรุดได้สะดวก สามารถที่จะรับแรงรุนกับแรงในแนวรัศมีได้พร้อมกัน



รูป 2.17 แสดงส่วนต่างๆของบอลแบริ่ง

(ที่มา : การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 , ชาญ ถนัดงาน)

สำหรับบอลแบริ่งชนิดนี้หรือตามมาตรฐานอ้างอิงเรียกว่า บอลแบริ่งชนิดที่มีลูกกลิ้งหนึ่งแถวร่องลึกจะมีการใช้โลหะปิดไว้ระหว่างช่องว่างของช่องว่างของวงแหวนเพื่อป้องกันสิ่งสกปรกรวมทั้งช่วยรักษาปริมาณของไขข้นมิให้รั่วไหลออกมาจากแบริ่ง

การกำหนดมาตรฐานของแบริ่งจะอ้างอิงมาตรฐานสมาคม AFBMA (Anti – Friction Bearing Manufacturers Association) ซึ่งเข้ากับมาตรฐาน ISO มาตรฐานนี้จะบอกถึงมิติภายนอกของแบริ่ง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก ภายใน และความหนา ส่วนมิติภายในแบริ่งให้เป็นตามที่ผู้ผลิตออกแบบ

2.7.1 ความเสียดทานและอายุการใช้งานของแบริ่ง

โดยปกติแล้วค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิ แรง ความเร็ว การหล่อลื่น การซีลของแบริ่ง ที่สำคัญคือ ความเร็ว และแรงที่เป็นตัวแปรสำคัญในการออกแบบและเลือกใช้แบริ่งให้ตรงตามมาตรฐานผู้ผลิต ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับแบริ่งบางชนิดดูได้จากตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 แสดงค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
(ที่มา : การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2 , ชาญ ถนัดงาน)

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

โดยปกติแบริ่งจะมีความเสียหายเนื่องจากความล้าที่เกิดขึ้นในวัสดุแบริ่ง เพราะมีเศษวัสดุเศษผงโลหะหลุดออกมาเป็นจำนวนมาก เป็นสาเหตุมาจากพื้นที่สัมผัสระหว่างลูกกลิ้ง(roller)และวงแหวน(bearing)มีค่าน้อย ความเค้นที่เกิดขึ้นเข้าใกล้ความเค้นของเฮร์ซตามทฤษฎีของอิลาสติซิตี้ ในขณะที่ลูกกลิ้งหมุนไปรอบวงแหวน วัสดุที่รับแรงของแบริ่งจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่มีค่าเปลี่ยน

ห้องสมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์

จากศูนย์ไปยังค่าสูงสุดแล้วกลับลงมาเป็นศูนย์อยู่ตลอดเวลา แต่เนื่องจากค่าความเค้นนี้สูงกว่าขีดจำกัดความทนทานของวัสดุแบริ่ง ดังนั้นอายุการใช้งานของแบริ่งมีระยะเวลาจำกัดขึ้นอยู่กับความเค้นที่กระทำซ้ำ ตามการทดลองของ Lundberg และ Palmgren ซึ่งเป็นพื้นฐานสำหรับการประเมินค่ามาตรฐานของ AFBMA จะทำให้ทราบว่าอายุการใช้งาน L เป็นสัดส่วนกลับกับแรงในแนวรัศมี P จะเป็นไปดังนี้

$$L \propto 1/(P^k) \qquad (2.10)$$

โดยที่ค่าคงที่ $k = 3$ สำหรับบอลแบริ่ง

$k = 3.33$ สำหรับโรลเลอร์แบริ่ง

อายุการใช้งาน L นี้มักจะนับเป็นจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบของเพลาอันหนึ่ง หรือนับเป็นจำนวนล้านรอบ mr (millions of revolution)

ในการคำนวณการออกแบบยังมีความจำเป็นที่ต้องใช้ทฤษฎีการคำนวณการสูญเสียของกำลังงานที่ต้องสูญเสียไปความเสียดทาน โดยอาศัยการคำนวณจาก

$$W_p = \frac{(2\pi nT)}{60} = \frac{\left(\pi f F_r d_b n\right)}{60} = \frac{\left(\pi f F_a d_b n\right)}{60} \qquad (2.11)$$

โดยที่ W_p = กำลังงานเป็น watt

T = แรงบิดเนื่องจากแรงเสียดทาน Nm

n = ความเร็วรอบของเพลาเป็น rpm

d_b = ขนาดรูสวมของแบริ่งเป็น m

F_r = แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวรัศมีเป็น N

F_r = แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวแกนเป็น N

f = ค่าของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

2.7.2 การประเมินค่าอายุใช้งานและแรง

สมาคม AFBMA ได้ตั้งนิยามและจัดตั้งวิธีการเลือกแบริ่ง ดังต่อไปนี้

1. อายุการใช้งานของโรลลิ่งแบริ่ง หมายถึงจำนวนรอบหรือจำนวนชั่วโมง ซึ่งแบริ่งหมุนได้ก่อนที่จะเริ่มเกิดความล้าขึ้นในวงแหวนหรือลูกกลิ้ง

2. อายุประเมินของโรลลิ่งแบริ่งจำนวนหนึ่ง ซึ่งมีลักษณะเหมือนกันทุกประการ หมายถึงจำนวนรอบหรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่ ซึ่งแบริ่ง 90% จากจำนวนนี้สามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความเสียหายเนื่องมาจากความล้า และใช้แทนด้วยอายุใช้งาน L_{10}

3. แรงสถิตย์ประเมิน หมายถึงแรงในแนวรัศมีที่ทำให้เกิดระยะยุบตัวของลูกกลิ้งและ วงแหวนรวมกันเท่ากับ 0.0001 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกกลิ้ง และใช้แทนด้วย C_0 ค่าของ C_0 สำหรับแบริ่งอนุกรมมิติต่างๆ ดูได้จากตารางที่ ค.5 ค่า C_0นี้ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้ทำแบริ่ง จำนวนแถวของลูกกลิ้งในแบริ่ง จำนวนลูกกลิ้งต่อแถว มุมสัมผัสตลอดจนขนาดของลูกกลิ้ง และวงแหวน

4. แรงพลวัตประเมิน บางครั้งอาจจะเรียกว่าสมรรถนะแรงพลวัตของโรลลิ่งแบริ่ง หมายถึง แรงที่กระทำในแนวรัศมี ซึ่งแบริ่งที่มีลักษณะเหมือนกันจำนวนหนึ่งจะรับได้ โดยมีอายุประเมิน L_{10} เท่ากับหนึ่งล้านรอบเมื่อวงแหวนอันในเป็นตัวหมุนและวงแหวนอันนอกอยู่นิ่ง และใช้แทนด้วย C ซึ่งแสดงอยู่ในตารางที่ ค.5

2.7.3 แรงสมมูล

ในการใช้งานจริง โรลลิ่งแบริ่งอาจจะรับทั้งในแนวรัศมีและแนวแกน และวงแหวนในหรือนอกจะเป็นอันที่หมุนก็ได้ ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่จะต้องเปลี่ยนแรงและเงื่อนไขจากที่ใช้ทำงานจริงๆ มาให้เป็นแรงในแนวรัศมี โดยมีวงแหวนในเป็นตัวหมุน เรียกว่า แรงสมมูล เพื่อจะได้ใช้ในการเลือกแบริ่งจากแค็ตตาล็อกได้ และคำนวณได้จากสมการ

$$P = XVF_r + YF_a \qquad (2.12)$$

โดยที่ P = แรงสมมูล

F_r = แรงในแนวรัศมี

F_a = แรงในแนวแกนหรือแรงรุน

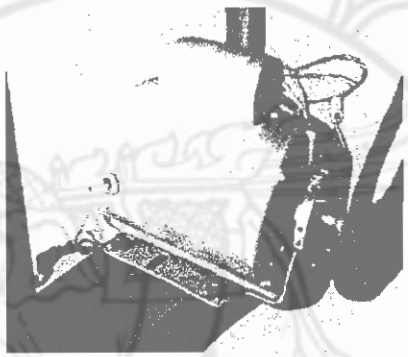
V = ตัวประกอบการหมุน มีค่าเท่ากับ 1 เมื่อวงแหวนในเป็นตัวหมุน และ มีค่าเท่ากับ 1.2 เมื่อวงแหวนตัวนอกหมุน ถ้าเป็นบอลแบริ่งชนิด self – aligning ให้ใช้เท่ากับ 1

X = ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี

Y = ตัวประกอบแรงรุน

2.8 มอเตอร์ (MOTOR)

มอเตอร์ที่มีใช้ทั่วไปแบ่งออกเป็น 2 ชนิดใหญ่ ๆ คือ มอเตอร์เฟสเดียวและมอเตอร์สามเฟสมอเตอร์เฟสเดียวที่มีใช้ทั่วไป ส่วนมากเป็นมอเตอร์ตัวเล็ก ๆ มีขนาด 3 แรงม้าลงมา ส่วนมอเตอร์ที่มีแรงม้าตั้งแต่ 3 แรงม้าขึ้นไปจะเป็นมอเดอร์สามเฟส ทั้งนี้เพราะมอเตอร์เฟสเดียวเมื่อเทียบกับมอเตอร์สามเฟสแล้ว มอเตอร์เฟสเดียวจะมีขนาดและรูปร่างใหญ่กว่าและราคาจะสูงกว่ามอเตอร์แบบสามเฟส แต่มอเตอร์เฟสเดียวก็มีผู้นิยมใช้กันมากกว่า เนื่องจากมอเตอร์เฟสเดียวสามารถใช้กับไฟ 2 สายตามบ้านได้ แต่มอเตอร์สามเฟสจะต้องใช้กับไฟฟ้าสามเฟสหรือ 3 สาย ซึ่งในเมืองไทยเราค่าติดตั้งยังแพงมาก



รูป 2.18 มอเตอร์

ขนาดมอเตอร์	3 / 4	แรงม้า (hp)
กระแสไฟฟ้า	4.5	A
ความเร็วรอบ	3000	RPM

2.9 เบรก

เบรกเป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับควบคุมการเคลื่อนที่ของวัตถุ โดยการควบคุมพลังงานจลน์ โดยทั่วไปแล้วจะทำให้วัตถุเคลื่อนที่ช้าลงหรือหยุดการเคลื่อนที่ เช่น เบรกสำหรับรถยนต์ เบรกสำหรับรถมอเตอร์ไซค์ ปั้นจั่น ฯลฯ ข้อสำคัญข้อหนึ่งในการเลือกเบรกก็คือ ความสามารถในการรับแรงบิด (Torque Capacity) ซึ่งเหมือนกับคลัตช์ แต่ข้อคิดที่สำคัญอีกข้อหนึ่งในการเลือกเบรกก็คือ ความสามารถในการรับและระบายความร้อนออกจากเบรก ทั้งนี้เพราะเบรกที่ใช้ในการต่อชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่เข้ากับชิ้นส่วนที่หยุดอยู่กับที่เพื่อให้ดูดซึมพลังงานจลน์ และปริมาณความร้อนที่เกิดจากการเสียดสีอาจจะมีค่ามากก็ได้

สำหรับการเบรกในระยะเวลาสั้นๆ อาจจะสมมุติได้ว่า พลังงานความเสียดทานทั้งหมดเปลี่ยนไปเป็นพลังงานความร้อนที่คุม และไม่มีการสูญเสียความร้อนโดยการพาความร้อนอื่นๆ ภายใต้ข้อสมมุตินี้อาจจะคำนวณหาอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นได้จากสมการ

$$E = mc_p\Delta t \qquad (2.13)$$

โดยที่ E = พลังงานความเสียดทานที่เบรกรับไว้ , J

m = มวลของคุม , kg

Δt = อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น , K

c_p = ค่าความร้อนจำเพาะ , J/kg•K

ค่าความร้อนจำเพาะอาจจะใช้ค่าประมาณดังนี้

เหล็กหล่อ , c_p = 543 J/kg•K

เหล็กกล้า , c_p = 500 J/kg•K

อลูมิเนียม , c_p = 1050 J/kg•K

ดิสก์เบรก (disc brake) ลักษณะทั่วๆไปมีอยู่ 2 ชนิด คือ แบบแรกเรียกว่าคาลิเปอร์ caliper ซึ่งเป็นแบบที่มีจานเบรกและมีผ้าเบรกจับจานเบรกที่กำลังหมุน ดิสก์เบรกแบบนี้มีใช้ทั่วไปในรถยนต์ เครื่องบิน และในโรงงานอุตสาหกรรมทั่วไป ส่วนแบบที่สองเป็นแบบ plate ซึ่งมีลักษณะใช้จานผ้าเบรกไปเบรกจานเบรกที่กำลังหมุนอาจจะใช้ plate หลายๆแผ่น การระบายความร้อนในแบบนี้จะไม่ดีเท่าแบบคาลิเปอร์ ดิสก์เบรกระบายความร้อนได้ดีกว่าเบรกก้ามปู

การคำนวณหากำลังและแรงบิดในดิสก์เบรกแบบคาลิเปอร์

$$W_p = \frac{2\pi n T}{60} \qquad (2.14)$$

โดยที่ W_p = กำลังงาน , watt

T = แรงบิดเนื่องจากแรงเสียดทาน , Nm

n = ความเร็วรอบของเพลา , rpm

d = ขนาดรูสวมของแบริ่ง , m

$$T = F\,r \qquad (2.15)$$

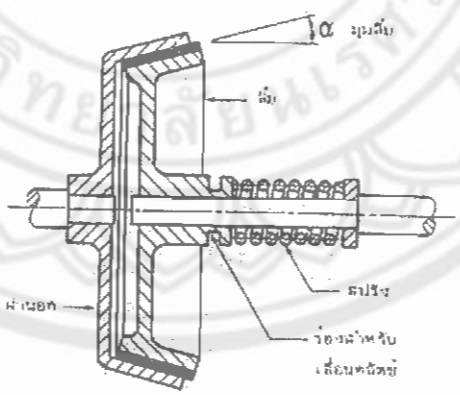
โดยที่ T = แรงบิด , Nm

F = แรงเสียดทานที่ใช้ในการหยุด , N

r = รัศมีของจานเบรก , m

รูป 2.19 ดิสก์เบรก

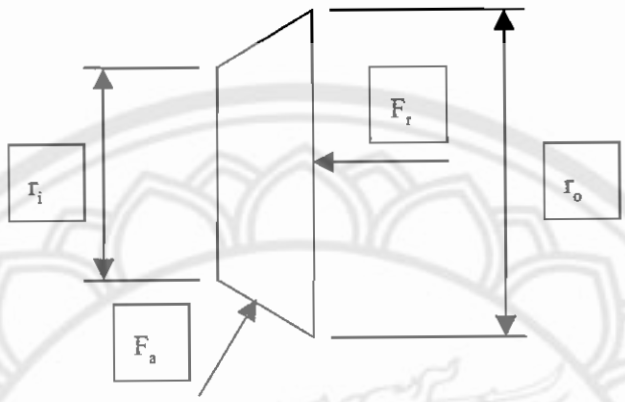
2.10 คลัตช์ลิ่ม



รูปที่ 2.20 คลัชต์ลิ่ม

(ที่มา : ระบบส่งกำลังของรถยนต์ , เกษม ประพฤติธรรม)

คลัตช์ลิ่มมีความสามารถในการส่งกำลังได้มากกว่าคลัตช์แผ่น เมื่อมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากัน และใช้แรงกดเท่ากัน ทั้งนี้เพราะคลัตช์ลิ่มมีพื้นที่สัมผัสมากกว่าและมีคุณสมบัติลิ่มด้วย คลัตช์ลิ่มนิยมใช้สำหรับการส่งกำลังที่ความเร็วไม่สูงนัก ส่วนการวิเคราะห์คลัตช์ลิ่มมีวิธีดังนี้



รูปที่ 2.21 แสดงแรงที่กระทำต่อคลัตช์ลิ่ม

โมเมนต์บิดที่คลัตช์หาได้จากสมการ

$$T = \frac{\pi f \left(r_o^2 - r_i^2 \right) P_{max}}{\sin\alpha} \qquad (2.16)$$

โดยที่ r_I = รัศมีวงนอก , m

r_o = รัศมีวงใน , m

P_{max} = ความดันใช้งานระหว่างผิวสัมผัส

f = ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานหาได้จากตารางที่ 2.3

α = มุมลิ่ม

ตารางที่ 2.3 แสดงวัสดุสำหรับคลัตช์และเบรก ล้า (ที่มา : การออกแบบเครื่องกล เล่ม 2)

วัสดุ	T_{MAX} ของดุม C^{o}	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน , f	P_{MAX} MPA
โลหะกับโลหะ	**260 – 315**	**0.25**	**1.40 – 1.70**
ไม้กับโลหะ	95	0.2 – 0.3	0.35 – 0.62
หนังกับโลหะ	65 – 95	0.3 – 0.4	0.10 – 0.28
แอสเบสตอสกับโลหะ	200	0.3 – 0.4	0.50 – 0.70
แอสเบสตอสกับโลหะจุ่มน้ำมัน	260	0.15	0.35 – 1.00
โลหะ sintered กับเหล็กหล่อจุ่มน้ำมัน	230	0.20	2.8

แรงที่ใช้ในการกดคลัตช์หาได้จากสมการ

$$T = \frac{f \cdot \left(r_o + r_i \right) \cdot F_{ak}}{2 \cdot \sin\alpha} \qquad (2.17)$$

โดยที่ F_{ak} = แรงที่ใช้ในการกดคลัตช์ , N

2.11 ลิ่มสลัก

ลิ่มสลักแบบเคลวิส มีลักษณะเป็นแท่งทรงกระบอก เมื่อนำไปใช้เป็นตัวกลางส่งผ่านแรงบิดของเพลา สลักจะรับแรงเฉือนที่พื้นที่หน้าตัด 2 ตำแหน่ง โดยมีสมการดังนี้

ค่าความเค้นเฉือน $\tau_{pin} = F / A$

แรงที่เกิดบนสลักเนื่องจากแรงบิด $F = Torque / 2d_{เพลา}$

พื้นที่รับแรงเฉือนของสลัก(เมื่อมีพื้นที่รับแรง 2 ตำแหน่ง) $A = (\pi \cdot d^2_{pin}) / 2$

ดังนั้นสมการสำหรับหาขนาดของสลักคือ

$$d_{pin} = \left[\frac{4 \cdot Torque \cdot N_{pin}}{d_{เพลา} \cdot \pi \cdot \tau_{pin}} \right]^{0.5} \qquad (2.18)$$

โดยที่ N_{pin} = ค่าความปลอดภัยของลิ่มสลัก