ปีการศึกษา 2531

ENERGY STORAGE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

โดย

นางสาวภาสวรรณ เกียรตินิมิตรา

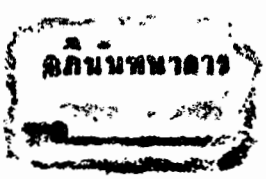
นายธีรนัยน์ จิตตะนุศาสตร์

นายธีระพงษ์ วงศ์วัฒนานนท์

นายภิเชฏฐ์ วังยายฉิม

อาจารย์ที่ปรึกษา

ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

023243 11 ส.ค. 2532

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2531

เรื่อง ENERGY STORAGE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

ผู้จัดทำ

1. นายธีรนัยน์ จิตตะนุศาสตร์
2. นายธีระพงษ์ วงศ์วัฒนานนท์
3. นางสาวภาสวรรณ เกียรติพิมิตรา
4. นายอภิเชฏฐ์ วังยายฉิม.

..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์)

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

023249

ENERGY STORAGE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

ภาสวรรณ เกียรตินิมิตรา

ธีรนัยน์ จิตตะนุศาสตร์

ธีระพงษ์ วงศ์รัตนานนท์

อภิเชฏฐ์ วังยายฉิม

ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์ อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2531

บทคัดย่อ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้เป็นเรื่องเกี่ยวกับการดัดแปลงอุปกรณ์ไฮดรอลิคส์ เพื่อนำมาใช้งานร่วมกับเครื่องยนต์ ทำให้เครื่องยนต์ประหยัดเชื้อเพลิงในการเผาไหม้มากขึ้น คือเก็บพลังงานที่สูญเสียไปโดยเปล่าประโยชน์ เช่นขณะที่เครื่องยนต์เดินเบา ไม่ได้ใช้งาน หรือขณะที่กำลังเบรคก็ตาม พลังงานส่วนนี้จะถูกปล่อยให้สูญเสียไป ดังนั้นเราจึงดัดแปลงเครื่องยนต์ให้จ่ายกำลังในขณะที่ไม่ใช้งานไปยังอุปกรณ์ไฮดรอลิคส์โดยนำไปหมุนมอเตอร์ไฮดรอลิคส์ เก็บไว้ในรูปความดันน้ำมันไฮดรอลิคส์ แทนที่จะปล่อยให้สูญเสียไป เมื่อวงจรไฮดรอลิคส์เก็บพลังงานจากเครื่องยนต์ไว้ในรูปความดันน้ำมันไฮดรอลิคส์สูงถึงขนาดที่ได้กำหนดไว้แล้ว ก็จะนำมาใช้ร่วมกับเครื่องยนต์เป็นเครื่องต้นกำลังสองตัวขับเคลื่อนร่วมกันทำให้ได้กำลังมากยิ่งขึ้น

อย่างไรก็ตาม โครงงานนี้เป็นเพียงต้นแบบเท่านั้น เพื่อเป็นการค้นคว้าถึงโอกาสและความเป็นไปได้ที่จะนำมาเกี่ยวกับเรื่องนี้ต่อไปถึงความเหมาะสมของขนาดของเครื่องยนต์ หรืออุปกรณ์ต่าง ๆ ซึ่งจะนำมาถึงความสำเร็จที่จะทำให้เครื่องยนต์ใช้งานได้อย่างเต็มที่และมีประสิทธิภาพในการขับเคลื่อนมากขึ้น ผู้ร่วมงานจึงหวังเป็นอย่างยิ่งว่า ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้คงจะมีประโยชน์อย่างมากสำหรับผู้สนใจ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ENERGY STORAGE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

PASAWAN KIATNIMITRA

THEERANAI CHITTANUSARTRA

TEERAPONG WONGRATTANANON

APHICHET VUNGYAICHIM

DR.MONGKOL MONGKOLWONGROJN ADVISOR

ACADEMIC YEAR 1988

ABSTRACT

This thesis deals with the feasibility study of the energy storage system for internal combustion vehicles. The hydraulic system is developed in order to store the regenerative energy when the vehicle is stopped and the engine run at idle speed. This project has concentrated on the design,assembly and experimentation on the experimental model.

From experimental results. The performance of the preexperimental model is improved malnly due to the engine idle speed decrease. Therefore,the efficiency of the model is likely to increase but the control unit for this system is very complicated.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
1. บทนำ	1
2. อุปกรณ์และส่วนประกอบ	1-1
-เครื่องยนต์ (ENGINE)	2
-ระบบส่งกำลัง (TRANSMISSION)	9
-คลัทช์ (CLUTCH)	15
-ห้ามล้อรถยนต์ (AUTOMOTIVE BRAKE)	27
-เพลากลาง (PROPELLER SHAFT)	34
-เพลาท้าย (REAR AXLE)	35
-ตุ้มน้ำหนักถ่วง	41
-ระบบไฮดรอลิคส์	42
3. หลักการทำงานและการคำนวณ	48
-หลักการทำงานของระบบ	48
-หลักการคำนวณ	56
4. การทดลองและผลการทดลอง	60
-สรุปผลและวิจารณ์	63
-แนวทางแก้ไขและพัฒนา	64
ภาคผนวก	65
กิตติกรรมประกาศ	88
บรรณานุกรม	89

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

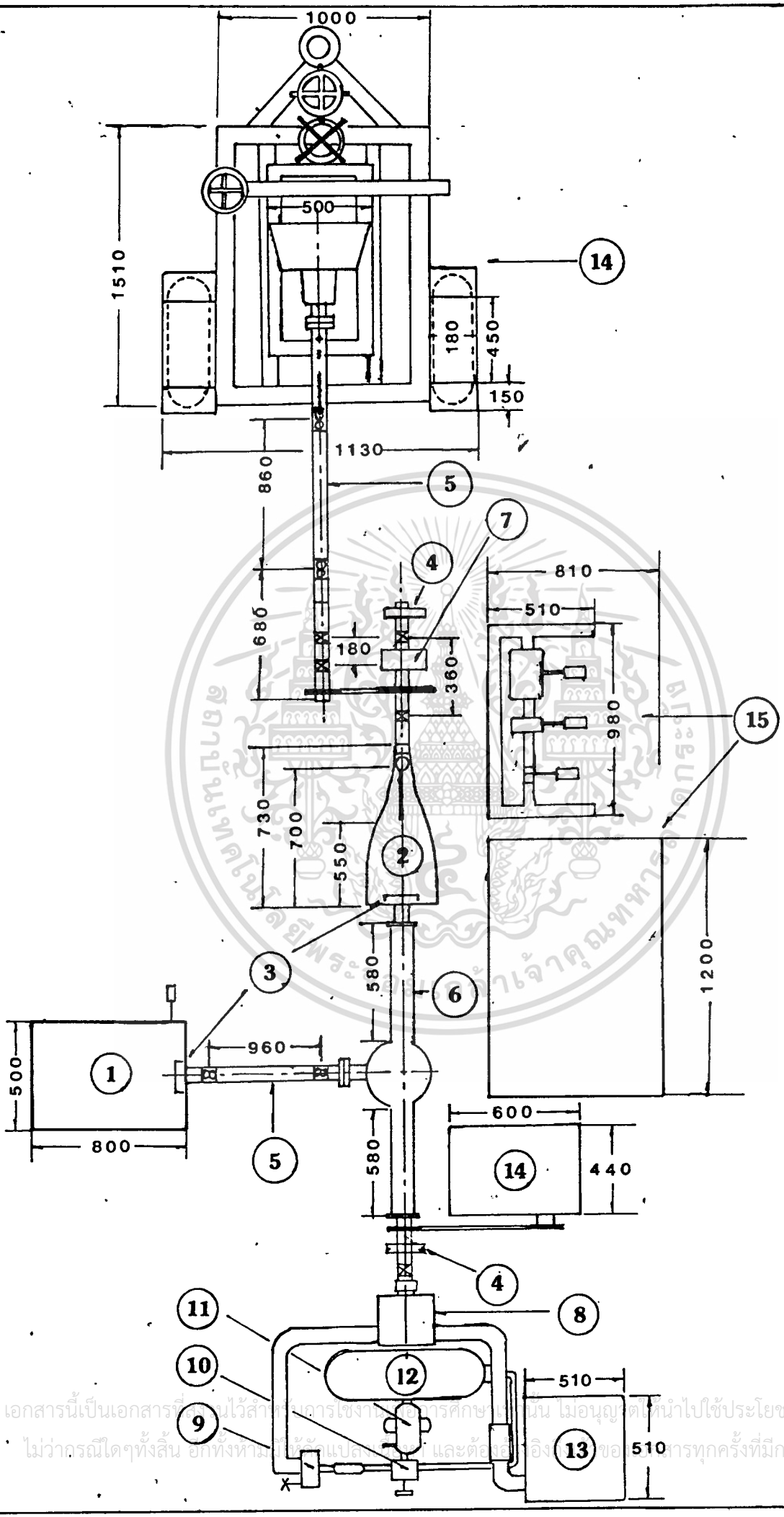
ในปัจจุบันนี้เทคโนโลยีทางด้านยานพาหนะได้รับการพัฒนาสูงขึ้นในทุกๆด้าน สำหรับทางด้านรถยนต์นั้น ได้มีการพัฒนาทั้งทางด้านระบบต้นกำลัง ระบบส่งกำลังและแม้กระทั่งระบบเชื้อเพลิง ซึ่งมีเป้าหมายที่จะให้ได้กำลังสูงสุดของระบบมาใช้งาน และสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายต่างๆได้

แต่นอกจากการพัฒนาให้เครื่องยนต์มีกำลังเพิ่มขึ้นแล้ว อีกสิ่งหนึ่งที่น่าคำนึงถึงก็คือ การที่เครื่องยนต์นั้นๆได้สูญเสียกำลังบางส่วนไปโดยเปล่าประโยชน์ ในระหว่างการใช้งานเช่นในขณะที่รถยนต์ประสบกับภาวะการจราจรติดขัดบนท้องถนน ซึ่งเครื่องยนต์ก็ยังคงทำงานอยู่ แต่กำลังงานที่ได้มาจากการเผาผลาญเชื้อเพลิงนั้นก็สูญเปล่าไม่ได้ถูกนำไปใช้ หรือในขณะที่เราเหยียบเบรคเมื่อรถแล่นอยู่ กำลังงานของเครื่องยนต์ส่วนหนึ่งในขณะนั้นก็สูญเสียไปเช่นกัน

ระบบเก็บสะสมพลังงานโดยใช้ระบบไฮดรอลิคส์จึงได้ถูกทดลองสร้างและพัฒนาขึ้นมาเพื่อจุดประสงค์ที่จะเก็บพลังงานที่สูญเปล่าไปในช่วงเวลาเหล่านี้ เข้าไว้ในรูปของแรงดันในระบบไฮดรอลิคส์ เพื่อที่จะสามารถนำพลังงานนั้นกลับมาใช้งานได้อีกในสภาวะปรกติ ซึ่งจะเป็นการลดการสิ้นเปลืองพลังงานลงได้

สำหรับโครงงานนี้เราได้วิเคราะห์ทดลองการทำงานของระบบเก็บพลังงานทั้งขณะเดินเครื่องรอบต่ำและขณะเบรค แต่ขณะนี้ได้ชุดต้นแบบให้ทดลองเก็บพลังงานเฉพาะในช่วงเบรคก่อน ส่วนในช่วงเดินเครื่องรอบต่ำนั้นจะได้มีการพัฒนาต่อไป โครงงานนี้ดำเนินการโดยนักศึกษาปีที่ 4 ภาควิชาเครื่องกล ประจำปีการศึกษา 2531 โดยมี ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์ เป็นอาจารย์ที่ปรึกษาและสนับสนุนโครงงานนี้มาโดยตลอด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

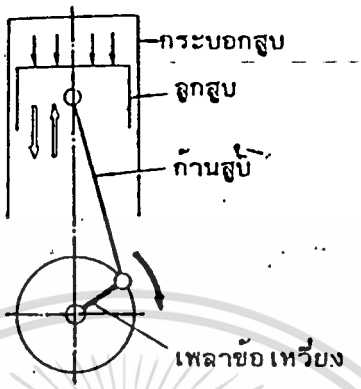


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องยนต์

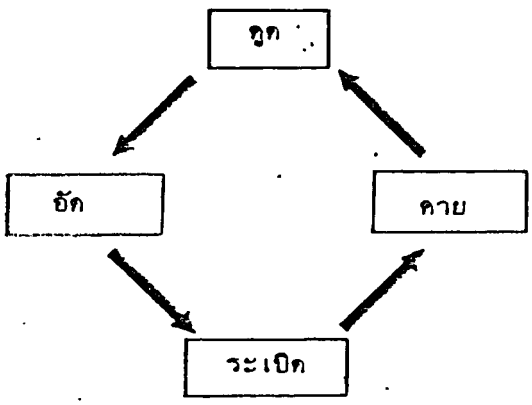
หลักการทั่วไปของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ

GENERAL THEORY OF FOR-CYCLE ENGINE



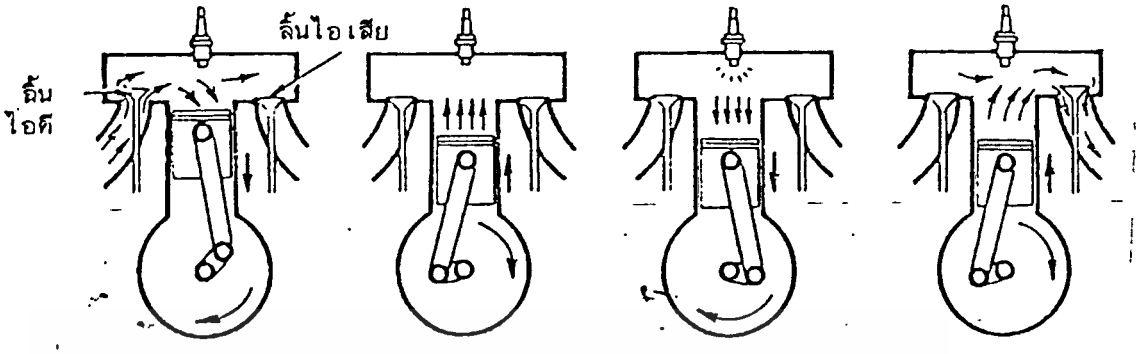
เครื่องยนต์เบ็นซินทำงานโดยการเผาไหม้ส่วนผสมของน้ำมันเบ็นซินกับอากาศ พลังงานความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้นี้ ใช้เป็นกำลังงานของเครื่องยนต์ในรถยนต์

ขบวนการเกิดกำลังงานความร้อนภายในกระบอกสูบ แรงดูดจะเพิ่มขึ้นดูดส่วนผสมของเชื้อเพลิงและอากาศจากคาบูเรเตอร์เข้าไปในกระบอกสูบ เมื่อลูกสูบเลื่อนขึ้นส่วนผสมของเชื้อเพลิงก็จะถูกอัดให้มีปริมาตรน้อยลง ทำให้มีแรงดันสูงขึ้น ประกายไฟฟ้าที่เขี้ยวหัวเทียนก็จะจุดส่วนผสมของเชื้อเพลิงให้เกิดการระเบิดขึ้น ผลักดันให้ลูกสูบและก้านสูบเคลื่อนที่ลงไปทำให้เพลาข้อเหวี่ยงเปลี่ยนการเคลื่อนที่ของลูกสูบและก้านสูบในทางตรงให้เป็นการหมุนเพลา ข้อเหวี่ยงนี้ต่ออยู่กับระบบส่งกำลังไปยังล้อหลัง ดังนั้นเมื่อเพลาข้อเหวี่ยงหมุน ล้อหลังก็จะพลอยหมุนตามไปด้วย และขับดันให้รถเคลื่อนที่ไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กลวัตร



จังหวะดูด (INTAKE STROKE)

เมื่อลูกสูบเลื่อนลงจากจุดศูนย์ตายบนไปยังจุดศูนย์ตายล่าง จะเกิดส่วนที่เป็นสูญญากาศเพิ่มมากขึ้น ดูดส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงกับอากาศจากคาร์บูเรเตอร์ผ่านทางลิ้นไอดีที่เปิดขึ้น เข้าไปในกระบอกสูบ จังหวะนี้เราเรียกว่าจังหวะดูด

จังหวะอัด (COMPRESSION STROKE)

เมื่อลูกสูบเลื่อนจากศูนย์ตายล่างขึ้นไปยังศูนย์ตายบน โดยที่ลิ้นทั้งสองคือลิ้นไอดีและลิ้นไอเสียปิด ส่วนผสมของเชื้อเพลิงก็จะถูกอัด เมื่อส่วนผสมของเชื้อเพลิงถูกอัด แรงดันและอุณหภูมิภายในกระบอกสูบก็จะเพิ่มขึ้น (ในจุดนี้ลูกสูบเคลื่อนที่ไป 2 จังหวะแล้วโดยที่เพลาข้อเหวี่ยงหมุนไป 1 รอบ)

จังหวะกำลังหรือจังหวะระเบิด (POWER STRKE)

เมื่อลูกสูบเลื่อนขึ้นถึงศูนย์ตายบนในจังหวะอัด ประกายไฟฟ้าจากเขี้ยวหัวเทียนก็จะจุดชนวนให้ส่วนผสมของเชื้อเพลิงเกิดการลุกไหม้ขึ้นอย่างรวดเร็ว จนคล้ายกับการระเบิดผลักดันให้ลูกสูบเคลื่อนที่ลงไปยังศูนย์ตายล่างเป็นครั้งที่ 2 (ที่ศูนย์ตายล่างนี้เป็นจังหวะที่ 3 ของการเคลื่อนที่ของลูกสูบและเพลาข้อเหวี่ยงหมุนไปได้ 1.5 รอบ)

ในเครื่องยนต์จริง ๆ เพื่อทำให้ประสิทธิภาพในการไหลของแก๊สเพิ่มมากขึ้น ลิ้นจะต้องเกือบเปิดหรือปิดสนิทที่ตำแหน่งศูนย์ตายล่าง จึงจักให้มีการปิด-เปิดลิ้นล่วงหน้าและหน่วงให้ช้า นี่คือจังหวะการทำงานของลิ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จังหวะคาย (EXHAUST STROKE)

เมื่อลูกสูบเลื่อนขึ้นจากศูนย์ตายล่าง แก๊สที่เผาไหม้ก็จะถูกขับให้ออกจากกระบอกสูบผ่านทางลิ้นไอเสียที่เปิดขึ้น (ที่จุดศูนย์ตายบนในจังหวะนี้ เพลาข้อเหวี่ยงจะหมุนไปได้ 2 รอบ และก็ครบรอบวัฏจักรการทำงานของลูกสูบ 4 จังหวะ)

คำเรียกสมรรถนะของเครื่องยนต์และการวัด

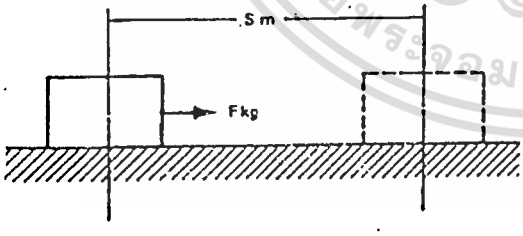
(ENGINE PERFORMANCE TERMS AND MEASUREMENT)

เครื่องยนต์ที่ทำงานโดยผลิตผลของความร้อนซึ่งเกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง แบ่งออกเป็น 2 ประเภทคือ

1. เครื่องยนต์เผาไหม้ภายใน เช่น เครื่องยนต์ของรถยนต์
2. เครื่องยนต์เผาไหม้ภายนอก เช่น เครื่องจักรไอน้ำ

สำหรับในที่นี้เราจะกล่าวถึงเกี่ยวกับเฉพาะเครื่องยนต์ภายในซึ่งเกี่ยวข้องกับเราโดยตรง การมีความรู้เกี่ยวกับหลักการเบื้องต้น จะช่วยให้สามารถมีความเข้าใจทฤษฎีของเครื่องยนต์เบนซินและวิธีการทำงานของ

ความจุความร้อน (HEAT CAPACITY)



ความจุความร้อนหมายถึงปริมาณความร้อนที่ต้องการจะทำให้อุณหภูมิของวัตถุเพิ่มขึ้น โดยการใช้น้ำเป็นมาตรฐาน ปริมาณความร้อนที่ต้องการให้อุณหภูมิของน้ำเพิ่มขึ้น 1 องศาเซนเซียส(หรือความจุความร้อนของน้ำ 1 กรัม) มีคำนิยามว่า 1 กรัมแคลลอรี่หรือเรียกง่าย ๆ ว่า 1 แคลลอรี่

เมื่อต้องการจะให้น้ำ 1 กิโลกรัมมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น 1 ซ จะต้องใช้ความร้อน 1 กิโลแคลอรี่

งานที่ใช้เคลื่อนวัตถุจะให้ระยะทางด้านกับแรงดันตรงข้าม ปริมาณของงาน (w) ที่ต้องการใช้เคลื่อนวัตถุ ขึ้นอยู่กับส่วนประกอบเพียง 2 อย่าง คือ

1. แรง (F) ที่ใช้เคลื่อนวัตถุมีหน่วยวัดเป็น กก.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ระยะทาง (S) ที่วัตถุเคลื่อนที่ไปมีหน่วยวัดเป็นเมตร ปริมาณของงานจึงเท่ากับผลผลิตของส่วนประกอบทั้ง 2 W = F*S

<u>กำลังงาน (แรงม้า)</u> (HORSE POWER)

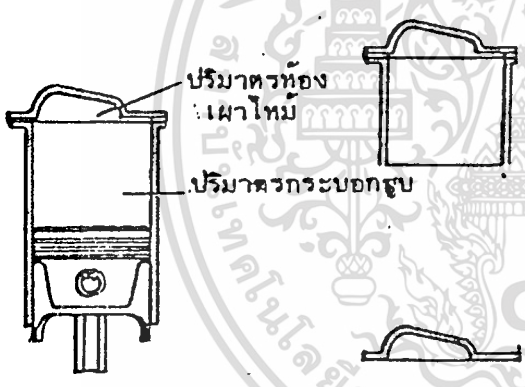
การทำงานร่วมกันของชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ทำให้เกิดกำลังงานขึ้นมา

กำลังงานหรือแรงม้าคือ วิธีการวัดความสามารถผลผลิตงานเครื่องยนต์เบ็นซิน อัตราที่ซึ่งงานกระทำเรียกว่ากำลังงาน การวัดกำลังงานจะมีเวลารวมอยู่ด้วย แต่การวัดงานไม่จำเป็นต้องมี

ตัวอย่างเช่น จะต้องการกำลังงานเท่าใดในการยกน้ำหนัก 150 kg. สูง 8 m. ในเวลา 4 s. เราคำนวณหาแรงม้าได้ดังนี้

(150*8)/(75*4) = 4 แรงม้า (HP)

<u>อัตราส่วนกำลังอัด</u> (COMPRESSION RATIO)



อัตราส่วนกำลังอัดหมายถึง ปริมาตรของส่วนผสมเชื้อเพลิงภายในกระบอกสูบที่ถูกอัดโดยลูกสูบจากศูนย์ตายล่าง (BTC) ถึงศูนย์ตายบน (TDC) ในจังหวะอัด การพิจารณาอัตราส่วนกำลังอัด พิจารณาจากผลรวมของปริมาตรกระบอกสูบและปริมาตรของห้องเผาไหม้ (ปริมาตรทั้งหมดของกระบอกสูบ เมื่อลูกสูบอยู่ที่ศูนย์ตายล่าง) หารด้วยปริมาตรของห้องเผาไหม้ (ปริมาตรเมื่อลูกสูบอยู่ที่ศูนย์ตายบน) หรือเขียนเป็นสูตรได้ดังนี้

อัตราส่วนกำลังอัด = (ปริมาตรกระบอกสูบ+ปริมาตรห้องเผาไหม้)/ปริมาตรห้องเผาไหม้

ถ้ากระบอกสูบมีปริมาตร 300 c.c. และห้องเผาไหม้มีปริมาตร 40 c.c. คำนวณอัตราส่วนกำลังอัดได้ดังนี้

อัตราส่วนกำลังอัด = (300+40)/40 = 8.5

อัตราส่วนกำลังอัดเป็นสิ่งที่มีความสำคัญต่อกำลังและความประหยัดของรถยนต์มาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประสิทธิภาพทางความร้อน (THERMAL EFFICIENCY)

ประสิทธิภาพทางความร้อนคือ เปอร์เซนต์ของพลังงานความร้อน (ความสามารถในการทำงาน) ในการเผาไหม้เชื้อเพลิง ซึ่งใช้ในการผลิตกำลังงานจริง ๆ ของเครื่องยนต์ พลังงานความร้อนทั้งหมดที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง จะสูญเสียไปกับระบบระบายความร้อนและอีกส่วนจะเสียไปกับระบบไอเสีย จะเหลือเพียงจำนวนเล็กน้อยในการผลิตกำลังงานออกมาจริง ๆ

พลังงานความร้อนในเครื่องยนต์จะสูญเสียไปกับสิ่งต่าง ๆ ดังนี้

ไอเสีย 34% ระบบหล่อเย็น 32% ขับปั๊มต่าง ๆ 30% กลไกต่าง ๆ 6%

ดังนั้นจะเหลือไปใช้ในการผลิตกำลังงานจริง ๆ เพียง 25%

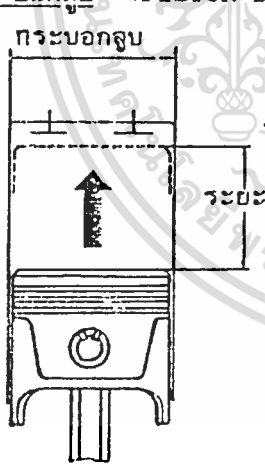
การคำนวณหาประสิทธิภาพทางความร้อนหาได้จากสูตร $(Q_1-Q_2)/Q_1$

เมื่อให้ Q_1 = ปริมาตรความร้อนทั้งหมดที่ได้จากเชื้อเพลิง (มีหน่วยเป็นกิโลแคลลอรี่)

Q_2 = ปริมาณความร้อนที่สูญเสียไป (เสียไปกับไอเสีย, ระบบหล่อเย็น, และความฝืด)

$Q_1 - Q_2$ = ปริมาณความร้อนที่ใช้ประโยชน์

ปริมาตรกระบอกสูบ (PISTON DISPLACEMENT)



ปริมาตรกระบอกสูบหรือความจุของกระบอกสูบคือ ปริมาตรลูกบาศก์เซนติเมตรซึ่งอยู่ภายในกระบอกสูบ เมื่อลูกสูบเลื่อนจากศูนย์ตายบนไปถึงศูนย์ตายล่าง คำนวณหาได้โดยประการแรกจะต้องหาพื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบเสียก่อน แล้วจึงคูณด้วยระยะชัก ปริมาตรกระบอกสูบทั้งหมดของเครื่องยนต์หาได้โดยการคูณปริมาณของกระบอกสูบใน 1 สูบด้วย จำนวนสูบทั้งหมด หรือหาจากสูตร

ปริมาตรกระบอกสูบ = $3.14*(d/2)^2*L*$จำนวนสูบ

เมื่อ d = เส้นผ่านศูนย์กลางของกระบอกสูบ (มีหน่วยเป็น ซม.)

L = ความยาวระยะชักของลูกสูบ (มีหน่วยเป็น ซม.)

$3.14*(d/2)^2$ = พื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบ

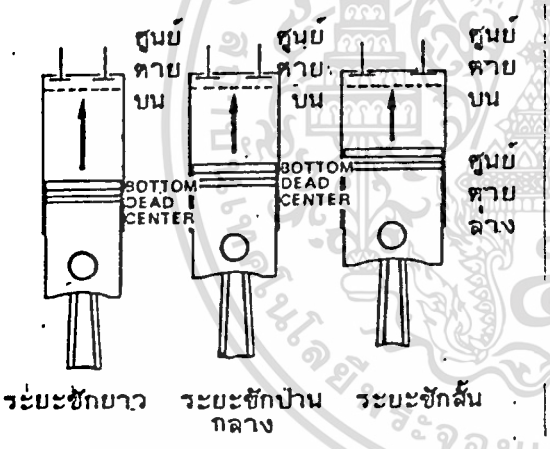
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

<u>กระบอกสูบและระยะชัก</u> (CYLINDER BORE AND PISTON STROKE)

เครื่องยนต์สามารถแบ่งประเภทตามความสัมพันธ์ระหว่างกระบอกสูบและระยะชักเมื่อขนาดของกระบอกสูบและระยะชักเท่ากัน เราเรียกว่า เครื่องยนต์แบบระยะชักปานกลาง เมื่อระยะชักสั้นกว่ากระบอกสูบ เราเรียกว่าเครื่องยนต์แบบระยะชักสั้น และเมื่อระยะชักยาวกว่ากระบอกสูบ เราเรียกว่าเครื่องยนต์แบบระยะชักยาว

ระยะชักที่สั้นกว่าทำให้ความเร็วของลูกสูบช้ากว่าที่ความเร็วรอบเท่ากัน เป็นเหตุให้มีความสึกหรอน้อยกว่า และมีอายุการใช้งานที่นานกว่าในเครื่องยนต์ทั้งหมด รถยนต์นั่งจึงนิยมใช้เครื่องยนต์แบบระยะชักปานกลางและระยะชักสั้น เพราะว่า

1. มันมีอาจุการใช้งานที่นานกว่า
2. สามารถลดความสูงของเครื่องยนต์ลงได้

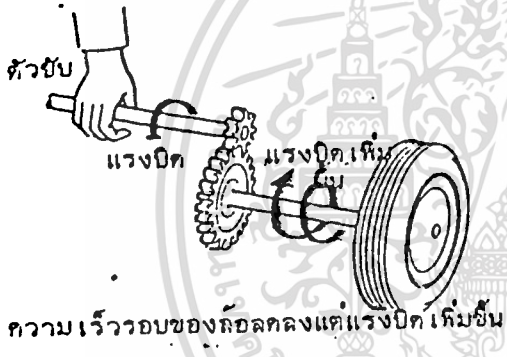


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระบบส่งกำลัง (TRANSMISSION)

1. หน้าที่ (FUNCTION)

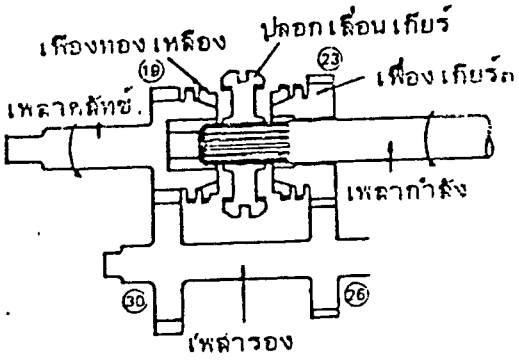
รถยนต์มีความต้องการแรงบิดอย่างมากเมื่อเริ่มเคลื่อนที่หรือขึ้นเนิน เมื่อรถยนต์มีความเร็วเพิ่มขึ้น แรงเฉื่อยของการออกรถครั้งแรกที่ยังมีอยู่ก็จะช่วยให้รถยนต์ต้องการแรงบิดน้อยลง แต่เครื่องยนต์มีขีดจำกัดในการผลิตแรงบิด ดังนั้นรถยนต์จึงต้องมีอุปกรณ์ช่วยเพิ่มแรงบิดเพื่อให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้โดยไม่ดับ



หน้าที่ของระบบส่งกำลังคือ

1. ลดรอบเครื่องลง เพิ่มแรงบิดเมื่อรถยนต์ต้องการแรงบิดอย่างมาก
2. ช่วยให้ล้อหมุนด้วยความเร็วรอบสูงขึ้นในระหว่างความเร็วสูงแต่แรงบิดน้อย ดังนั้นจึงช่วยให้ประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงและลดเสียงดังลง
3. ทำให้รถเคลื่อนที่ถอยหลังโดยการเข้าเกียร์ในขณะที่เครื่องยนต์ไม่สามารถหมุนกลับทางได้

2. อัตราทดของเกียร์ (GEAR RATIO)



ระบบส่งกำลังสามารถเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบและแรงบิดของเครื่องยนต์ได้โดยการใช้เกียร์ซึ่งมีอัตราทดต่าง ๆ กัน ตามรูปเป็นการขบกันของเกียร์ 3 ชิ้น จะทำให้ความเร็วรอบลดลงแต่แรงบิดเพิ่มขึ้น อัตราทดของเกียร์สามารถหาได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

023249

อัตราทดเกียร์ = (ความเร็วรอบของเครื่องยนต์)/(ความเร็วรอบของเพลากลาง)

ซึ่งหมายความว่าเครื่องยนต์จะต้องหมุนกี่รอบจึงจะทำให้เพลากลางหมุนได้หนึ่งรอบ ตามรูปเป็นการเปรียบเทียบความเร็วรอบของเฟืองเกียร์สองตัวที่ขบกันอยู่ โดยมีฟันเฟืองไม่เท่ากัน ดังนั้นเมื่อนำมารวมกันตามในรูปแล้วหาค่าอัตราทดเกียร์ซึ่งเป็นของเกียร์ 3 ออกมาจะได้ = 1.397 ดังตัวอย่างคือ

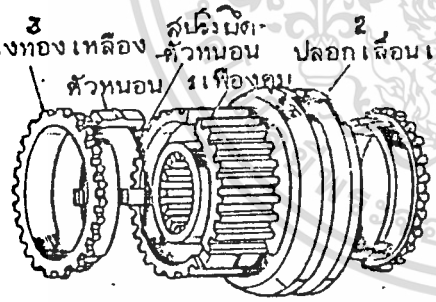
(30(ฟันเฟืองตาม)/19(ฟันเฟืองขับ))*(23(ฟันเฟืองตาม)/26(ฟันเฟืองขับ)) =

690/494 = 1.397

ดังนั้นเพลาคลัทช์หมุนเป็นจำนวน 1.397 รอบ ทุก ๆ 1 รอบของการหมุนของเพลากำลัง อย่างไรก็ตามอัตราส่วนแรงบิดจะเป็น 1:1.397 นั่นคือเพลากลางจะมีแรงบิดเป็น 1.397 เท่าของเพลาคลัทช์ ในระบบเฟืองเกียร์นี้ ถ้าความเร็วรอบลดลงจะทำให้มีแรงบิดเพิ่มมากขึ้น

3. <u>กลไกการทำงานของระบบซิงโครเมท</u> (SYNCHROMESH MECHANISM)

(1) <u>ส่วนประกอบ</u> (COMPONENTS)



1. เฟืองดุม สวมติดอยู่บนเพลากำลังโดยใช้ร่องเฟืองด้านในของเฟืองดุม

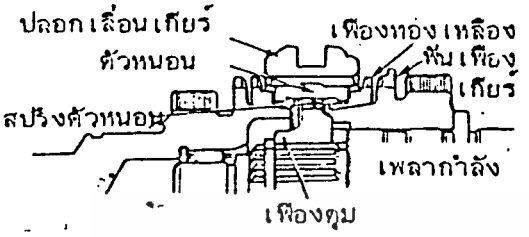
2. ปลอกเลื่อนเกียร์ สวมอยู่บนเฟืองดุมอีกชั้นหนึ่ง สามารถเลื่อนเดินหน้าถอยหลังได้ แต่หมุนไปพร้อมกับเพลากำลัง

3. เฟืองทองเหลือง ทำหน้าที่เป็นคลัทช์อย่างหนึ่ง อยู่ระหว่างเฟืองเกียร์กับเฟืองดุม แต่หมุนไปพร้อมกับเฟืองดุม

4. ตัวหนอน จะมีอยู่ 3 ตัว สวมอยู่ในช่องของเฟืองดุมและถูกกดให้อัดกับปลอกเลื่อนเกียร์โดยอาศัยแรงสปริงของสปริงยึดตัวหนอน(4) ตัวหนอนนี้จะทำหน้าที่ยึดเฟืองทองเหลืองโดยที่เฟืองทองเหลืองก็มีร่องตัวหนอนอยู่ด้วย ทำให้เฟืองทองเหลืองหมุนไปพร้อมกับเฟืองดุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(2) การทำงาน (OPERATION)



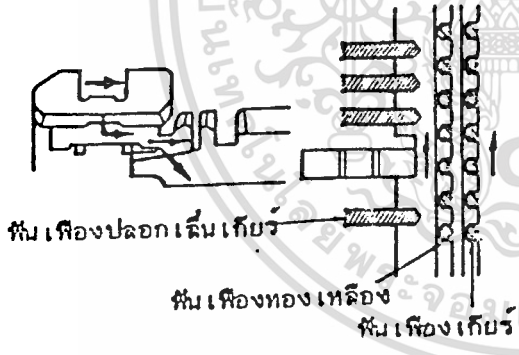
ภาพตัดของกลไกระบบซินโครเมท

1. ในตำแหน่งเกียร์ว่าง

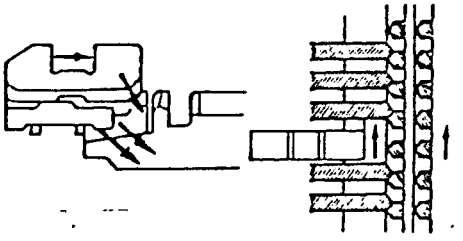
เฟืองเกียร์ต่าง ๆ ที่ขบอยู่กับเฟืองเพลารองตลอดเวลาหมุนได้อย่างอิสระบนเพลากำลัง แต่เพลากำลัง เฟืองดุมและปลอกเลื่อนเกียร์ยังไม่หมุน เฟืองทองเหลืองยังเป็นอิสระอยู่ โดยยังไม่ถูกกดแต่จะมีร่องตัวหนอน 3 ร่องบนเฟืองทองเหลือง ซึ่งถูกบังคับให้อยู่นิ่งโดยตัวหนอนที่อยู่ในร่องทั้ง 3 บนเฟืองทองเหลือง

2. เมื่อเริ่มเข้าเกียร์

นับตั้งแต่ปลอกเลื่อนเกียร์ซึ่งขบอยู่กับตัวหนอน โดยยึดอยู่ด้วยกันโดยอาศัยส่วนที่นูนขึ้นมาของตัวหนอน ได้รับแรงผลักดันตามทิศทางลูกศร ก็จะส่งแรงต่อไปยังตัวหนอนและจากตัวหนอนก็ส่งให้กับเฟืองทองเหลือง เคลื่อนที่เข้าจับกับเฟืองเกียร์ ทำให้เกียร์ค่อย ๆ เริ่มหมุนในขณะเดียวกันนั้นเฟืองทองเหลืองก็จะทำให้ปลอกเลื่อนเกียร์เคลื่อนที่เข้าหาเฟืองเกียร์เพิ่มขึ้น

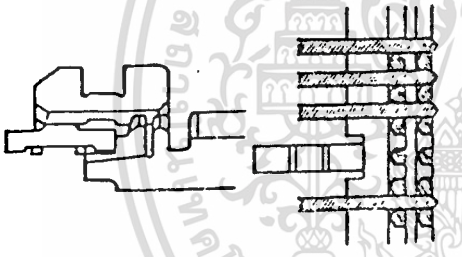


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



3. เมื่อเข้าเกียร์มากขึ้น

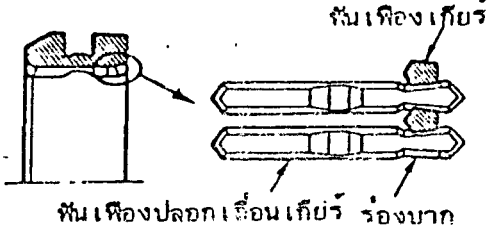
ปลอกเลื่อนเกียร์จะเคลื่อนที่ล้าหน้ามาขึ้นและเริ่มหลุดจากส่วนนูนของตัวทดนอน เฟืองทองเหลืองจะได้รับแรงเพิ่มขึ้น ดังนั้นเฟืองดุมและเฟืองทองเหลืองจะถูกกดให้แน่นยิ่งขึ้นอีก ทำให้ชุดซินโครเมชเริ่มหมุนด้วยความเร็วรอบเท่ากับเฟืองเกียร์ ในขณะเดียวกันฟันเฟืองบนปลอกเลื่อนเกียร์และฟันเฟืองบนเฟืองทองเหลืองก็เริ่มขบกัน



4. เมื่อเข้าเกียร์จนสุด

เมื่อความเร็วของปลอกเลื่อนเกียร์และความเร็วของเกียร์เท่ากัน เฟืองทองเหลืองก็จะเคลื่อนที่ได้อย่างอิสระตามแนวทิศทางของเพลา ทำให้สามารถเข้าเกียร์ได้ง่ายและปลอกเลื่อนเกียร์ก็จะเคลื่อนที่หลุดฟันจากตัวทดนอนอย่างเต็มที่

(3) <u>กลไกป้องกันเกียร์หลุด</u> (GEAR SLIP-OUT PREVENTION)

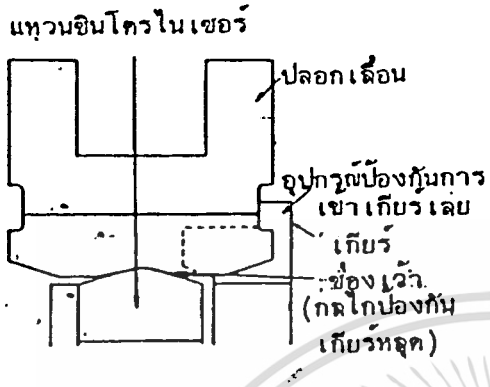


เฟืองเกียร์ต่าง ๆ เมื่อใช้งานไปนาน ๆ ย่อมมีการชำรุดสึกหรอเป็นสาเหตุทำให้เกียร์หลุดได้ จึงได้มีการบากที่ฟันเฟืองบนปลอกเลื่อนและเฟืองเกียร์เป็นรูปหางเหยี่ยว ในช่วงบริเวณที่ฟันเฟืองขบกัน เมื่อเกียร์หมุนเฟืองที่บากไว้จะขบกันอย่างแนบสนิท จึงทำให้เกียร์หลุดยากขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

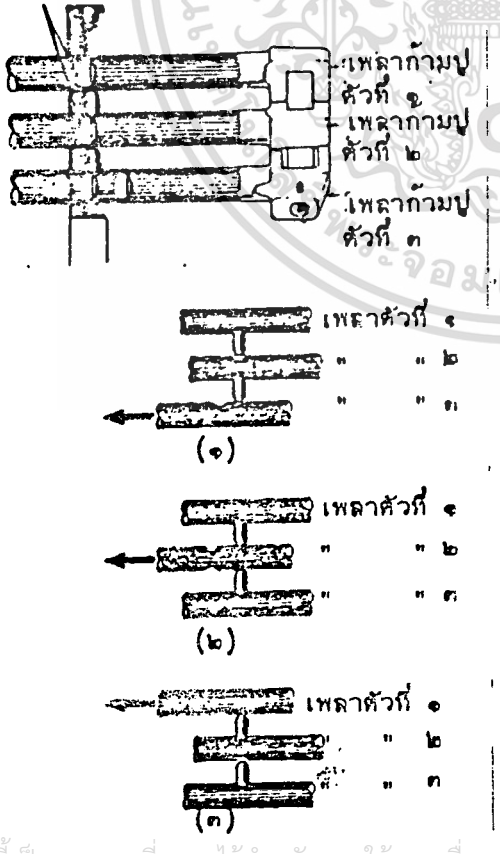
(4) <u>การป้องกันการเข้าเกียร์เลย</u>

(OVER-SHIFTING AND GEAR SLIP-OUT PREVENTION)



บนฟันเฟืองเกียร์จะมีอุปกรณ์ป้องกันการเข้าเกียร์เลยอยู่ด้วย เพื่อเป็นตัวทำให้การเข้าขบกันของปลอกเลื่อนกับเฟืองเกียร์เป็นไปอย่างถูกต้องเหมาะสม กลไกนี้จะมีเฉพาะในเกียร์บางรุ่นเท่านั้นนอกจากป้องกันการเข้าเกียร์เลยแล้วบางครั้งบริษัทผู้สร้างยังสร้างให้สามารถป้องกันเกียร์หลุดอีกด้วย ตามในรูปที่ปลอกเลื่อนทำเป็นช่องเว้าเข้าหาตัวเองเพื่อรับกับตัวซินโครไนเซอร์ริง อาศัยแรงขยายตัวของซินโครไนเซอร์เป็นตัวป้องกันไม่ให้ปลอกเลื่อนหลุดออกมา

(5) <u>กลไกอินเตอร์ล็อค</u> (INTERLOCKING MECHANISM)



จากรูปในจำนวนเพลาก้ามปู 3 เพลาของเกียร์แต่ละลูก เพลาตัวที่ 2 จะมีร่องบากที่เพลาอยู่สองตำแหน่ง และเพลาตัวที่ 1 กับที่ 3 จะมีร่องบากเพียงร่องเดียว สลักอินเตอร์ล็อคจะใส่อยู่ระหว่างเพลาทั้งสามนี้ โดยอยู่ในตำแหน่งร่องบากที่อยู่บนเพลา สลักอินเตอร์ล็อคจะทำหน้าที่ป้องกันการเข้าเกียร์ซ้อน ซึ่งหมายความว่าเมื่อเข้าเกียร์ใดเกียร์หนึ่งแล้ว จะไม่สามารถเข้าเกียร์อื่น ๆ ได้อีก ในเกียร์แต่ละแบบจะมีอินเตอร์ล็อคไม่เท่ากัน อาจจะมี 2, 3 หรือ 4 ตัว แล้วแต่ความประสงค์ของผู้ออกแบบและการใช้งาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตามรูปเป็นการทำงานของสลักอินเตอร์ล็อคในตำแหน่งเกียร์ต่าง ๆ ดังนี้

จากรูป 1 เมื่อเพลาตัวที่ 3 เคลื่อนที่ไปตามทิศทางของลูกศร สลักอินเตอร์ล็อคที่อยู่ระหว่างเพลาตัวที่ 2 กับ 3 จะถูกเพลาตัวที่ 3 ผลักให้เข้าไปในร่องเพลาตัวที่ 2 ทำให้เพลาตัวที่ 2 ถูกกันไม่ให้เคลื่อนที่ เมื่อเพลาเคลื่อนที่ไม่ได้ก็ไม่สามารถเข้าเกียร์ได้ ซึ่งเป็นการป้องกันไม่ให้เข้าเกียร์ซ้อนกัน ส่วนรูปที่ 2 และ 3 มีลักษณะการทำงานเหมือนกับรูปที่ 1 เพียงแต่เปลี่ยนเพลาที่จะเคลื่อนที่เท่านั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คลัทช์ (CLUTCH)

คลัทช์ทำหน้าที่ตัดต่อการส่งกำลังงานระหว่างเครื่องยนต์กับเกียร์

คลัทช์แบ่งออกเป็นชนิดใหญ่ ๆ ได้ประมาณ 4 ชนิด คือ

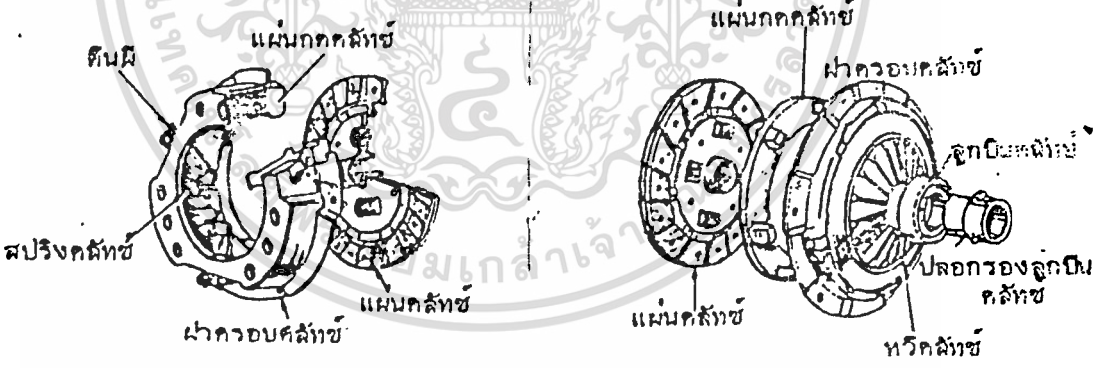
1. แบบความฝืด - แบบแห้งแผ่นเดียว แบบเปียก และแบบทรงกรวย
2. แบบของเหลว - คลัทช์ที่ใช้กับเกียร์อัตโนมัติหรือใบพัดลมปั๊มน้ำ
3. แบบแม่เหล็ก - ใช้กับคลัทช์ของคอมเพรสเซอร์แอร์
4. แบบใช้แรงเหวี่ยง - ใช้กับรถแข่งหรือมอเตอร์ไซด์ขนาดเล็ก

กลไกหรืออุปกรณ์ควบคุมการทำงานของคลัทช์ปัจจุบันนิยมใช้อยู่ 2 แบบ คือ

1. แบบของเหลว
2. แบบสาย

<u>ส่วนประกอบของคลัทช์</u> (CLUTCH CONSTRUCTION)

ประกอบด้วยแผ่นคลัทช์ แม่ปั๊มคลัทช์ ปั๊มคลัทช์ตัวล่าง ฝาครอบคลัทช์ แผ่นกดคลัทช์ หวีหรือสปริงกดคลัทช์ ลูกปืนคลัทช์และก้ามปู



1) <u>แผ่นกดคลัทช์</u> (PRESSURE PLATE)

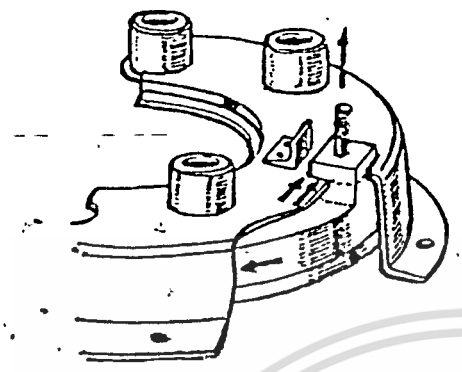
ทำจากเหล็กหล่อชนิดพิเศษทนทานต่อการสึกหรอ ระบายความร้อนได้ดี มีลักษณะเป็นรูปวงแหวน ผิวหน้าด้านหนึ่งเรียบ เพื่อใช้กดแผ่นคลัทช์ให้ติดกับล้อช่วยแรง

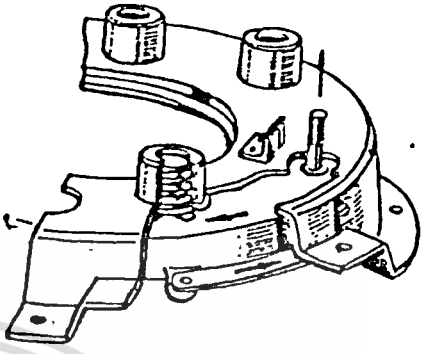
แผ่นกดคลัทช์นี้ยังแบ่งออกเป็น 2 แบบ คือ แบบหวี (Diaphragmspring) และแบบสปริงขด (Coil spring) ตามรูป และทั้ง 2 แบบนี้ยังแบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ

1. แบบส่งกำลังโดยตรง (Boss drive type) แบบนี้แข็งแรง แต่การออกรถไม่นิ่มนวล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. แบบส่งกำลังผ่านแผ่นสปริง (Corded drive type) แบบนี้แข็งแรงน้อยกว่าแบบส่งกำลังโดยตรงแต่นิ่มนวลกว่า

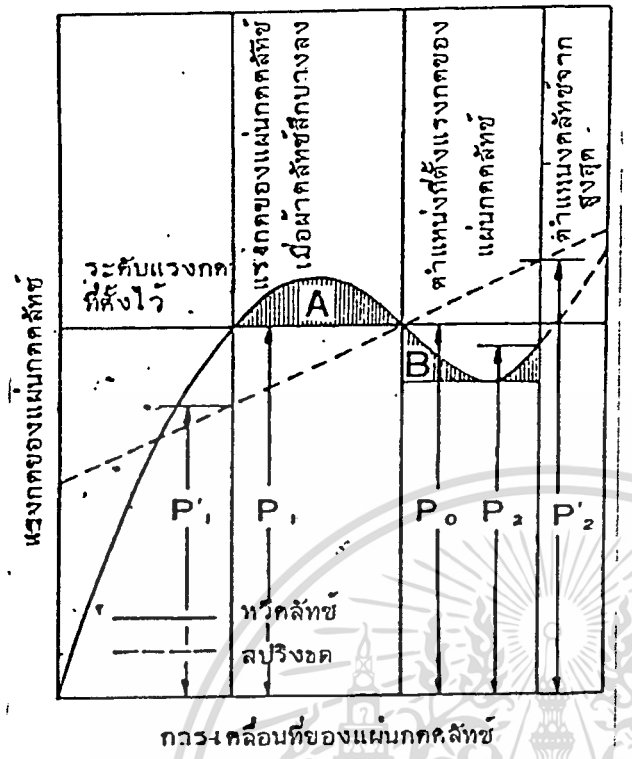




ในปัจจุบันรถยนต์ทั่ว ๆ ไปนิยมใช้แผ่นกดคลัทช์แบบหวีแทนแบบสปริงขด เนื่องจากแบบหวีมีข้อดีกว่าแบบสปริงขดหลายอย่างดังนี้

1. ใช้แรงเหยียบคลัทช์น้อยกว่าแบบสปริงขด
2. แรงกดของแผ่นกดคลัทช์กดได้เท่ากันทุกจุดมากกว่าแบบสปริงขด
3. มีชิ้นส่วนประกอบน้อย
4. ในช่วงความเร็วสูงแบบสปริงขดจะมีแรงกดแผ่นคลัทช์น้อยลง เนื่องจากผลของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง แต่แบบหวีจะไม่มีผลที่เกิดจากแรงเหวี่ยง
5. เนื่องจากหวีคลัทช์เป็นแบบวงกลมจึงมีความสมดุลย์ดีกว่า
6. เมื่อผ้าคลัทช์สึกบางลงแรงกดของแผ่นกดคลัทช์แบบหวีจะมีมากกว่าแบบสปริงขด ซึ่งข้อดีเหล่านี้เปรียบเทียบได้จากกราฟดังแสดงในรูปต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



กราฟการเคลื่อนที่ของแผ่นกดคลัทช์

A คือกราฟที่แสดงให้เห็นว่า เมื่อผ้าคลัทช์สึกบางลง แรงกดของหวีคลัทช์จะไม่ลดลง

B คือกราฟที่แสดงให้เห็นว่า เมื่อถอนคันเหยียบคลัทช์จะทำให้แรงกดของสปริงที่แผ่นคลัทช์ลดลง ดังนั้นแรงต้านกลับในขณะถอนคันเหยียบคลัทช์จึงลดลงด้วย

<u>คุณลักษณะของหวีคลัทช์</u>

ตามรูปเส้นในแนวนอนแสดงการเคลื่อนที่ของแผ่นกดคลัทช์ เส้นในแนวตั้งแสดงแรงกดของแผ่นกดคลัทช์ เส้นทึบคือคุณลักษณะของหวีคลัทช์ เส้นประคือคุณลักษณะของสปริงขด

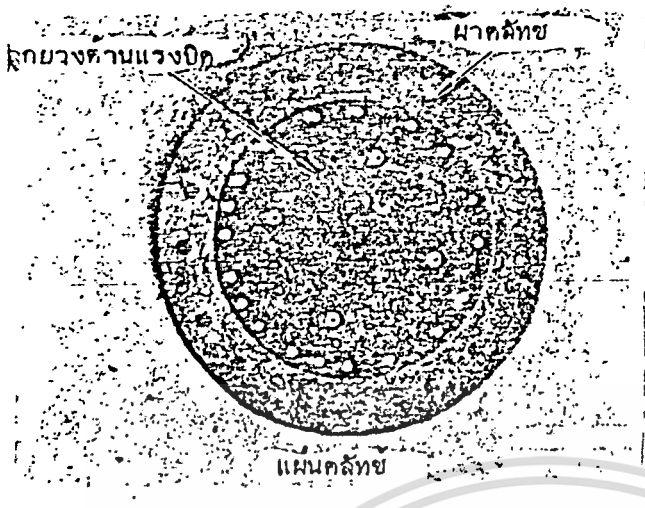
เมื่อตั้งแรงกดของแผ่นกดคลัทช์ทั้ง 2 ชนิด ให้เท่ากันที่ P_0 แล้วเหยียบคลัทช์จนสุด แผ่นกดคลัทช์จะเคลื่อนที่ออกมาเป็นระยะทางเท่า ๆ กัน แต่แรงที่ใช้ในการเหยียบคลัทช์แต่ละแบบจะต่างกัน สำหรับแบบสปริงขดคือตำแหน่ง P'_2 ส่วนแบบหวีคลัทช์คือตำแหน่ง P_2 ซึ่งมีขนาดสั้นกว่า P'_2

ในกรณีที่ผ้าคลัทช์สึกบางลง สำหรับแบบสปริงขดแรงกดของแผ่นกดคลัทช์จะลดลงดังที่แสดงให้เห็นในกราฟคือ P'_1 แต่สำหรับแบบหวีคลัทช์ แรงกดของแผ่นกดคลัทช์จะไม่ลดลง ดังที่แสดงให้เห็นในกราฟคือ P_1 ซึ่งช่วยให้การส่งกำลังยังสมบูรณ์ดีคงอยู่ แต่สำหรับแบบสปริงขด จะทำให้คลัทช์ลื่นได้ง่าย เมื่อคลัทช์สึกบางลง เพราะแรงกดของแผ่นกดคลัทช์ที่ลดลง

ดังนั้นในคลัทช์แบบสปริงขดจึงต้องตั้งแรงกดของแผ่นกดคลัทช์ให้มากกว่าแบบหวีคลัทช์ในคลัทช์ที่มีขนาดเท่ากัน

2) <u>ผ้าคลัทช์</u> (CLUTCH DISC)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

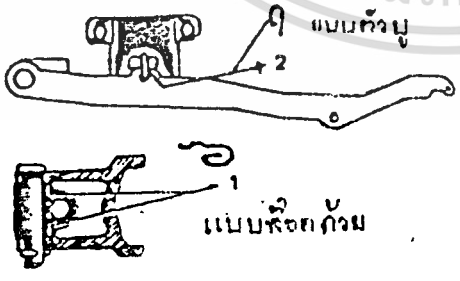


แผ่นคลัทช์จะอยู่ระหว่างล้อช่วยแรงกับแผ่นกดคลัทช์ ประกอบด้วยผ้าคลัทช์รูปวงแหวนประกบอยู่ทั้ง 2 หน้า ยึดติดอยู่กับแผ่นคลัทช์ด้วยหมุดย้ำ ผ้าคลัทช์ต้องเป็นวัสดุทนความร้อน ทนทานต่อการสึกหรอ และระบายความร้อนได้ดี ด้วยเหตุนี้ผ้าคลัทช์ซึ่งสร้างจากแร่ใยหินและผสมวัสดุชนิดอื่นเข้าไปอีก เพื่อช่วยในการระบายความร้อน ที่กึ่งกลางของจานคลัทช์จะมีช่องเฟืองเพื่อสวมกับฟันเฟืองบนเพลาคลัทช์ ทำให้แผ่นคลัทช์เคลื่อนที่เดินหน้าถอยหลังบนเพลาคลัทช์ได้ แต่จะหมุนไปพร้อมกับเพลาคลัทช์

ภายในจานคลัทช์นั้นยังประกอบด้วยสปริงหรือลูกยางต้านแรงบิด มีไว้เพื่อป้องกันหรือลดแรงกระตุกของเครื่องยนต์ในขณะที่เริ่มออกรถครั้งแรก เพื่อป้องกันแผ่นคลัทช์บิดเบี้ยวหรือแตกหัก ส่วนสปริงรูปคลื่นที่อยู่ระหว่างผ้าคลัทช์มีไว้เพื่อช่วยให้คลัทช์จับได้อย่างนิ่มนวล ไม่มีอาการสั่นกระตุก

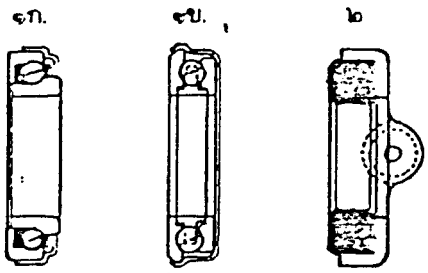
ผ้าคลัทช์เมื่อใช้งานนาน ๆ ย่อมมีการสึกหรอ จึงต้องมีการตรวจสอบและปรับตั้งตามระยะเวลาให้ถูกต้องอยู่เสมอ

3) ลูกปืนคลัทช์ (CLUTCH RELEASE BEARING)



อัดติดอยู่กับก้ามลูกปืนคลัทช์ ยึดติดอยู่กับก้ามปูด้วยสปริง ซึ่งมี 2 แบบ คือ สปริงแบบตัวยูและแบบสปริงล็อคลูกถ้วย ซึ่งสามารถเลื่อนอยู่บนปลอกเพลาคลัทช์ทั้งเดินหน้าและถอยหลัง เมื่อลูกปืนเคลื่อนไปข้างหน้าก็จะกดให้ตีนผีกดแผ่นกดคลัทช์ขึ้นทำให้คลัทช์จาก เป็นการตัดการส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปยังเกียร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ลูกปืนคลัทช์ที่นิยมใช้ทั่วไปในปัจจุบันมีอยู่ 2 ชนิด ด้วยกันคือ

1. แบบตลับลูกปืน ซึ่งยังแบ่งออกเป็น 2 แบบ คือ

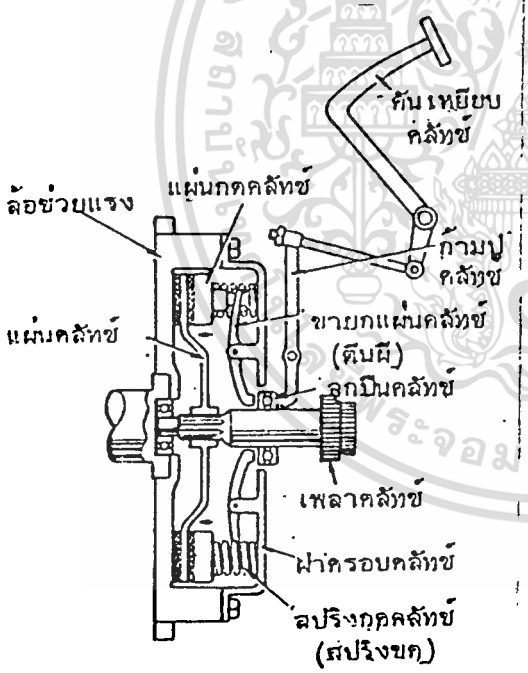
ก. แบบหน้าเรียบ ใช้กับคลัทช์แบบสปริงขด

ข. แบบหน้านูน ใช้กับหวีคลัทช์

2. แบบก่านคลัทช์ ซึ่งเป็นส่วนผสมของโลหะบรอซ์นกราไฟท์และคาร์บอน นิยมใช้กับรถซึ่งผลิตจากยุโรป

การทำงานของคลัทช์

1) คลัทช์แบบสปริงขด

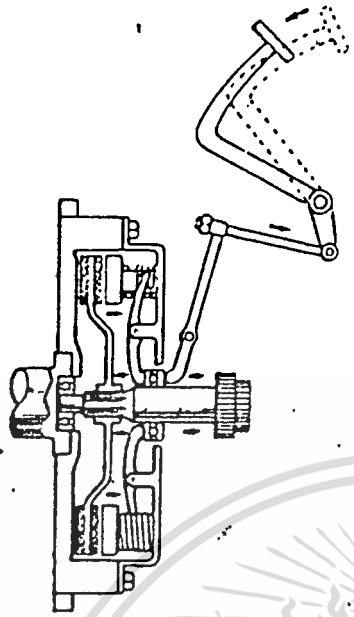


ในขณะที่คลัทช์ต่อการส่งกำลัง

ฝาครอบคลัทช์ซึ่งติดอยู่กับล้อช่วยแรงจะหมุนไปพร้อมกับการหมุนของเพลาข้อเหวี่ยง แผ่นคลัทช์ซึ่งอยู่ระหว่างล้อช่วยแรงกับแผ่นกดคลัทช์จะถูกกดให้ติดแน่นกับล้อช่วยแรงด้วยแผ่นกดคลัทช์ ดังนั้นแผ่นคลัทช์จึงหมุนไปพร้อมกับเพลาข้อเหวี่ยง และยังพาให้เพลาคลัทช์ซึ่งสวมอยู่กับแผ่นคลัทช์หมุนตามไปพร้อมกันด้วย

ตามลักษณะนี้การส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปยังเกียร์จึงเกิดขึ้นโดยอาศัยความฝืดของผ้าคลัทช์กับล้อช่วยแรงและแผ่นกดคลัทช์

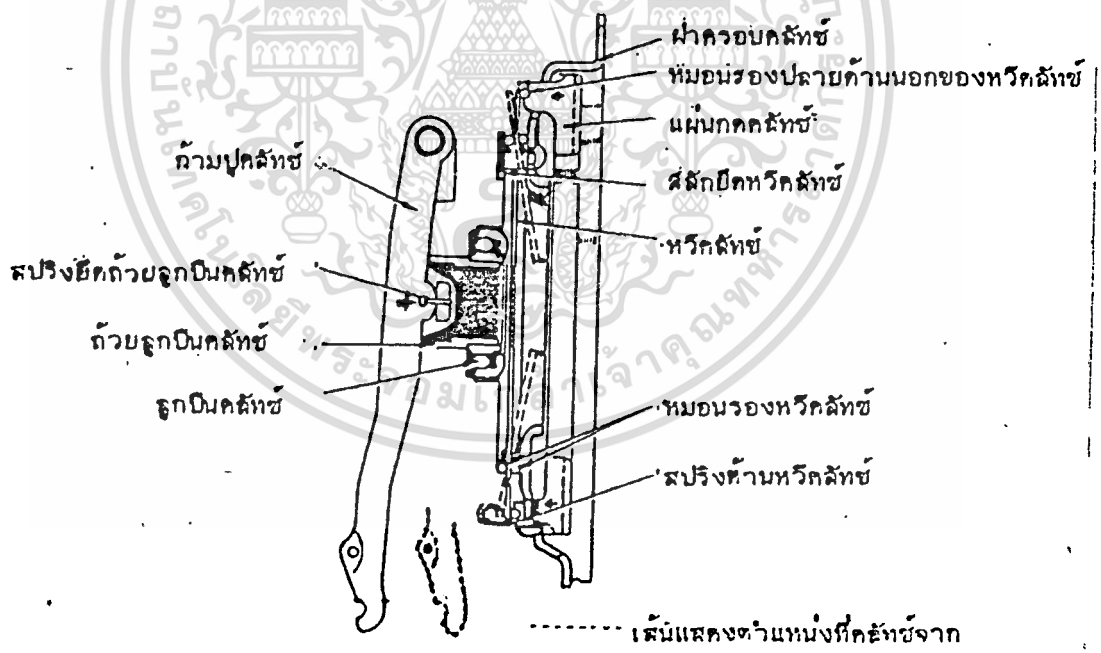
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ในขณะที่คลัทช์ตัดการส่งกำลัง

เมื่อคันเหยียบคลัทช์ถูกกดลง ลูกปืนคลัทช์จะเคลื่อนที่เข้าหาปลายด้านในของตีนผีแล้วกดลงทำให้ปลายด้านนอกของตีนผีกระดกขึ้น ยกแผ่นกดคลัทช์ให้ถอยออกจากแผ่นคลัทช์ โดยอาชนะแรงกดของสปริงกดคลัทช์ ทำให้แผ่นคลัทช์เป็นอิสระจึงเป็นการตัดการส่งกำลังจากเครื่องยนต์ที่จะส่งไปยังเกียร์

2) คลัทช์แบบหวี (DIAPHRAGM SPRING CLUTCH)



ในขณะที่คลัทช์ต่อการส่งกำลัง

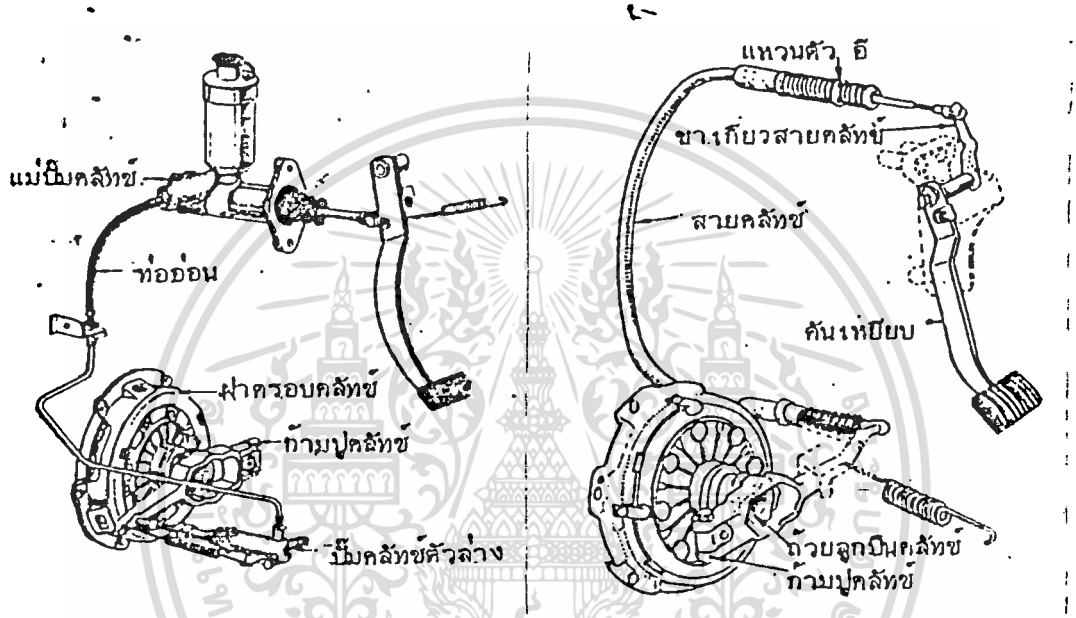
ลูกปืนคลัทช์จะไม่กดปลายหวีด้านใน ทำให้หวีคลัทช์กดแผ่นกดคลัทช์ให้กดแผ่นคลัทช์อีกทีหนึ่ง ทำให้ชุดคลัทช์ทั้งชุดจับเป็นหน่วยเดียวกันและหมุนไปพร้อมกับเพลาข้อเหวี่ยง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในขณะที่คลัทช์ตัดการส่งกำลัง

เมื่อเหยียบคลัทช์ลูกปืนคลัทช์จะกดให้ปลายหวีด้านในเคลื่อนไปข้างหน้าหรือต่ำลง ทำให้ปลายด้านนอกของหวีคลัทช์กระดกขึ้น แผ่นกดคลัทช์จะลอยตัวเป็นอิสระเลิกกดแผ่นคลัทช์ ทำให้คลัทช์จาก เป็นการตัดการส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปยังเกียร์

อุปกรณ์ควบคุมการทำงานของคลัทช์



อุปกรณ์ควบคุมการทำงานของคลัทช์ในปัจจุบันนิยมใช้กันอยู่ 2 แบบ คือแบบของเหลวและแบบกลไก(แบบสาย) ตามรูป

แบบของเหลวนิยมใช้มากกว่าแบบสาย เพราะมีคุณสมบัติดังนี้คือ

ข้อดี 1. มีความฝืดน้อยและใช้แรงในการเหยียบคลัทช์น้อยด้วย

2. ของเหลวสามารถส่งถ่ายกำลังกันได้อย่างรวดเร็ว ทำให้การทำงานของคลัทช์ตอบสนองได้อย่างทันทีทันใด

3. สามารถเลือกตำแหน่งการติดตั้งแม่ปั๊มคลัทช์และคันเหยียบคลัทช์ไว้ตำแหน่งใดก็ได้

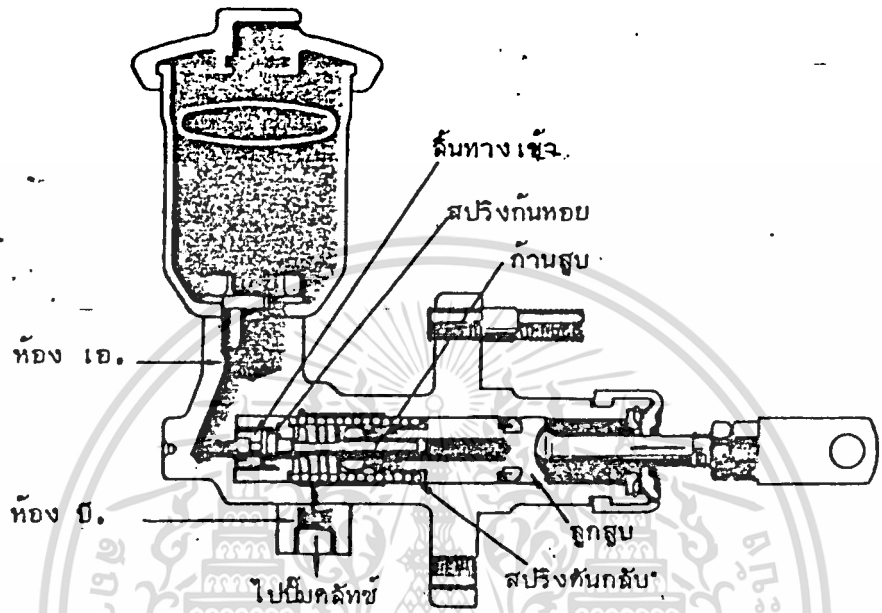
ข้อเสีย 1. ชิ้นส่วนอุปกรณ์ซับซ้อนยุ่งยาก

2. ถ้ามีฟองอากาศหรือเกิดการรั่วซึมในระบบจะทำให้การทำงานไม่สมบูรณ์

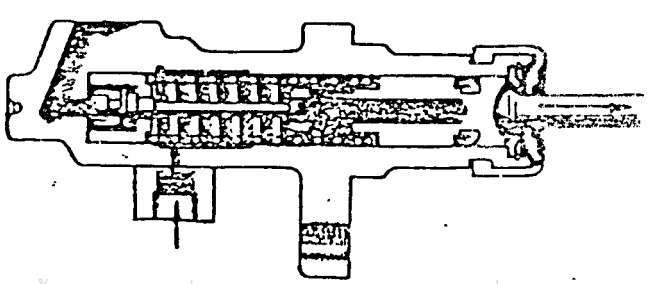
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4) แม่ปั๊มคลัทช์ (CLUTCH MASTER CYLINDER)

(1) แบบพอร์ทเลส (PORTLESS TYPE)



เมื่อคันเหยียบคลัทช์ถูกกดลง ลูกสูบจะเคลื่อนที่เข้าไปในกระบอกสูบ น้ำมันเบรคภายในกระบอกสูบจะไหลกลับไปยังถ้วยเก็บ และไปยังปั๊มคลัทช์ตัวล่างพร้อมๆ กัน เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ต่อไปอีก แรงดึงก้านสูบที่เกิดจากสปริงดันกลับก็จะหมดไป ทำให้ก้านสูบเคลื่อนที่ไปข้างหน้าโดยแรงดันของสปริงกันหอย ด้วยเหตุนี้ลิ้นทางเข้าก็จะปิดช่องทางน้ำมันผ่าน และห้องเอกับห้องบีก็จะถูกตัดขาดจากกัน ด้วยเหตุนี้ทำให้แรงดันน้ำมันเพิ่มขึ้นและส่งแรงดันไปยังลูกสูบของปั๊มคลัทช์ตัวล่าง โดยผ่านทางท่ออ่อนและท่อน้ำมันคลัทช์

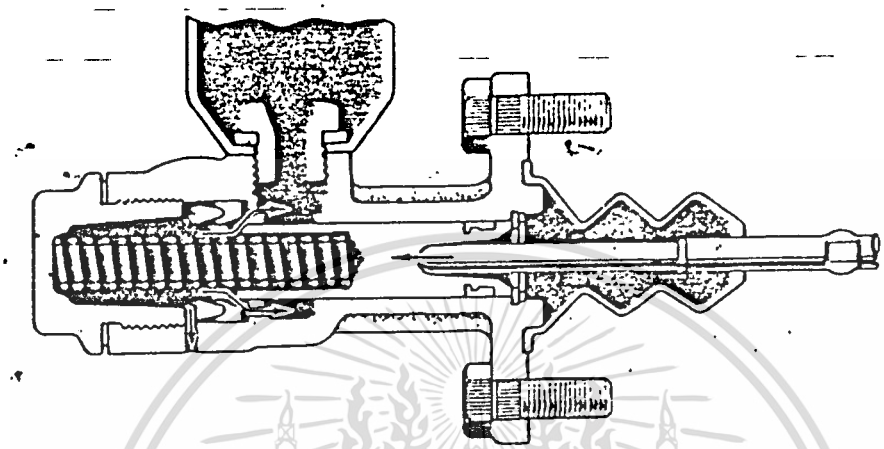


เมื่อปล่อยคันเหยียบคลัทช์ ลูกสูบจะถูกดันให้เคลื่อนที่กลับโดยอาศัยแรงดันของสปริงดันกลับ ทำให้แรงดันของน้ำมันในกระบอกสูบลดลง ด้วยเหตุนี้ก้านสูบก็จะถูกดึงถอยหลังออกโดยสปริงดันกลับ ลิ้นทางเข้าก็

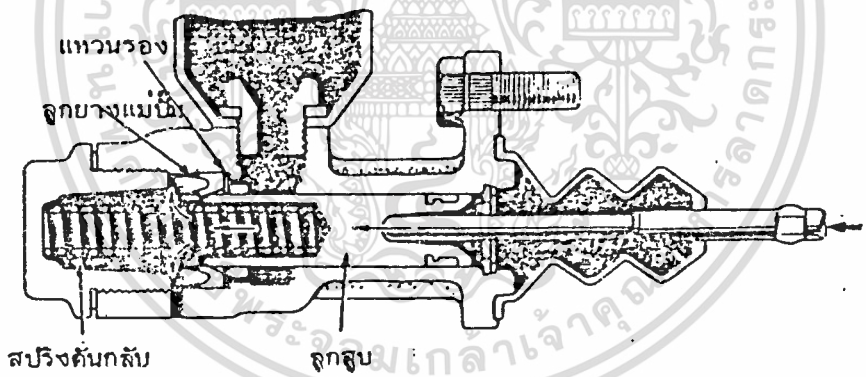
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะเปิดช่องทางน้ำมันผ่าน โดยชนะแรงดันของสปริงกันหอย ทำให้ห้องเอและบีต่อถึงกัน น้ำมันจากปั๊มคลัทช์ตัวล่างก็จะไหลคืนเข้าไปยังห้องถ้วยเก็บตามเดิม

(2) แบบเกอร์ลิ่ง (GIRLING TYPE)



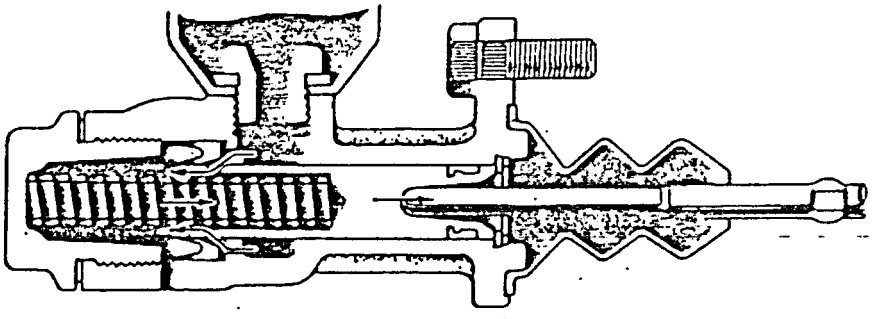
การทำงาน (1)



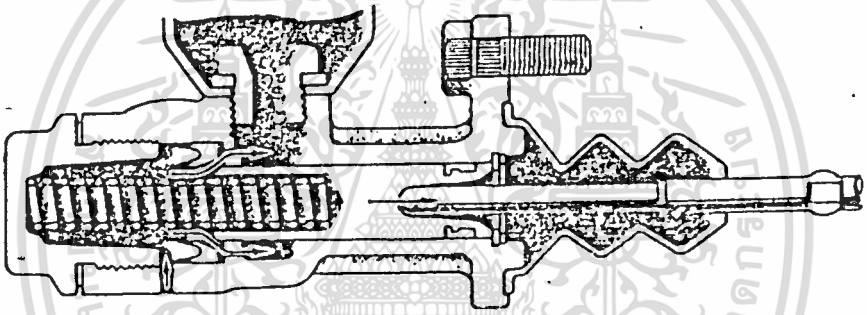
การทำงาน (2)

เมื่อคันเหยียบคลัทช์ถูกกดลง ลูกสูบจะเคลื่อนที่เข้าไปภายใน น้ำมันเบรคในกระบอกจะไหลไปยังปั๊มคลัทช์ตัวล่างและถ้วยเก็บ โดยไหลผ่านรูที่อยู่ปลายด้านในของลูกสูบ ลูกยางแม่ปั๊มและแหวนรอง เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่เข้าไปมากขึ้น รูที่ปลายลูกสูบซึ่งเป็นทางผ่านของน้ำมันเบรคไปยังถ้วยเก็บจะถูกปิด ทำให้น้ำมันมีแรงดันเพิ่มขึ้นไหลไปยังปั๊มคลัทช์ตัวล่าง โดยผ่านทางท่ออ่อนและท่อน้ำมันคลัทช์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



การทำงาน (3)



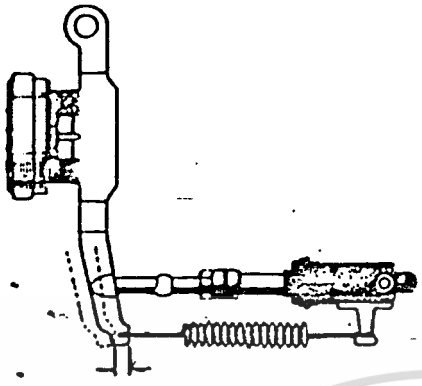
การทำงาน (4)

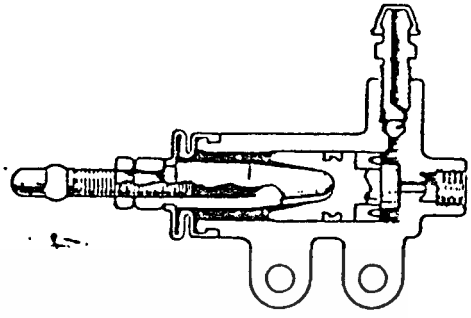
เมื่อปล่อยคันเหยียบคลัทช์ ลูกสูบจะเคลื่อนที่กลับออกด้านนอก โดยแรงดันของสปริงและแรงดันของน้ำมันก็ลดลง เมื่อลูกสูบเคลื่อนตัวอย่างรวดเร็วจะทำให้น้ำมันภายในถ้วยเก็บไหลเข้าไปยังกระบอกด้านหน้า โดยไหลผ่านช่องว่างระหว่างลูกสูบกับลูกยางแม่ปั๊ม

เมื่อลูกสูบคืนตัวกลับเต็มที่แล้ว น้ำมันจากกระบอกแม่ปั๊มก็จะไหลกลับไปยังถ้วยเก็บผ่านทางรูที่ปลายลูกสูบด้านใน และแรงดันของน้ำมันก็จะลดลงตามด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ปั๊มคลัทช์ตัวล่าง (RELEASE CYLINDER)



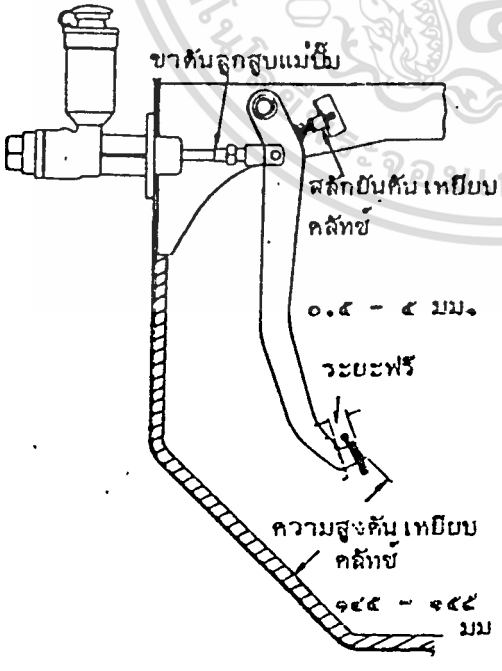


โดยทั่ว ๆ ไปปั๊มคลัทช์ตัวล่างทำด้วยเหล็กหล่อ มีช่องทางสำหรับไล่ลมซึ่งใช้ไล่ลมที่มีอยู่ ในระบบคลัทช์ สปริงดึงกลับจะดึงให้ก้ามปูคลัทช์สัมผัสกับขาดันก้ามปูพอดี ระยะฟรีของก้ามปูทำการปรับโดยคลายน็อตที่ขาดันก้ามปู

6. ความจำเป็นของความสูงคันเหยียบคลัทช์และการปรับแต่งระยะฟรี

(THE NECESSITY OF CLUTCH PEDAL HEIGHT AND PLAY ADJUSTMENT)

(1) ความสูงคันเหยียบคลัทช์ (CLUTCH PEDAL HEIGHT)



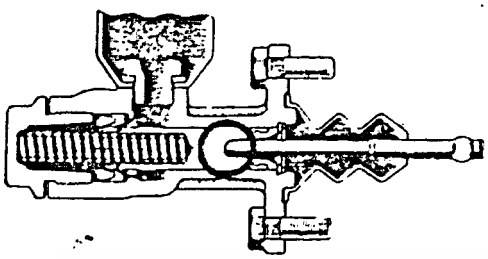
ความสูงคันเหยียบคลัทช์คือระยะทางระหว่างพื้นรถจนถึงผิวหน้าด้านบนของแป้นเหยียบ ถ้าความสูงของคันเหยียบคลัทช์มากเกินไป จะทำให้เกิดความลำบากในการเหยียบคลัทช์และไม่มีระยะฟรีที่ขาดันลูกสูบที่แม่ปั๊มเลย ในทางกลับกันถ้าระยะต่ำเกินไป ก็จะทำให้คันเหยียบคลัทช์ชนกับพื้นรถ ก่อนที่คลัทช์จะจากกันเต็มที่

การปรับตั้งคันเหยียบคลัทช์ ปรับความสูงโดยการหมุนสลักยันคันเหยียบคลัทช์แล้วปรับระยะฟรี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

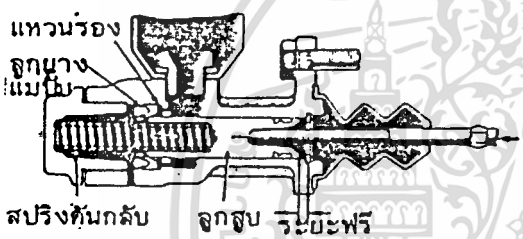
(2) ระยะฟรีคันเหยียบคลัทช์ (CLUTCH PEDAL PLAY)

1



ระยะฟรีคันเหยียบคลัทช์คือ ระยะการเคลื่อนที่จากตำแหน่งปล่อยคลัทช์สุด จนกระทั่งลูกปืนคลัทช์สัมผัสกับปลายหวีด้านในหรือตีนผีเมื่อเหยียบคลัทช์ ถ้าไม่มีระยะฟรีลูกปืนจะสัมผัสกับปลายหวีหรือตีนผีตลอดเวลา ซึ่งจะทำให้เกิดเสียงดังและสึกหรอ เมื่อแผ่นคลัทช์สึกระยะห่างระหว่างลูกปืนคลัทช์กับปลายหวีด้านในหรือตีนผีจะลดลง และอาจทำให้คลัทช์ลื่นได้ ถ้าไม่มีการปรับตั้งระยะฟรีใหม่ ถ้ามีระยะฟรีมากเกินไปการเคลื่อนที่ของคันเหยียบคลัทช์ก็จะมีมาก เมื่อเหยียบคลัทช์จนสุดแล้วคลัทช์อาจจะไม่จาก ดังนั้นความสูงและระยะฟรีของคันเหยียบคลัทช์จะต้องตรวจสอบเป็นระยะ ๆ ตามเวลา

2



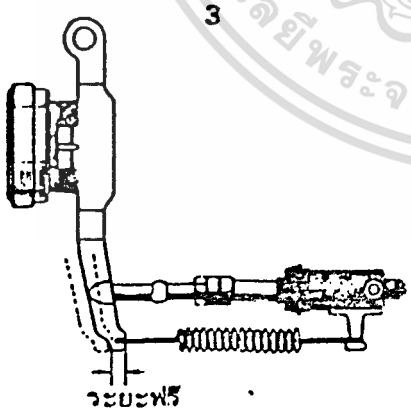
ระยะฟรีคันเหยียบคลัทช์จะต้องประกอบด้วยระยะฟรีของจุดต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

1. ระยะฟรีระหว่างขาดันลูกสูบกับลูกสูบของแม่ปั๊มคลัทช์

2. ระยะฟรีของช่องน้ำมันผ่านจากปลายลูกสูบด้านในจนปิดทางน้ำมันจากถ้วยเก็บ

3. ระยะฟรีขายันก้ามปูคลัทช์กับก้ามปูที่ปั๊มคลัทช์

3



ตัวล่าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ห้ามล้อรถยนต์ (AUTOMOTIVE BRAKE)

โครงสร้างและการทำงานของเบรค (ห้ามล้อ) แบบต่าง ๆ ที่ใช้กับรถยนต์ในปัจจุบัน ใช้เบรคไฮดรอลิคส์ ตามปกติมี 2 แบบคือ แบบดรัม (drum) และแบบจาน (disk or disc) ในแบบดรัมขาเบรคหรือฝักเบรค (brake shoes) จะกางออกให้ผ้าเบรค (brake lining) เสียดสีกับผิวหน้าของดรัม ในแบบจาน แผ่นเบรค (brake pads) จะเลื่อนเข้าอัดเสียดสีกับผิวหน้าของจาน

ห้ามล้อรถยนต์เป็นอุปกรณ์ความฝืด ทำหน้าที่เปลี่ยนกำลังงาน (power) ให้เป็นความร้อน ดังนั้นอาจจะอธิบายห้ามล้อได้ในรูปของอุปกรณ์ทางกล (mechanical devices) เพื่อลดหรือหน่วงความเร็วในการเคลื่อนที่ของรถลงในรูปของความฝืด เครื่องยนต์เปลี่ยนความร้อนของการเผาไหม้ซึ่งเป็นผลจากการลุกไหม้ของเชื้อเพลิงให้เป็นกำลังงานใช้ในการขับเคลื่อนรถ ห้ามล้อเปลี่ยนกำลังงานของโมเมนตัม (พลังงานจลน์) ของรถที่กำลังเคลื่อนที่ ให้เป็นความร้อนในรูปของความฝืด

ความฝืดคือความต้านทานต่อการเคลื่อนที่สัมพัทธ์ระหว่างวัตถุสองชิ้นที่สัมผัสกันอยู่ ความฝืดนอกจากจะแตกต่างกันเนื่องจากวัตถุต่างชนิดกันแล้ว ยังแตกต่างกันเนื่องจากสภาพของวัตถุทั้ง ๆ อีกด้วย โดยทั่ว ๆ ไปความฝืดระหว่างผิวหน้าที่ขัดเป็นมันจะน้อยกว่าผิวหน้าหยาบ ระหว่างผิวหน้าวัตถุที่ต่างกันจะน้อยกว่าวัตถุที่เหมือนกัน และเมื่อกลิ้ง (roll) วัตถุอันหนึ่งไปบนผิวหน้าวัตถุอีกอันหนึ่ง ความฝืดจะน้อยกว่าเมื่อเลื่อน (slide) ไป ความฝืดเกิดขึ้นจากความขรุขระของผิวหน้าทั้งสองที่สัมผัสกัน (rolling friction) เกิดขึ้นจากความจริงที่ว่า ล้อกลิ้งไปบนผิวหน้าถนนจะสัมผัสรอยยุบผิวถนนมากน้อยเพียงใด จะเหมือนกับรถขึ้นเนินเล็ก ๆ รอยสัมผัสมีน้อยความฝืดก็จะน้อย ถ้าผิวหน้าแข็งมากรอยที่เกิดขึ้นจะน้อยนั่นคือความฝืดจะน้อย

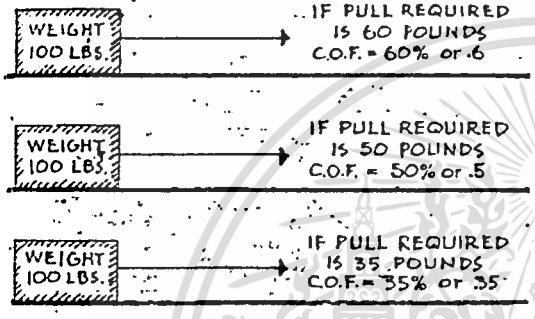
ปริมาณความฝืดเป็นสัดส่วนกับแรงกดระหว่างผิวหน้าทั้งสองที่สัมผัสกัน และขึ้นอยู่กับชนิดของผิวหน้าที่สัมผัสกันด้วย

ปริมาณความฝืดที่เกิดขึ้นระหว่างผิวสัมผัสของวัตถุสองชิ้น ก็คือสัมประสิทธิ์ของความฝืดของวัตถุนั้น ซึ่งหาได้โดยเอาแรงที่ทำให้วัตถุเคลื่อนที่ไปบนผิวหน้าสัมผัส ตั้งแล้วหารด้วย น้ำหนักของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วัตถุนั้น เช่น ถ้าต้องใช้แรง 60 ปอนด์ เพื่อดึงวัตถุที่หนัก 100 ปอนด์ให้เคลื่อนที่ สัมประสิทธิ์ของความฝืดเท่ากับ 60/100 =0.60

สัมประสิทธิ์ของความฝืดจะเปลี่ยนไปตามความแตกต่างของสภาพของผิวหน้าที่สัมผัสกัน ถ้ามีสารหล่อลื่นอยู่ระหว่างผิวหน้าสัมผัสทั้งสองจะทำให้สัมประสิทธิ์ของความฝืดลดลงมาก ด้วยเหตุนี้จึงจำเป็นต้องระวังไม่ให้น้ำมันหรือจาระบีเปื้อนผ้าเบรค แม้แต่ในขณะที่ฝนตกหนัก และผ้าเบรคเปียกน้ำมาก สัมประสิทธิ์ของความฝืดจะลดลงทำให้เบรคไม่ค่อยอยู่



รูป 8 – 1
สัมประสิทธิ์ของความฝืด เท่ากับ แรงที่ต้องการเพื่อเคลื่อนวัตถุไปบนผิวหน้า หารด้วยน้ำหนักของวัตถุนั้น

1. ตัวประกอบที่ควบคุมการหยุดรถ

ความเร็วของรถ ชนิดและสภาพของถนนจะเป็นตัวประกอบที่สำคัญที่ต้องพิจารณาในการควบคุมการหยุดของรถ นอกจากนี้ยังมีตัวประกอบอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องอีก ซึ่งได้แก่

1.1 ความเร็วและน้ำหนักของรถ เนื่องจากการหยุดรถเกี่ยวข้องกับการรับเอาพลังงานมาสะสมไว้ ความเร็วยิ่งสูง และน้ำหนักยิ่งมาก พลังงานที่จะต้องใช้เพื่อทำให้รถหยุดก็ยิ่งมาก

1.2 ผิวหน้าถนน งานสูงสุดที่ห้ามล้อสามารถทำงานได้คือ ยึดล้อรถไว้ไม่ให้หมุน อย่างไรก็ตาม การหยุดรถที่รวดเร็วที่สุดไม่ใช่เกิดขึ้นในขณะที่ล้อหยุดหมุนหรือลื่นไถล แต่เกิดขึ้นในขณะที่ล้อกำลังจะหยุดหมุนหรือลื่นไถล สัมประสิทธิ์ทางความฝืดระหว่างผิวหน้าถนนกับยางรถจะมีค่าสูงสุดคือก่อนที่ล้อจะเริ่มต้นลื่นไถลเล็กน้อย สัมประสิทธิ์ทางความฝืดระหว่างยางกับถนนจะแตกต่างกันตามความแตกต่างของแบบและสภาพของผิวหน้าถนน

1.3 ดอกยาง สภาพของดอกยางเป็นตัวประกอบที่สำคัญในการควบคุมการหยุดของรถ ดอกยางใหม่มีร่องระบายน้ำลึกมาก จะให้สัมประสิทธิ์ของความฝืดสูงกว่ายางหัวโล้น

1.4 สภาพถนน ถ้ารถแล่นขึ้นเขาและทำการห้ามล้อในช่วงนี้ แรงโน้มถ่วงจะช่วยให้การหยุดรถได้เร็วขึ้น แต่ถ้ารถแล่นลงเขาและทำการห้ามล้อแรงโน้มถ่วงจะพยายามทำให้รถเคลื่อนที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นต้องเพิ่มแรงในการเหยียบเบรคมากขึ้น

1.5 จำนวนล้อที่ถูกเบรค ล้อทุกล้อควรจะมีอุปกรณ์ในการเบรคอยู่ด้วย เพื่อทำให้เกิดการห้ามล้อได้ดีที่สุด เพราะถ้าล้อที่ไม่มีอุปกรณ์เบรคประกอบอยู่จะต้องใช้เวลาในการหยุดรถเพิ่มขึ้น ด้วยเหตุนี้รถยนต์จึงมีอุปกรณ์เบรคประกอบอยู่ทุกล้อ (เบรคทั้ง 4 ล้อ)

1.6 ความฝืดระหว่างผ้าเบรคและจานเบรคดรัมหรือดิสค์ สัมประสิทธิ์ของความฝืด ระหว่างผ้าเบรคกับจานเบรคดรัมหรือดิสค์จะเป็นตัวควบคุมความสามารถของห้ามล้อที่จะป้องกันล้อไม่ให้หมุนต่อไป

1.7 แรงดันในการห้ามล้อ ตัวประกอบที่สำคัญอีกประการหนึ่งได้แก่ แรงที่ใช้ในการเหยียบเบรค และการได้เปรียบเชิงกลของก้านต่อ (จากคันเหยียบเบรคและแม่ปั๊ม กระบอกเบรคที่ล้อ และขาเบรค)

1.8 การเพิ่มแรงดันในตัวเองของขาเบรค (self energizing) (เฉพาะดรัมเบรคเท่านั้น) เมื่อขาเบรคถูกดันออกต้านกับจานแบบดรัม ขาเบรคมีแนวโน้มที่จะหมุนตามจานเบรคดรัมไปจึงเกิดแรงในรูปลิ่ม ทำให้ผ้าเบรคอัดกับดรัมแน่นขึ้น อาการดังกล่าวนี้คือการเพิ่มกำลังดันในตัวเองของขาเบรค ตำแหน่งที่ติดตั้งสลักยึด (anchor pin) เป็นตัวประกอบที่สำคัญในการทำให้เกิดการเพิ่มกำลังดันในตัวเองของขาเบรค

1.9 การถ่ายเทน้ำหนัก น้ำหนักที่ลงบนระบบการรองรับน้ำหนักล้อหน้าและระบบการรองรับน้ำหนักล้อหลังของรถส่วนมากจะเท่ากับหรือใกล้เคียงกัน แต่เมื่อห้ามล้อทำงาน น้ำหนักทางล้อหลังจะถ่ายเทไปยังล้อหน้า ซึ่งเกิดขึ้นโดยความโน้มเอียงของรถที่จะเคลื่อนที่ไปข้างหน้าต่อไป ถ้าให้ห้ามล้อทำงานรุนแรงมากขึ้น (คือเบรคให้รถหยุดเร็วขึ้น) การถ่ายเทน้ำหนักจากล้อหลังไปล้อหน้าจะยิ่งมากขึ้น ดังนั้นการออกแบบห้ามล้อจะออกแบบให้ล้อหน้ามีแรงเบรคมากกว่าล้อหลัง ซึ่งอาจจะทำได้โดยทำให้กระบอกเบรคที่ล้อหน้าใหญ่กว่าล้อหลัง

1.10 แรงในการเบรคของเครื่องยนต์ (engine brake) ใช้เครื่องยนต์ในการเบรคให้รถช้าลงได้ ผลของการเบรคของเครื่องยนต์จะเกิดขึ้นน้อยในขณะที่ขับด้วยเกียร์สูง (เกียร์ 4 หรือเกียร์สูงสุด) แต่ในตำแหน่งเกียร์ต่ำการใช้เครื่องยนต์เบรคจะมีผลมากกว่า หรือในกรณีที่รถแล่น เกียร์ 4 แล้วเปลี่ยนเป็นเกียร์ 3 รถจะแล่นช้าลง เรียกว่าใช้เกียร์ช่วยในการลดความเร็วรถ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. แรงในการห้ามล้อ (braking forces)

เมื่อทำการห้ามล้อรถจะต้องใช้แรงเป็นจำนวนมหาศาล ทั้งนี้เพราะต้องหยุดรถในเวลาที่สั้นกว่าเมื่อเร่งความเร็ว วิธีง่าย ๆ ที่จะอธิบายก็คือการเปรียบเทียบระหว่างแรงม้าที่ต้องการในการเร่งความเร็วของรถ และแรงม้าที่ต้องการหยุดรถ

รถที่ใช้เครื่องยนต์ขนาด 100 แรงม้า จะต้องใช้เวลาประมาณ 60 วินาที เพื่อเร่งความเร็วของรถขึ้นไปถึง 60 ไมล์/ชั่วโมง แต่รถคันนี้จะต้องสามารถหยุดจากความเร็ว 60 ไมล์/ชั่วโมง ในเวลาไม่เกิน 6 วินาที ซึ่งอาจจะกล่างอีกอย่างหนึ่งได้ว่า ห้ามล้อต้องทำงานจำนวนเท่ากับเครื่องยนต์แต่ใช้เวลาเพียง 1/10 ของเครื่องยนต์ นั่นคือห้ามล้อจะต้องสร้างแรงม้าขึ้นประมาณ 1000 แรงม้า เพื่อหยุดรถ

3. ผลเนื่องจากน้ำหนักและความเร็ว (effect of weight and speed)

น้ำหนักและความเร็วของรถมีผลในการห้ามล้อ โดยเฉพาะรถเมล์และรถบรรทุก ถ้าน้ำหนักของรถเพิ่มขึ้นเป็นสองเท่า พลังงานของการเคลื่อนที่ซึ่งจะเปลี่ยนไปเป็นพลังงานความร้อนจะเป็นสองเท่าด้วยหรือกล่าวอีกอย่างหนึ่งได้ว่า ถ้าน้ำหนักเป็นสองเท่าจำนวนความร้อนที่ได้รับมาและกระจายไป จะเป็นสองเท่าด้วย ด้วยเหตุนี้จึงไม่ควรบรรทุกน้ำหนักมากเกินไป

ความเร็วที่เพิ่มขึ้นยิ่งเป็นอันตรายมากกว่า เพราะว่าถ้าความเร็วเป็นสองเท่า กำลังที่จะทำให้รถหยุดจะเพิ่มเป็นสี่เท่า และห้ามล้อต้องรับแรงและกระจายความร้อนเป็นสี่เท่าเช่นเดียวกัน

4. ระยะหยุดของรถ (stopping distance)

ถ้าขับรถที่ความเร็ว 20 ไมล์/ชั่วโมง รถจะหยุดได้ในระยะทาง 38 ฟุต เมื่อทำการห้ามล้อ และต้องใช้ระยะทาง 111 ฟุต เพื่อหยุดรถที่ความเร็ว 40 ไมล์/ชั่วโมง และ 218 ฟุต จากความเร็ว 60 ไมล์/ชั่วโมง

เมื่อคำนวณระยะทางที่ต้องการในการหยุดรถ จำเป็นต้องพิจารณาถึงเวลาที่ต้องการสำหรับคนขับในการพิจารณาหรือตัดสินใจที่จะใช้ห้ามล้อ และเวลาที่ต้องการในการยกเท้าจากคันเร่งมาเหยียบคันเหยียบเบรค เวลาดังกล่างนี้เรียกว่า เวลาในการเกิดปฏิกริยา (reaction time) ซึ่งจะสังเกตุได้จากรูป ที่ความเร็วของรถ 20 ไมล์/ชั่วโมง เวลาที่เลียไปหรือเวลาในการเกิดปฏิกริยา (เวลาในการตัดสินใจใช้ห้ามล้อ รวมกับเวลาที่เลื่อนเท้าจากคันเร่งมาเหยียบเบรค)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รถเคลื่อนที่ไปเป็นระยะทาง 21 ฟุต ก่อนที่ห้ามล้อจะทำงาน เมื่อห้ามล้อทำงานจนกระทั่งรถหยุด รถจะเคลื่อนที่ไปเป็นระยะทาง 17 ฟุต เมื่อรวมระยะทางทั้งสองจึงเป็นระยะทางที่รถหยุดที่ความเร็ว 20 ไมล์/ชั่วโมง คือ 38 ฟุต

ระยะที่รถสามารถหยุดได้นี้อาจจะคำนวณได้จากสูตร $d=v^2/30\eta$

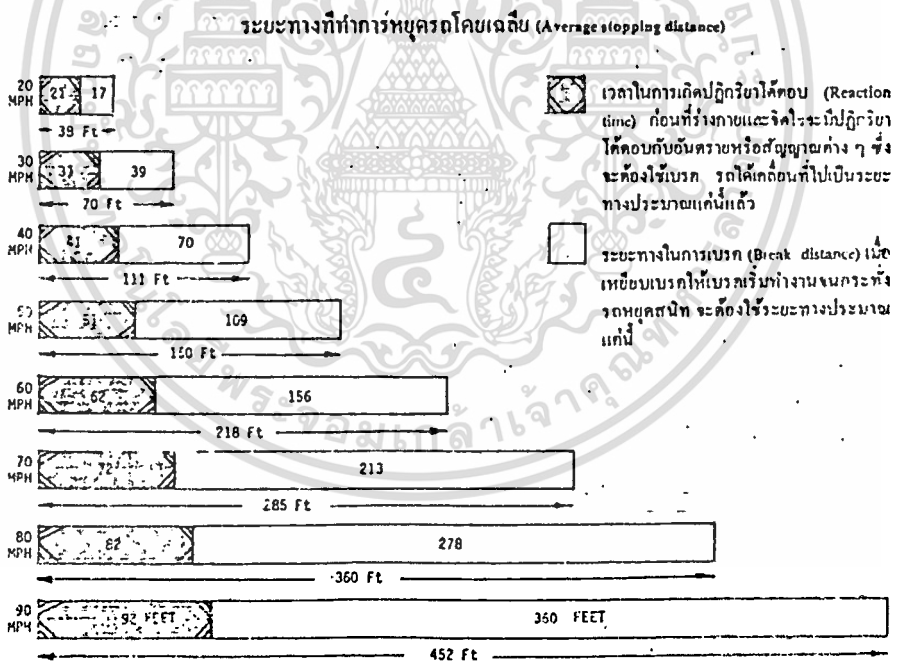
เมื่อ d = ระยะทางที่รถสามารถหยุดได้ - ฟุต

v = ความเร็วรถ - ไมล์/ชั่วโมง

η = ประสิทธิภาพของห้ามล้อ (braking efficiency) - เปอร์เซนต์

ปกติถือว่า η = 1.00 หรือ 100 เปอร์เซนต์ ถ้าสามารถให้อัตราหน่วงได้เท่ากับอัตราเร่งของแรงดึงดูดของโลก หรือ g ซึ่งมีค่าประมาณ 32.16 ฟุต/(วินาที)^2

ค่าของ η นี้จะแตกต่างกันตามสภาพของถนน ยางรถ ลักษณะของห้ามล้อ และการกระจายน้ำหนัก อื่น ๆ



รูป 8 – 3 ระยะหยุดของรถโดยเฉลี่ย เมื่อรถแล่นด้วยความเร็วต่าง ๆ

ถนนเปียกค่าของ η อาจจะเหลือเพียง 20-30% หรือน้อยกว่าถ้ามีโคลนหรือน้ำมันอยู่ และอาจจะมีค่าเกือบถึง 100% ในระบบห้ามล้อที่ดีและสภาพต่าง ๆ ดังกล่าวเหมาะสม จากผลความรายงานการทดสอบบนถนน (road test) ในปัจจุบัน มีค่าตั้งแต่ 90% ขึ้นไป

<u>ตัวอย่าง</u> จงหาระยะทางที่สามารถหยุดรถได้ที่ความเร็ว 20, 40 ไมล์/ชั่วโมง ถ้าประสิทธิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพของเบรคเท่ากับ 60%

<u>วิธีทำ</u> η = 60% = 0.6

$d = v^2/30\eta = v^2/(30*0.6) = v^2/18$ ฟุต

ที่ความเร็ว 20 ไมล์/ชั่วโมง $d = (20)^2/18 = 22.22$ ฟุต

ที่ความเร็ว 40 ไมล์/ชั่วโมง $d = (40)^2/18 = 88.89$ ฟุต

ระยะที่คิดได้เป็นระยะที่รถจะหยุดได้หลังจากเบรคทำงานแล้ว แต่ผู้ขับรถต้องใช้เวลา ในการตัดสินใจ และเวลาในการเลื่อนเท้าจากคันเร่งมาเหยียบเบรคโดยเฉลี่ยประมาณ 1/2 วินาที ซึ่งในครึ่งวินาทีนี้ รถได้เคลื่อนที่ไปเป็นระยะทางดังนี้

ความเร็ว 20 ไมล์/ชั่วโมง = (20*5280)/(60*60*2) = 14.67 ฟุต

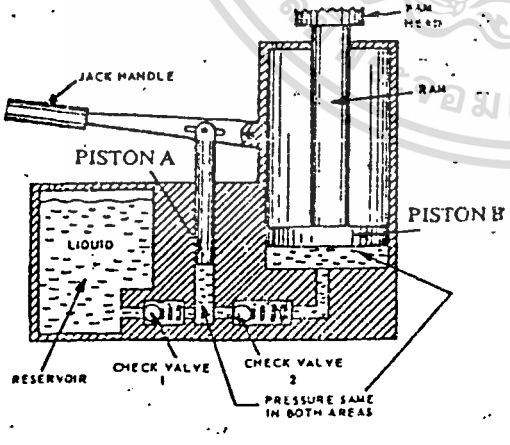
ความเร็ว 40 ไมล์/ชั่วโมง = (40*5280)/(60*60*2) = 29.33 ฟุต

ฉะนั้นระยะทางรวมที่คนขับโดยเฉลี่ยจะหยุดรถได้ถ้าประสิทธิภาพของเบรคเท่ากับ 60%

ที่ความเร็ว 20 ไมล์/ชั่วโมง = 22.22 + 14.67 = 36.89 ฟุต

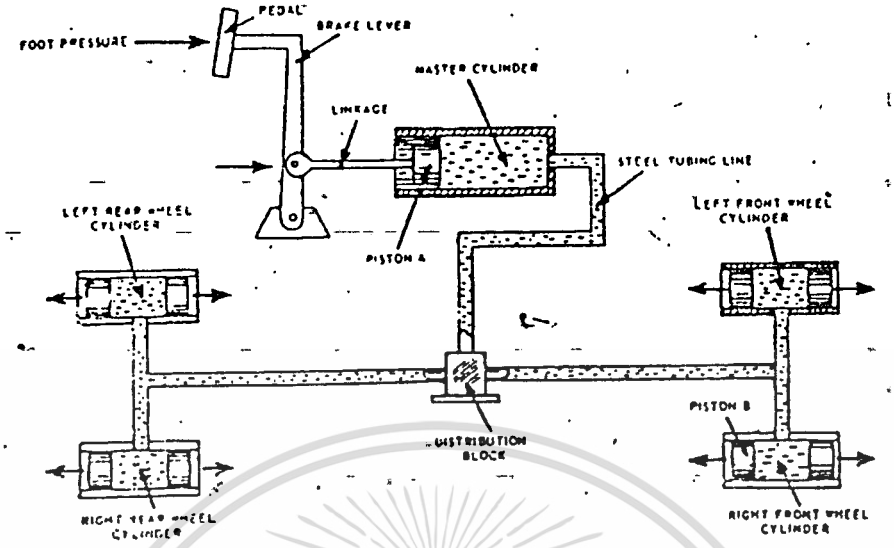
ที่ความเร็ว 40 ไมล์/ชั่วโมง = 88.89 + 29.33 = 118.22 ฟุต

5. <u>หลักการของไฮดรอลิคส์</u> (Hydraulic principle)

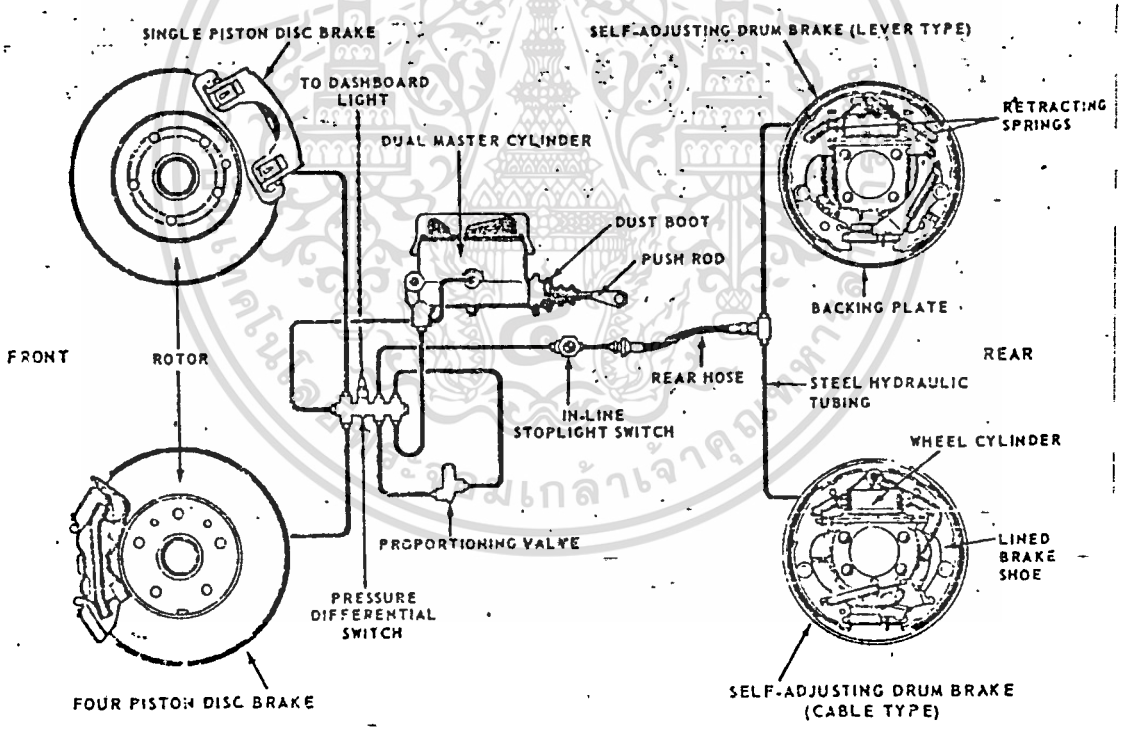


แสดงแม่แรงไฮดรอลิคส์แบบง่าย ๆ ถ้าลูกสูบ A มีพื้นที่หน้าตัด 1 ตารางนิ้ว และลูกสูบ B มีพื้นที่หน้าตัด 100 ตารางนิ้ว เมื่อออกแรงกดคันโยก 20 ปอนด์ ลูกสูบ B จะสามารถยกน้ำหนักได้ 2000 ปอนด์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



แผนภาพของระบบเบรคไฮดรอลิคส์แบบง่าย ๆ

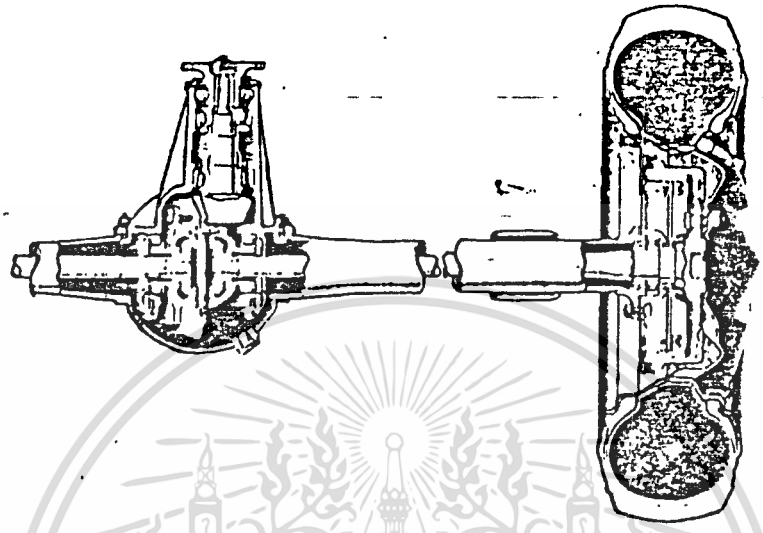


แผนภาพของระบบเบรคไฮดรอลิคส์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพลาท้าย (REAR AXLE)

โครงสร้างเพลาท้าย (REAR AXLE CONSTRUCTION)



ในรถยนต์ระบบขับเคลื่อนล้อหลัง ล้อหลังจะทำหน้าที่รับน้ำหนักของตัวรถประมาณ 50% ถึง 80% และยังทำหน้าที่ขับเคลื่อนด้วย เสื้อเพลาท้ายจะติดตั้งอยู่บนสปริงซึ่งทำหน้าที่ลดแรงกระแทกจากพื้นถนนที่จะส่งไปยังตัวรถ โดยทั่ว ๆ ไปเพลาท้ายจะมีลักษณะเป็นท่อนเดียวตลอดและมีระบบเบรคอยู่ที่ปลายทั้ง 2 ด้าน ที่กึ่งกลางของเสื้อเพลาจะเป็นที่อยู่ของเฟืองท้ายและน้ำมันหล่อลื่น เฟืองท้ายจะประกอบไปด้วยเฟืองเกียร์หลายตัวขบกันอยู่ตลอดเวลา เฟืองท้ายนี้มีจุดประสงค์อยู่ 3 อย่าง คือ

1. เปลี่ยนทิศทางการหมุนของเพลากลางซึ่งหมุนตามแนวยาวเป็นแนวขวางกับตัวรถโดยใช้เฟืองข้าง

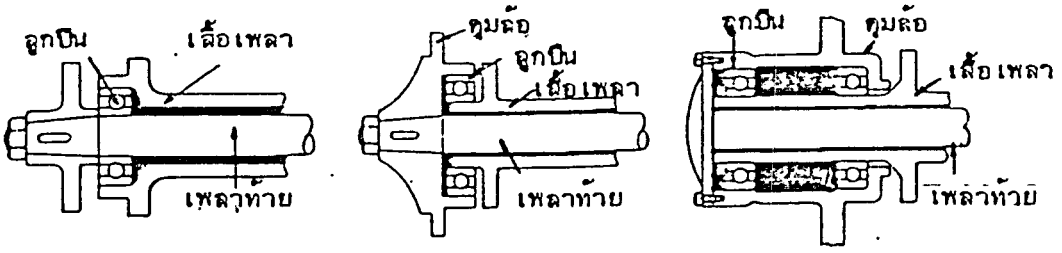
2. ลดความเร็วรอบของเพลากลางลงให้เหมาะสมกับขนาดของรถ

3. ช่วยให้ล้อซ้ายและล้อขวาหมุนด้วยความเร็วรอบที่แตกต่างกันได้

เพลาท้ายจะทำหน้าที่ส่งถ่ายแรงบิดจากเฟืองท้ายไปยังล้อหลัง ปลายด้านหนึ่งจะสวมอยู่กับเฟืองท้าย ส่วนปลายอีกด้านหนึ่งยึดติดกับล้อ และจะมีซีลกันน้ำมันไม่ให้ไหลจากภายในเสื้อเพลาท้ายออกมาเปื้อนเบรค

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของเพลาท้าย (REAR AXLE TYPE)



1) แบบลอยเต็มตัว (FULL FLOATING TYPE)

ลูกปืนจะติดตั้งอยู่ระหว่างเสื้อเพลากับดุมล้อ น้ำหนักรถจะตกที่เสื้อเพลาทั้งหมด เพลาทำหน้าที่ขับอย่างเดียวทำให้ขับได้เต็มที่ นิยมใช้กับรถบรรทุก

2) แบบลอยตัว 3/4 (THREE-QUARTER FLOATING TYPE)

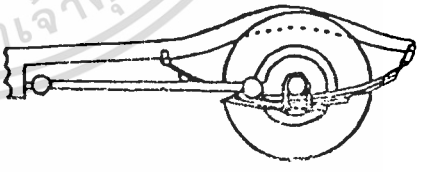
มีลูกปืนตัวเดียวอยู่ระหว่างดุมล้อกับเสื้อเพลา ล้อจะยึดติดกับเพลาท้ายโดยตรง และน้ำหนักรถส่วนใหญ่จะตกที่เสื้อเพลา ยกเว้นเวลาเลี้ยวน้ำหนักกดบางส่วนจึงจะตกที่เพลาท้าย

3) แบบกึ่งลอยตัว (SEMI-FLOATING TYPE)

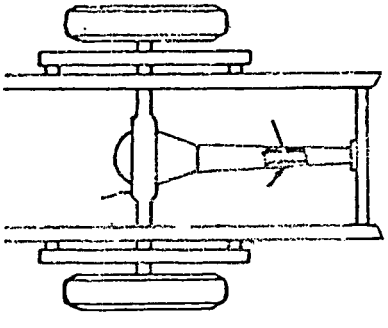
ลูกปืนอยู่ระหว่างเสื้อเพลากับเพลา ล้อจะยึดติดกับเพลาโดยตรง ด้วยเหตุนี้เพลาจะเป็นตัวรับน้ำหนักรถทั้งหมดและรับน้ำหนักกดอย่างเต็มที่ในขณะเลี้ยวโค้งด้วย

ระบบการขับเคลื่อน (DRIVE SYSTEM)

1) การขับเคลื่อนแบบฮอทช์คีส (HOTCHKISS DRIVE)



เป็นแบบที่นิยมใช้กันอย่างกว้างขวางในปัจจุบัน ในระบบขับเคลื่อนแบบนี้ แรงขับจากล้อทั้งหมดจะส่งไปผลักตัวรถให้เคลื่อนที่โดยผ่านสปริงในแบบสปริงแผ่น และผ่านแขนต่อต่าง ๆ ในแบบสปริงขด

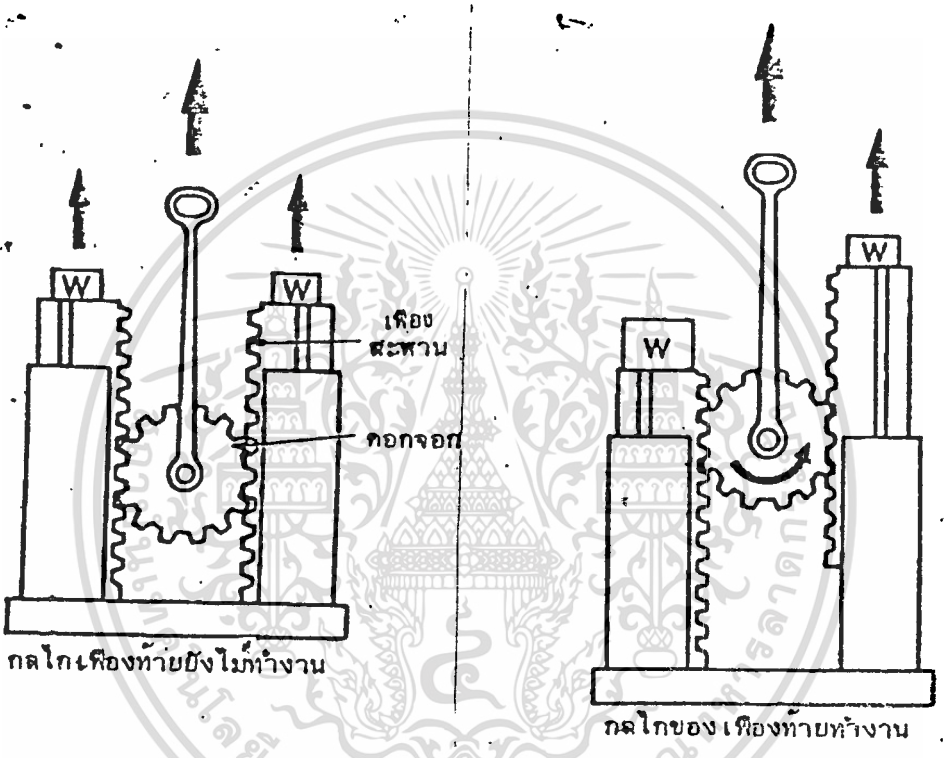


2) การขับเคลื่อนโดยทอร์คทิ้วบ์ (TORQUE TUBE DRIVE)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพลากลางจะอยู่ภายในกระบอกซึ่งหุ้มเพลากลางอยู่ มีจอยนท์อยู่ด้านหน้าเพียงตัวเดียว ด้านหลังยึดติดตายกับเสื้อเพลาท้าย ด้านหน้ายันอยู่กับคานขวางหรือเสื้อเกียร์ โดยอาศัยจอยนท์การส่งกำลังจะส่งผ่านปลอกเพลากลางไปยังตัวรถ โดยไม่ผ่านสปริงดังนั้นสปริงจึงทำหน้าที่รับน้ำหนักของรถเพียงอย่างเดียว

<u>หลักการทำงานของเฟืองท้าย</u> (THEORY OF DIFFERENTIAL)



ตามรูปทางซ้ายมือ กลไกนี้จะประกอบด้วยเฟืองสะพานและดอกจอก ซึ่งเฟืองสะพานทั้งสองสามารถเคลื่อนที่ขึ้นลงได้อย่างอิสระ (น้ำหนักกดและความเสียดทานของเฟืองสะพานทั้งสองเท่ากัน) ดอกจอกขบอยู่ระหว่างเฟืองสะพานทั้งสองและยึดอยู่กับหูหิ้วที่ยอมให้ดอกจอกหมุนรอบตัวเองได้ เมื่อหูหิ้วถูกดึงขึ้นโดยที่เฟืองสะพานทั้งสองมีน้ำหนักกดเท่ากัน แรงเสียดทานที่เกิดบนดอกจอก (แรงที่จะทำให้ดอกจอกหมุน) เท่ากันทั้งด้านซ้ายและด้านขวาของเฟืองสะพาน ดังนั้นดอกจอกจึงหมุนไม่ได้ ด้วยเหตุนี้เฟืองสะพานจะเคลื่อนที่ขึ้นด้วยระยะทางที่เท่า ๆ กัน จากการดึงที่หูหิ้วขึ้น

ตามรูปทางขวามือ เมื่อดอกจอกถูกดึงให้เคลื่อนที่ขึ้นโดยมีน้ำหนักกดที่เฟืองสะพานด้านซ้ายมากกว่า แรงเสียดทานที่เกิดบนดอกจอกก็จะแตกต่างกัน ดังนั้นดอกจอกจะหมุนไปบนฟันของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

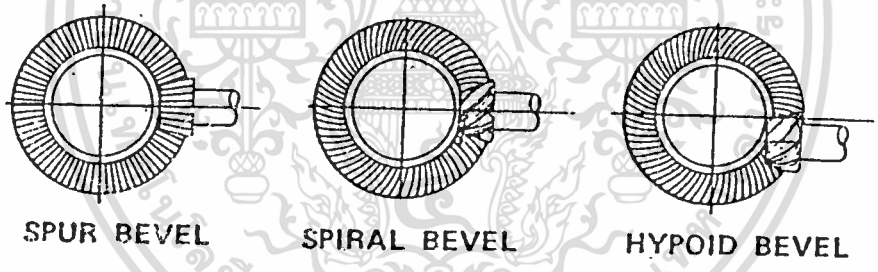
เฟืองสะพานด้านที่หนักกว่าและจะยกเฟืองสะพานด้านเบาให้เคลื่อนที่ขึ้น ด้วยเหตุที่เฟืองสะพานด้านขวาจะยกตัวเร็วขึ้นเพื่อให้เกิดการสมดุลย์กับการหมุนของดอกจอก ในทางกลับกันเฟืองสะพานทางด้านซ้ายก็จะเคลื่อนที่ขึ้นช้าลงเพื่อให้สมดุลย์กับการหมุนของดอกจอกเช่นกัน

<u>เฟืองท้าย</u> (DIFFERENTIAL)

<u>เกียร์สุดท้าย</u> (FINAL GEARS)

เฟืองท้ายคือกลไกซึ่งประกอบด้วยเกียร์สุดท้าย (เกียร์ลดรอบสุดท้าย) และชุดเกียร์เปลี่ยนทิศทางการหมุน เกียร์สุดท้ายประกอบด้วยเฟืองเดือยหมูและเฟืองบายศรี ซึ่งจะทำหน้าที่ลดความเร็วรอบให้ต่ำลง ชนิดของเกียร์สุดท้ายมี 3 ชนิด

1. BEVEL GEAR
2. SPIRAL BEVEL
3. HYPOID BEVEL



<u>ไฮปอยด์ บีเวล เกียร์</u> (HYPOID BEVEL GEAR)

แบบนี้แนวเส้นผ่าศูนย์กลางของเฟืองเดือยหมูจะอยู่ต่ำกว่าแนวเส้นผ่าศูนย์กลางของเฟืองบายศรี ซึ่งทำให้มีคุณสมบัติดังต่อไปนี้

<u>ข้อดี</u> 1. เนื่องจากการเยื้องศูนย์ของเฟืองเดือยหมูกับเฟืองบายศรี ทำให้ระดับเพลากลางต่ำลง ทำให้พื้นรถกับถนนใกล้กันขึ้น ซึ่งช่วยให้รถมีการทรงตัวดีขึ้น

2. เนื่องจากมีพื้นที่การขบกันของฟันเฟืองที่แน่นอนและเพิ่มขึ้นจากแบบอื่น ๆ ทำให้ลดเสียงดังลง แต่เพิ่มประสิทธิภาพในการส่งกำลังขึ้น

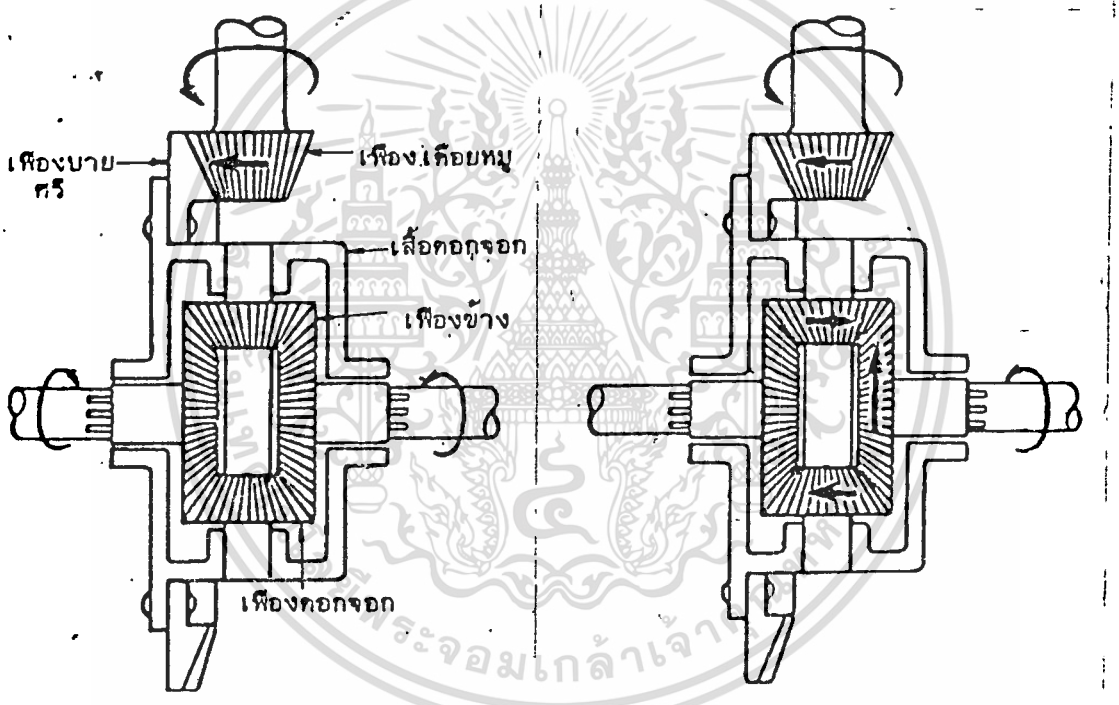
<u>ข้อเสีย</u> เนื่องจากมีการเสียดสีระหว่างฟันเฟืองตลอดเวลา ดังนั้นจึงต้องมีน้ำมันหล่อลื่นตลอดเวลา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หน้าที่ของเฟืองท้าย (FUNCTION)

เมื่อรถเลี้ยว ล้อด้านนอกจะเคลื่อนที่เร็วกว่าล้อด้านใน แต่เมื่อวิ่งทางตรงโดยไม่มีการเลี้ยว ล้อซ้ายและล้อขวาก็อาจจะหมุนด้วยความเร็วรอบต่างกันได้ เนื่องจากความไม่เรียบของผิวถนน ถ้าหากไม่มีลักษณะอาการหมุนที่แตกต่างกันนี้ จะทำให้ล้อทั้งสองเกิดการลื่นไถลไปกับผิวถนนในระหว่างการเลี้ยวและทำให้รถยนต์ควบคุมบังคับยาก นอกจากนี้ยังทำให้ล้อยางสึกหรออย่างรวดเร็วด้วย

โครงสร้างและการทำงาน (CONSTRUCTION AND OPERATION)



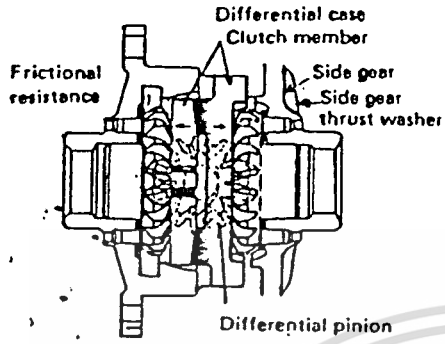
เพลากลางจะส่งกำลังมายังเฟืองเดือยหมูและขับให้เฟืองบายศรีหมุนตามไปด้วยพร้อมกับชุดเสื้อเฟืองดอกจอก ภายในเสื้อเฟืองดอกจอกประกอบด้วย เฟืองดอกจอกซึ่งยึดอยู่กับเสื้อด้วยเพลาเฟืองดอกจอก และสามารถหมุนได้อย่างอิสระ เฟืองดอกจอกจะขบอยู่กับเฟืองข้างซึ่งยึดอยู่กับเพลาข้างซ้ายและขวา จากรูปข้างบนเมื่อล้อซ้ายและขวาได้รับแรงเสียดทานเท่า ๆ กัน เฟืองดอกจอก เฟืองข้างและเพลาข้างจะหมุนเป็นชุดเดียวกันกับชุดเฟืองบายศรี

ตามรูปเมื่อความเสียดทานระหว่างล้อซ้ายและขวาไม่เท่ากัน เฟืองดอกจอกจะหมุนรอบตัวเองบนเพลาของมัน เพื่อทำให้เฟืองข้างด้านขวาหมุนเร็วขึ้น ด้วยเหตุนี้ความเร็วรอบที่ต่างกันก็

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะทำให้ล้อซ้ายและล้อขวามีความเร็วรอบที่เหมาะสมกันในขณะเลี้ยว

<u>การจำกัดการฟรีของเฟืองท้าย</u> (LIMITED SLIP DIFFERENTIAL)



ในระบบเฟืองท้ายธรรมดา ถ้าหากล้อใดล้อหนึ่งตกหลุมจะทำให้ล้อหมุนฟรี รถจะไม่สามารถเคลื่อนที่ต่อไปได้ เพื่อป้องกันเหตุนี้จึงมีเฟืองท้ายแบบจำกัดการฟรีขึ้น เช่น เมื่อล้อใดล้อหนึ่งเกิดอาการฟรีขึ้น กลไกอัตโนมัติภายในเฟืองท้ายจะทำให้เพลาท้ายทั้งสองจับติดกันเป็นแบบเพลาเดียวกัน ทำให้สามารถเคลื่อนที่ต่อไปได้ บนผิวถนนที่ลื่นหรือล้อฟรีได้ง่าย และยังป้องกันการลื่นไถลในขณะเลี้ยวโค้งได้ด้วย ทำให้การทรงตัวของรถมั่นคงขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตุ้มน้ำหนักถ่วง

ในรถยนต์จริง ๆ นั้น น้ำหนักของรถจะทำให้เกิดการสะสมพลังงานไว้ในรูปของพลังงานจลน์ส่วนหนึ่ง ซึ่งมีค่าเท่ากับ $jw^2/2$

โดยที่ w = ความเร็วเชิงมุมของเพลา 3

j = mass moment of inertia

ซึ่งในการทดลองของเรานั้นไม่มีน้ำหนักรถจริง ๆ จึงใช้ตุ้มน้ำหนักซึ่งมีขนาดในการสะสมพลังงานใกล้เคียงกับน้ำหนักรถจริง ๆ แทน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระบบไฮดรอลิคส์

1. นิยาม

ไฮดรอลิคส์ (HYDRAULICS) มาจากคำกรีก HYDOR ซึ่งหมายถึง WATER (น้ำ) และ AULOS หมายถึง PIPE (ท่อทาง) รวมความกันแล้วคำว่าระบบไฮดรอลิคส์ (HYDRAULIC SYSTEM) คือระบบการควบคุมของเหลวให้เป็นตัวส่งถ่ายกำลังงานผ่านท่อทางไปทำให้เกิดแรงและการเคลื่อนที่

2. การพัฒนาระบบไฮดรอลิคส์และการนำไปใช้งาน

ระบบไฮดรอลิคส์ได้พัฒนามาจากการใช้แรงดันน้ำให้เป็นประโยชน์ โดยการพัฒนานำมาใช้นั้นแบ่งออกเป็น 2 แขนงใหญ่ ๆ คือ

2.1 ไฮดรอลิคส์พลังน้ำ (WATER HYDRAULICS) เกี่ยวกับการใช้พลังน้ำ การส่งน้ำและการควบคุมแหล่งน้ำตามธรรมชาติ การใช้พลังน้ำผลิตกระแสไฟฟ้า และการชลประทาน เป็นต้น

2.2 ไฮดรอลิคส์น้ำมัน (OIL HYDRAULICS) เป็นการนำน้ำมันมาใช้เป็นตัวส่งถ่ายกำลังงาน เช่น ระบบเบรคในรถยนต์ แม่แรงไฮดรอลิคส์ เครื่องกดอัด เป็นต้น

สำหรับระบบไฮดรอลิคส์ที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นระบบไฮดรอลิคส์น้ำมัน

3. ข้อดีและข้อเสียของระบบไฮดรอลิคส์

ระบบไฮดรอลิคส์ถูกนำมาใช้งานอย่างมากในปัจจุบัน จากการพัฒนานำมาใช้งานสามารถจะวิเคราะห์ข้อดีและข้อเสียของระบบได้คือ

ข้อดี

1. สามารถควบคุมได้ง่าย
2. ถ่ายทอดกำลังงานได้มากจากอุปกรณ์ขนาดเล็ก
3. สามารถบังคับและปรับแต่งความเร็วได้ง่าย
4. หล่อลื่นได้ด้วยตัวเอง
5. อายุการใช้งานนาน
6. สามารถเปลี่ยนทิศทางการเคลื่อนที่ได้ทันทีทันใด
7. ควบคุมทางอ้อมได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. ไม่มีระบบเฟือง เพลา สามารถส่งกำลังไปได้ไกล ๆ ด้วยท่อ

ข้อเสีย

1. อุปกรณ์ทำงานเคลื่อนตัวช้า

2. อุปกรณ์มีราคาแพง

3. มีน้ำหนักมาก

4. เกิดอุบัติเหตุจากท่อแตกได้ เนื่องจากการทำงานที่ความดันสูง

5. การรั่วซึมของน้ำมันทำให้สกปรก

4. หลักการพื้นฐานของระบบไฮดรอลิคส์

หลักการพื้นฐานที่ใช้ในการวิเคราะห์ระบบไฮดรอลิคส์ที่สำคัญ มีดังนี้

4.1 แรง น้ำหนักและสสาร (FORCE, WEIGHT AND MASS)

- แรง ในระบบไฮดรอลิคส์ จะต้องกระทำอย่างต่อเนื่อง และจะต้องมีมากพอที่จะเอาชนะแรงเสียดทานที่ต้านทานการเคลื่อนที่ของวัตถุในระบบ

- น้ำหนัก ในระบบไฮดรอลิคส์ ของเหลวที่อยู่ในถังเก็บน้ำมัน ในท่อ หรือในส่วนต่าง ๆ ของระบบจะมีน้ำหนัก ไม่ว่าจะอยู่ในสภาวะนิ่งหรือเคลื่อนที่ก็ตาม

- สสาร หรือมวล คือจำนวนของสารที่มีอยู่ในวัตถุหรือสิ่งของ ในระบบไฮดรอลิคส์ สสารหรือมวลจะอยู่ในรูปของค่าความถ่วงจำเพาะ ซึ่งเราสามารถใช้ในการแยกชนิดของน้ำมันไฮดรอลิคส์ได้

4.2 งาน กำลังและพลังงาน (WORK, POWER AND ENERGY)

- งาน คือ แรงที่ไปกระทำให้วัตถุเกิดการเคลื่อนที่ไปในทิศทางที่แรงกระทำ

งาน = แรง * ระยะทาง

ซึ่งสำหรับในระบบไฮดรอลิคส์ แรง คือความดันของของไหลที่กระทำกับพื้นที่หน้าตัด

ระยะทาง คือ ระยะทางที่ก้านสูบสามารถเคลื่อนที่ได้

- กำลัง คือ จำนวนของงานที่กระทำได้ในหน่วยของเวลา โดยทั่วไปแล้วจะวัดเป็นกำลังม้า (HORSE POWER)

- พลังงาน คือ ความสามารถในการทำงาน หรือ การใช้กำลังให้เกิดงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปแบบของพลังงานที่ใช้ในระบบไฮดรอลิคส์มีหลายรูปแบบ เช่น พลังงานไฟฟ้า (ELECTRICAL ENERGY) ใช้สำหรับจุดมอเตอร์ไฟฟ้าให้หมุนขับปั๊มน้ำมันไฮดรอลิคส์ พลังงานไฮดรอลิคส์ (HYDRAULIC ENERGY) เป็นพลังงานที่สร้างขึ้นจากปั๊มน้ำมัน ส่งกำลังให้กับระบบโดยใช้น้ำมันไฮดรอลิคส์เป็นสื่อ พลังงานจลน์ (KINETIC ENERGY) เป็นพลังงานจากการเคลื่อนที่ของน้ำมันไฮดรอลิคส์ พลังงานศักย์ (POTENTIAL ENERGY) เป็นพลังงานขณะที่ลูกสูบดันชิ้นงาน และพลังงานความร้อน (HEAT ENERGY) ที่เกิดจากแรงต้านทานการเคลื่อนที่

4.3 ความดัน (PRESSURE)

คือจำนวนของแรงที่ส่งไปกระทำในทิศทางที่ตั้งฉากกับพื้นที่ของวัตถุที่กีดขวางการไหลของของไหล

สำหรับในระบบไฮดรอลิคส์มีความดันอยู่สองชนิด คือ ความดันบรรยากาศ (ATMOSPHERIC) และความดันไฮดรอลิคส์ (HYDRAULIC PRESSURE) ซึ่งเกิดจากการกีดขวางการไหลของของไหลภายในท่อ

การวัดความดัน เราจะใช้เกจวัดความดัน (PRESSURE GAUGE) ใช้วัดเฉพาะค่าของความดันที่สูงกว่าความดันบรรยากาศ สำหรับค่าความดันบรรยากาศปกติ เกจวัดความดันจะอ่านค่าได้ที่ ø

4.4 กฎของปาสคาล (PASCAL'S LAW)

จากหลักการที่ว่าเมื่อความดันของของเหลวถูกใช้ในที่จำกัด ความดันจะส่งออกไปในของเหลวเท่า ๆ กันทุกทิศทาง ในทำนองเดียวกัน ความดันของไฮดรอลิคส์ในท่อและภาชนะบรรจุจะมีแรงเท่ากันตลอดทุกทิศทาง

4.5 การส่งถ่ายกำลังของของเหลวในระบบไฮดรอลิคส์

(HYDRAULIC TRANSMISSION OF FLUID POWER)

การส่งถ่ายกำลังในระบบไฮดรอลิคส์นั้น อาศัยหลักของปาสคาลโดยถ้ามีกระบอกสูบ 2 กระบอกต่อท่อถึงกัน เมื่อมีแรงมากระทำกับกระบอกสูบกระบอกหนึ่ง มันจะส่งแรงผ่านของเหลวไปยังอีกกระบอกสูบหนึ่ง โดยความดันของของไหลในกระบอกสูบทั้งสองจะเท่ากัน ถ้ากระบอกสูบทั้งสองมีพื้นที่หน้าตัดเท่ากัน แรงที่เกิดขึ้นที่กระบอกสูบสองจะเท่ากับแรงที่เกิดขึ้นในกระบอกสูบหนึ่ง (เมื่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไม่คิดแรงเสียดทาน)

จากหลักการดังกล่าว เราสามารถดัดแปลงให้กระบอกสูบทั้งสองมีขนาดไม่เท่ากันซึ่งจะมีผลทำให้การออกแรงน้อย ๆ ที่กระบอกสูบที่พื้นที่หน้าตัดเล็ก ๆ กลายเป็นการส่งแรงจำนวนมากขึ้นให้กับกระบอกสูบที่มีขนาดใหญ่กว่าได้

4.6 การเคลื่อนที่ของของไหลภายในท่อ (FLUID FLOW IN PIPES)

การส่งกำลังในระบบไฮดรอลิคส์ แนวความคิดของการไหลของของเหลวภายในท่อเป็นแบบราบเรียบ (LAMINAR FLOW) ทุกส่วนของการไหลเคลื่อนที่เป็นเส้นขนาน ขณะที่เกิดการไหล ชั้นของของไหลจะไหลไปบนผิวท่อช้า ๆ เพราะมีแรงเสียดทานกับผนังท่อ แต่ละชั้นของของไหลจะเลื่อนตามกันไป โดยมีแรงเสียดทานน้อยลง จนกระทั่งในชั้นที่ใกล้กับจุดศูนย์กลางจะไหลได้เร็วที่สุด

ในกรณีที่ของไหลไหลน้อยเกินไปกว่าความต้องการ ความเร็วในการไหลน้อยเกินไป หรือแม้กระทั่งการไหลในที่ที่มีรูปแบบผิดปกติ เช่น ไหลในท่อที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางใหญ่หรือเล็กเกินไป และการเปลี่ยนทิศทางการไหลทันทีทันใด กรณีเหล่านี้สามารถทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน (TURBULENT FLOW) ขึ้นในระบบไฮดรอลิคส์ได้ ซึ่งการไหลแบบปั่นป่วนจะทำให้เกิดความร้อนในน้ำมันไฮดรอลิคส์มากกว่าการไหลแบบราบเรียบ ซึ่งจะทำให้ความดันลดลง และอุปกรณ์ในระบบสึกหรอเร็ว นอกจากนี้ยังอาจทำให้เกิดฟองอากาศหรือช่องว่างในท่อหรืออุปกรณ์ซึ่งจะมีผลทำให้ระบบตอบสนองช้าลง และทำงานไม่สมบูรณ์ เป็นสภาวะที่เรียกว่า คาวิเทชั่น (CAVITATION)

ดังนั้นถ้าต้องการให้ของไหลผ่านท่อที่ลดขนาด การจำกัดการไหลควรจะเกิดขึ้นทีละน้อยเท่าที่จะเป็นไปได้

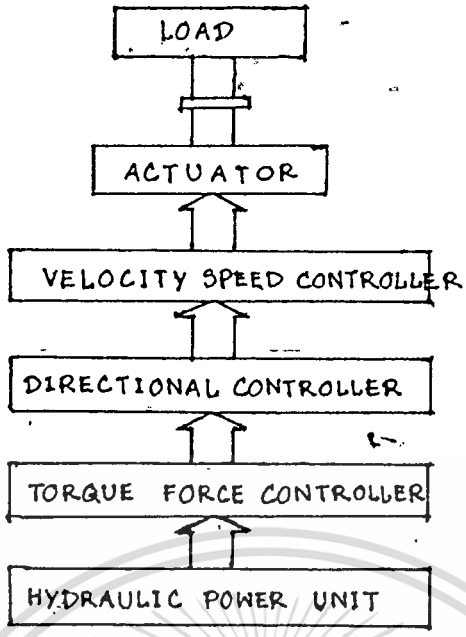
4.7 ผลของความร้อนจากของเหลว (THE EFFECT OF HEAT ON LIQUIDS)

เมื่อน้ำมันไฮดรอลิคส์ได้รับความร้อน ความร้อนทั้งหมดที่ทำให้น้ำมันไฮดรอลิคส์ระเหยออกไป จะทำให้ความดันสูงสุดที่ปั๊มสร้างขึ้นมาลดลง หรืออาจทำให้เกิดผลอื่น ๆ เช่น ซีลรั่วเพราะความหนืดของน้ำมันลดลง ความร้อนเป็นเหตุทำให้น้ำมันเสื่อม ดังนั้นจะต้องพยายามหลีกเลี่ยงไม่ให้เกิดความร้อนในระบบไฮดรอลิคส์ หรือใช้ระบบหล่อเย็นเข้าช่วยลดความร้อนที่เกิดขึ้น

5. ลำดับขั้นตอนการทำงาน

ลำดับขั้นตอนรูปข้างล่างนี้ เขียนจากล่างขึ้นบน ตามตำแหน่งการทำงานจากของจริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



HYDRAULIC POWER UNIT คือ ชุดต้นกำลังไฮดรอลิคส์ เพื่อส่งจ่ายปริมาณน้ำมันและแรงดันน้ำมันให้กับตัวทำงาน ประกอบด้วย มอเตอร์ไฟฟ้า หรือเครื่องยนต์ ปั๊มน้ำมันไฮดรอลิคส์ ถังเก็บน้ำมัน ไส้กรองน้ำมัน ลิ้นระบายความดันน้ำมันและเกจวัดความดัน

TORGUE FORCE CONTROLLER คือตัวปรับค่าแรงบิดหรือแรงดันของตัวทำงาน ได้แก่ลิ้นควบคุมความดันน้ำมัน (PRESSURE CONTROL VALVE)

DIRECTIONAL CONTROLLER คือตัวควบคุมทิศทางของตัวทำงาน ได้แก่ ลิ้นควบคุมทิศทางน้ำมัน (DIRECTIONAL CONTROL VALUE)

VELOCITY SPEED CONTROUER คือตัวควบคุม (ปรับ) ความเร็วของตัวทำงาน ได้แก่ ลิ้นปรับอัตราไหล (FLOW CONTROL VALUE)

ACTUATOR คือตัวตานทาน เพื่อให้ได้งานตามต้องการ ได้แก่ กระบอกสูบ (CYLINDER) มอเตอร์ไฮดรอลิคส์ (HYDRAULICS MOTOR)

LOAD คือตัวต้านทานภายนอก ซึ่งคอยต้านทานการเคลื่อนที่ของตัวทำงาน ได้แก่ งานที่เราจะทำ

6. <u>ระบบไฮดรอลิคส์และการบำรุงรักษา</u>

ปั๊มเป็นหัวใจของระบบไฮดรอลิคส์ การที่ระบบจะทำงานอย่างมีประสิทธิภาพได้ ปั๊มต้องอยู่ในสภาพดี ดังนั้นจะต้องดูแลรักษาปั๊มอยู่เสมอ โดยสาเหตุที่ทำให้ปั๊มเสียหาย และควรระมัดระวังมี 3 สาเหตุใหญ่ คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. การประกอบเมื่อถอดซ่อมขาดความระมัดระวัง ทำให้เกิดการไม่ได้ศูนย์ ทำให้ขาดการหล่อลื่นที่ดี เกิดการสึกหรอ และเสียหาย การใส่ประกอบซีลอย่างไม่ถูกต้อง อาจทำให้สิ่งสกปรกจากภายนอกเล็ดลอดเข้ามาปะปนกับน้ำมัน ทำให้เกิดการสึกกร่อนในปั๊มได้

2. การสึกกร่อนที่เกิดจากการใช้น้ำมันที่สกปรกมีฝุ่นปะปนอยู่ ซึ่งอาจเกิดจากซีลหมดอายุ ภาชนะเต็มสกปรกหรือถังเก็บน้ำมันปิดไม่แน่น ไส้กรองตรงท่อหายใจไม่เคยได้รับการทำความสะอาด

3. การหล่อลื่นไม่ดีพอ เกิดจากการเลือกใช้น้ำมันผิดประเภท หรือ การใช้น้ำมันเกินอายุการใช้งาน หรือเกิดจากการที่มีอากาศรั่วเข้าทางท่อดูด หรือมีฟองอากาศในเนื้อน้ำมัน ทำให้เกิดการสึกกร่อน และผิวเรือนปั๊มเป็นรูพรุน

สาเหตุทั้งสามนี้เป็นสิ่งที่ควรระวังและตรวจสอบสม่ำเสมอ เพื่อให้ปั๊มมีสภาพที่ดี และสิ่งสำคัญที่จะต้องดูแลอยู่เสมอคือต้องให้น้ำมันไฮดรอลิคส์สะอาด โดยดูแลถังเก็บน้ำมัน ปั๊มดูด และไส้กรองน้ำมันให้สะอาด ไม่มีเศษสี โลหะ เศษสนิม ทราย หรือฝุ่นปะปนอยู่ และถ้ามีน้ำมันไฮดรอลิคส์รั่วออกมาจากจุดใดก็ตาม ไม่ควรนำเติมกลับลงไปโดยมิได้ผ่านการกรองให้สะอาดก่อน

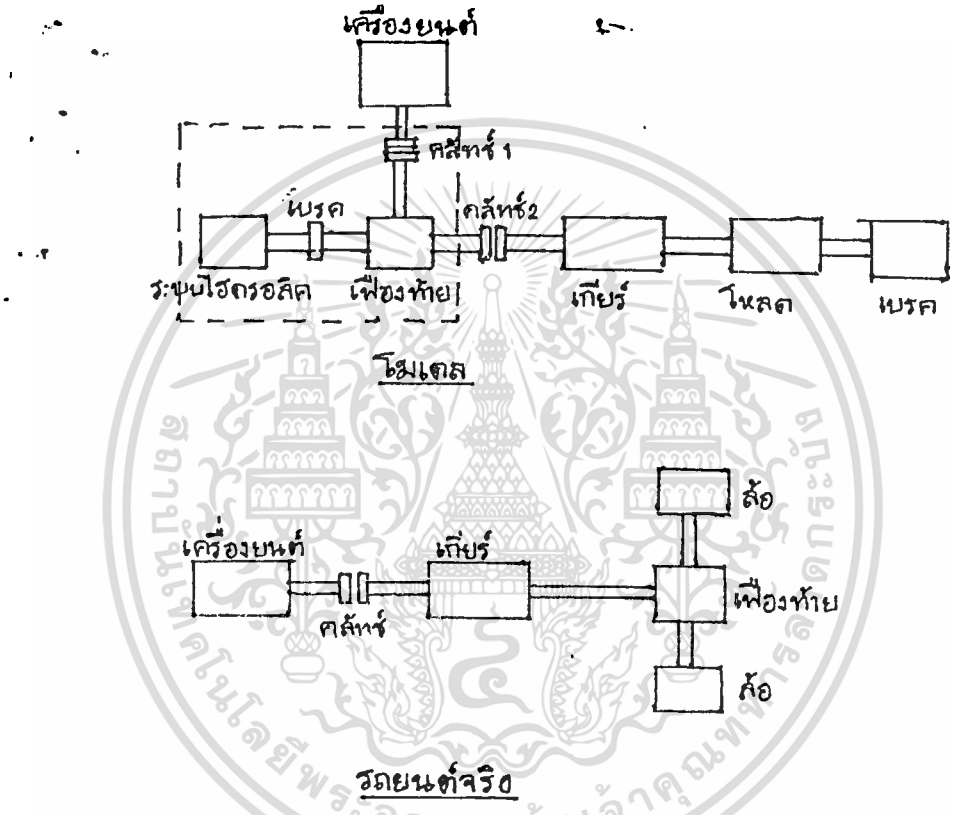
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

หลักการทำงานและการคำนวณ

หลักการทำงานของระบบ

ก่อนอื่นต้องพูดถึงตัวระบบทำงานก่อน ระบบเก็บกำลังงานที่เราเพิ่มเข้าไปในรถยนต์จริง ๆ นั้นมีคลัทช์ เฟืองท้าย และระบบไฮดรอลิคส์ (ปั๊มไฮดรอลิคส์ วงจร และถังเก็บความดัน) ดังรูป



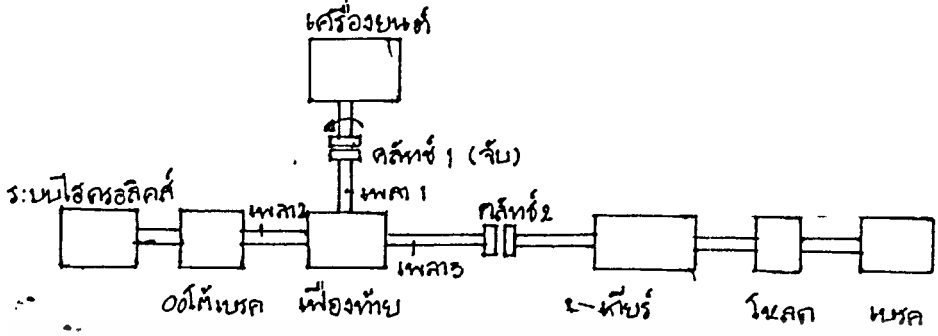
ดังในรูป ในกรอบเส้นประสี่เหลี่ยมจะแทนระบบเก็บกำลังงานที่เพิ่มในรถยนต์จริง โหลดในโมเดลจะแทนภาระหรือน้ำหนักที่เครื่องยนต์ต้องส่งกำลังงานมาขับในรถยนต์จริง ซึ่งอีกนัยหนึ่งก็คือโหลด ใช้แทนน้ำหนักรถยนต์นั่นเอง และจะเห็นว่าในโมเดลนั้นจะตัดส่วนที่เป็นเฟืองท้าย โหลดท้าย และล้อในรถยนต์จริงออก คือส่งกำลังจากเกียร์ไปยังเบรคโดยตรง

เราสามารถแบ่งหลักการการทำงานออกเป็น 3 จังหวะคือ

1. จังหวะเดินเครื่องปกติ
2. จังหวะเก็บกำลังงาน
3. จังหวะจ่ายกำลังงาน

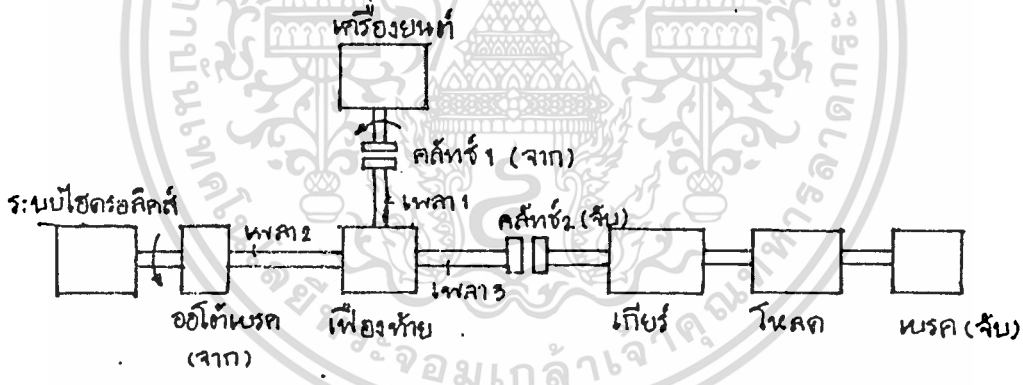
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. จังหวะเดินเครื่องปรกติ



จังหวะนี้ออโต้เบรคจะจับทำให้เพลา 2 ล็อค และกำลังที่ส่งจากเครื่องยนต์ส่งผ่านคลัทช์1 เพลา1 เฟืองท้าย เพลา3 คลัทช์2 ไปยังเกียร์และขับเคลื่อนโหลดตามลำดับ จังหวะนี้เทนการขับเคลื่อนรถยนต์ตามปรกติ

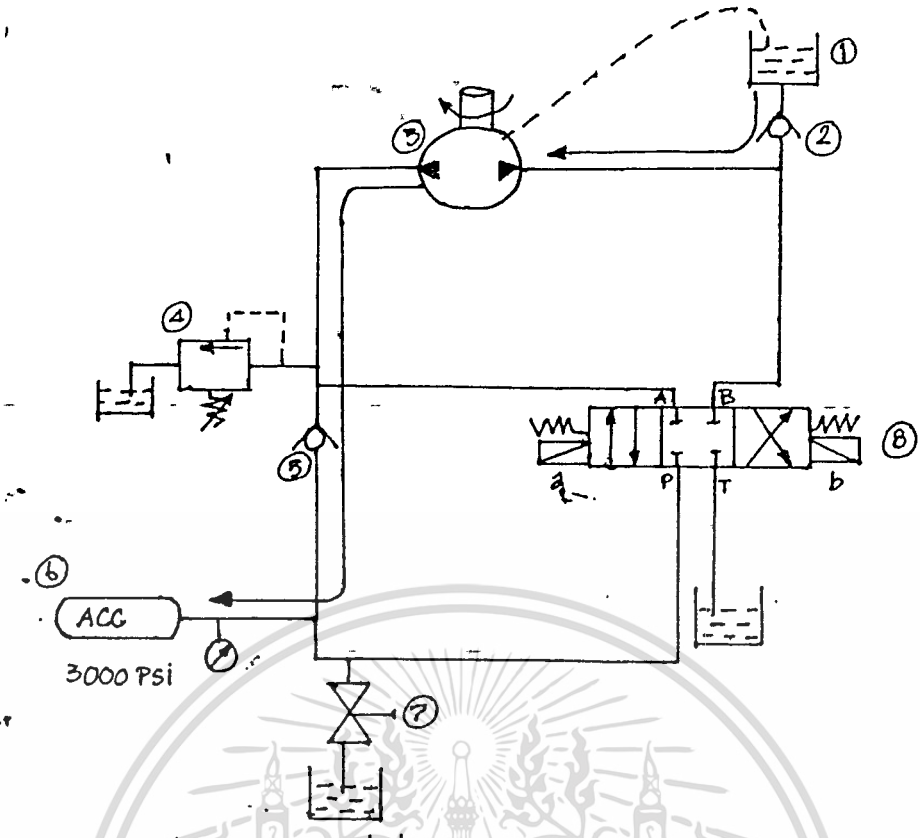
2. จังหวะเก็บพลังงาน



ในการขับเคลื่อนรถยนต์ เมื่อต้องการเบรคเราจะเหยียบคลัทช์ก่อน แล้วค่อยเหยียบเบรค ถ้าเทียบกับโมเดลแล้ว จังหวะนี้คลัทช์1 จะจากเป็นการตัดกำลังจากเครื่องยนต์ และเบรคจะจับ แต่ขณะที่เราเบรค รถยังมีความเร็วอยู่ (ความเร็วค่อย ๆ ลดลง) นั่นคือโหลดในโมเดลยังหมุนอยู่ จะส่งกำลังจากโหลดกลับมายังเกียร์ คลัทช์2 เพลา3 เฟืองท้าย เพลา2 ออโต้เบรค(จาก) และขับระบบไฮดรอลิคส์

ในระบบไฮดรอลิคส์ประกอบด้วย มอเตอร์ ปั๊ม ไฮดรอลิคส์ วงจรไฮดรอลิคส์ และถังเก็บความดัน จังหวะเก็บกำลังงานนี้ ระบบไฮดรอลิคส์จะทำงานดังรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ในจังหวะการเก็บกำลังงานจะเริ่มที่วงจรควบคุมวาล์ว ควบคุมทิศทาง (รายละเอียดของวงจรควบคุมจะกล่าวภายหลัง) ทำให้วาล์วควบคุมทิศทาง(8) อยู่ในสภาพปรกติ (โซลินอยด์ a และ b ไม่ทำงาน) S A B P T ปิด ดังที่กล่าวมาแล้วว่าในจังหวะเก็บพลังงานโหลดจะหมุนส่งกำลังมาขับระบบไฮดรอลิคส์ นั่นก็คือหมุนมอเตอร์ ปั๊มไฮดรอลิคส์ซึ่งขณะนี้ทำงานเป็นปั๊มไฮดรอลิคส์(3) ดังรูป เมื่อปั๊มไฮดรอลิคส์(3)หมุน จะดูดน้ำมันไฮดรอลิคส์จากถังน้ำมัน(1) ผ่านวาล์วกันกลับ(2) แต่รู B ที่วาล์วควบคุมทิศทาง(8) ปิด ทำให้ไม่มีน้ำมันไหลในท่อทาง น้ำมันจะถูกดูดผ่านปั๊มไฮดรอลิคส์(3) ผ่านวาล์วควบคุมความดัน(4) รู A ปิด น้ำมันจึงไหลผ่านวาล์วกันกลับ(5) เข้าสู่ถังเก็บความดัน(6)

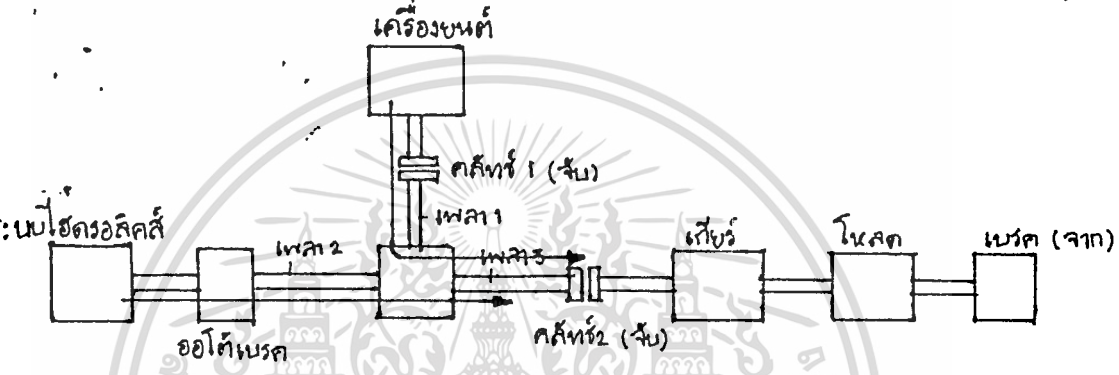
ข้อกำหนดในการเก็บพลังงานจากการเบรคคือ จะตั้งวาล์วควบคุมความดัน(4) ให้ความดันสูงสุดที่ตั้งไว้ที่จะเก็บในถังเก็บความดัน 3000 psi ในการเก็บจะมีเหตุการณ์ที่จะเกิดได้ 2 เหตุการณ์คือ

1) ช่วงที่เก็บกำลังงาน ความดันในถังเก็บความดันไม่ถึงความดันสูงสุด (3000 psi) เมื่อออกจากจังหวะเก็บกำลังงาน (เลิกเหยียบเบรค) ออโต้เบรคจะทำงาน ทำให้เพลา2 ล็อค เครื่องยนต์จะส่งกำลังไปขับโหลดโดยตรงเป็นจังหวะเดินเครื่องปรกติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2) ช่วงเก็บกำลังงาน ความดันในถังเก็บความดันสูงถึงความดันสูงสุด (3000 psi) ออโต้เบรคจะทำงานทันที ทำให้ไม่มีการเก็บกำลังงานอีก เมื่อออกจากจังหวะเก็บกำลังงาน (เลิกเหยียบเบรค) ออโต้เบรคจะหยุดทำงาน และวงจรควบคุมวาล์วควบคุมทิศทางจะทำงาน ทำให้น้ำมันไฮดรอลิคส์ในถังเก็บความดันมาขับมอเตอร์ ปั๊มไฮดรอลิคส์ ช่วยส่งกำลังขับเคลื่อนรถยนต์อีกส่วนหนึ่งดังจะกล่าวละเอียดในหัวข้อจังหวะจ่ายกำลังงาน

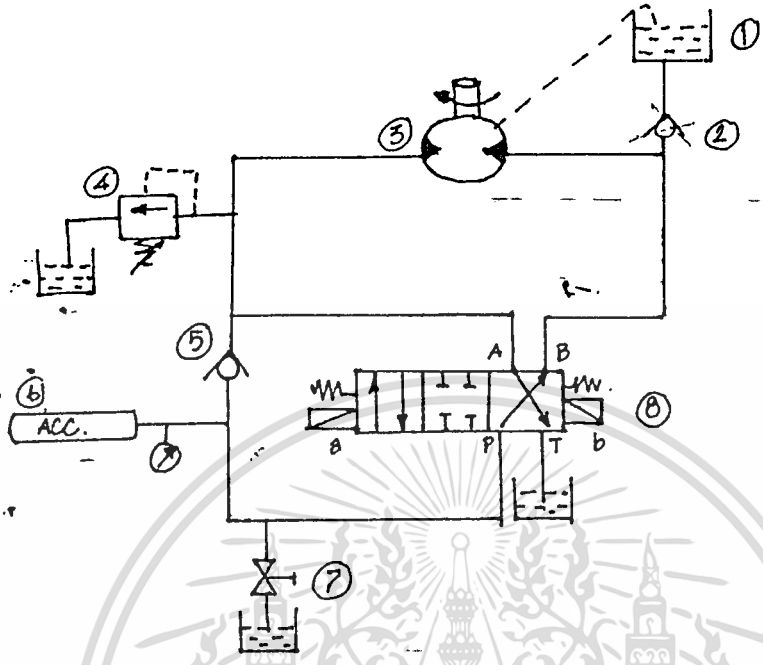
3. จังหวะจ่ายกำลังงาน



จากรูป จังหวะจ่ายกำลังงานนี้จะเกิดต่อจากจังหวะเก็บกำลังงานในกรณีที่ความดันในถังเก็บความดันสูงถึงความดันสูงสุด (3000 psi) เมื่อออกจากจังหวะเก็บกำลังงานออโต้เบรคจะหยุดทำงาน และวงจรควบคุมวาล์วควบคุมทิศทางจะทำงานทำให้น้ำมันไฮดรอลิคส์ในถังเก็บความดันมาขับ มอเตอร์/ปั๊มไฮดรอลิคส์ส่งกำลังผ่านออโต้เบรค เพลา2 สู่เฟืองท้าย ผ่านเครื่องยนต์ส่งกำลังผ่านคลัทช์1 ผ่านเพลา2 สู่เฟืองท้าย กำลังทั้งสองส่วนนี้จะช่วยกันขับเคลื่อนโหลด จนกระทั่งความดันในถังเก็บความดันในระบบไฮดรอลิคส์ลดลงจนถึงความดันต่ำสุดที่ตั้งไว้ (2000 psi) ออโต้เบรคตจะจับ ทำให้มีเฉพาะกำลังจากเครื่องยนต์เท่านั้นขับเคลื่อนโหลด เป็นจังหวะเดินเครื่องปรกติ แต่ถ้าขณะที่ความดันในถังเก็บความดันลดลงไม่ถึงความดันต่ำสุดที่ตั้งไว้ (2000 psi) มีการเบรคเกิดขึ้น ก็จะเข้าสู่จังหวะเก็บกำลังงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทำงานของระบบไฮดรอลิคส์มีดังนี้



เมื่อเข้าสู่จังหวะจ่ายกำลังงาน โซลินอยด์ b ของวาล์วควบคุมทิศทาง(8) จะทำงาน ทำให้รู A ต่อกับรู T น้ำมันไฮดรอลิคส์ในถังเก็บความดันจะไหลออกมาผ่านทางวาล์วกันกลับ(5) ไม่ได้ จึงไหลมาทางรู P ออกรู B ไปยังมอเตอร์ไฮดรอลิคส์(3) ทำให้มอเตอร์ไฮดรอลิคส์(3) หมุนส่งกำลังไปช่วยเครื่องยนต์ขับเคลื่อนไหลด น้ำมันจากมอเตอร์ไฮดรอลิคส์(3) ผ่านวาล์วควบคุมความดัน(4) มายังวาล์วกันกลับ(5) และท่อทางของรู A เนื่องจากน้ำมันไฮดรอลิคส์ในท่อทางอีกด้านของวาล์วกันกลับ(5) มีความดันสูงกว่า จึงไม่มีการไหลผ่านวาล์วกันกลับ(5) น้ำมันไฮดรอลิคส์จากวาล์วควบคุมความดัน(4) จึงไหลผ่านมาท่อทางรู A ออกสู่ถังเก็บน้ำมันไฮดรอลิคส์ทางเดียว

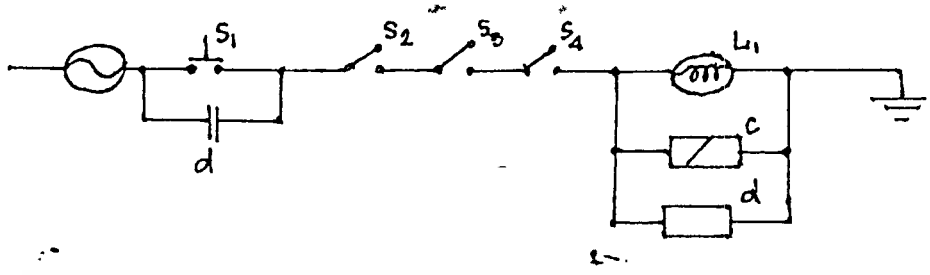
ขณะที่อยู่ในจังหวะจ่ายกำลังงาน ความดันในถังเก็บความดันจะลดลง จนกระทั่ง

1) ความดันลดลงจนถึงความดันต่ำสุดที่ตั้งไว้(2000 psi) วาล์วควบคุมทิศทาง(8) จะอยู่ในสภาพปรกติ (รู A B P T ปิด) ออโต้เบรคจะทำงาน เป็นการเข้าสู่จังหวะเดินเครื่องปรกติ

2) ความดันลดลงแต่ยังไม่ถึงความดันต่ำสุด (2000 psi) ขณะนี้มีการเบรคเกิดขึ้น วาล์วควบคุมทิศทาง(8) จะอยู่ในสภาพปรกติ และเข้าสู่จังหวะเก็บกำลังงานใหม่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทำงานของวงจรควบคุมระบบไฮดรอลิคส์



สัญลักษณ์

ฟิวส์

สวิตช์สตาร์ทแบบปรกติเปิด (S_1)

สวิตช์ปิดเปิด (S_2, S_3, S_4)

S_2 สวิตช์ปิดเปิดควบคุมจากเกียร์

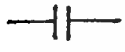
S_3 สวิตช์ปิดเปิดควบคุมจากคันเร่ง

S_4 สวิตช์ปิดเปิดควบคุมจากความดันในถังเก็บความดัน

หลอดไฟแสดงการทำงานของวงจร (L_1)

โซลินอยด์ของวาล์วควบคุมทิศทาง (c)

รีเลย์ (d)


หน้าสัมผัสของรีเลย์ เป็นแบบปรกติเปิด (d)

1. จังหวะเดินเครื่องปรกติ

ออโต้เบรคจับทำให้ไม่มีกำลังส่งเข้ามาขับระบบไฮดรอลิคส์ วงจรจึงไม่มีการทำงาน

2. จังหวะเก็บกำลัง

ออโต้เบรคจาก แต่ขณะนั้นความดันในถังเก็บความดันยังขึ้นไม่ถึง 2800-3000 psi (S_4) เปิด และจังหวะนี้เราไม่ได้เหยียบคันเร่ง (S_3) เปิด วงจรจึงเปิดทำให้ไม่มีกระแสไหลเข้า โซลินอยด์ c ไม่ทำงาน ดังนั้นวาล์วควบคุมทิศทางจึงอยู่ตำแหน่งปรกติ เป็นไปตามการทำงานตามจังหวะการเก็บกำลังงานดังที่กล่าวมาแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. จังหวะจ่ายกำลังงาน

ในจังหวะนี้เราเหยียบคันเร่ง (S_3 ปิด) ความดันในถังเก็บความดันอยู่ในช่วง2000-3000 psi (S_4 ปิด) และเกียร์อยู่ที่เกียร์ 1-2 (S_2 ปิด) S_2,S_3,S_4 ปิดก็จะกด S_1 ทำให้มีกระแสไหลผ่านวงจร รีเลย์ d ทำงาน หน้าสัมผัส d ปิด (ถึงแม้จะเลิกกด S_1 แล้วก็ตาม ก็จะยังมีกระแสไหลผ่านวงจรโดยผ่านหน้าสัมผัส d) หลอดไฟ L_1 ติด โซลินอยด์ c ทำงานและวาล์วควบคุมทิศทางทำให้มีกำลังจ่ายออกมาช่วยขับเคลื่อนรถยนต์ในจังหวะจ่ายกำลังงาน

เมื่อมีการถอนคันเร่ง (S_3 เปิด) หรือเข้าเกียร์ว่าง (S_2 เปิด) หรือความดันในถังเก็บความดันไม่ถึง 2000 psi (S_4 เปิด) จะทำให้ไม่มีกระแสไฟไหลในวงจร หลอดไฟ L_1 ดับ รีเลย์ d ไม่ทำงาน โซลินอยด์ c ไม่ทำงาน เป็นการเข้าไปสู่จังหวะเดินเครื่องปรกติ หรือจังหวะเก็บกำลังงานต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

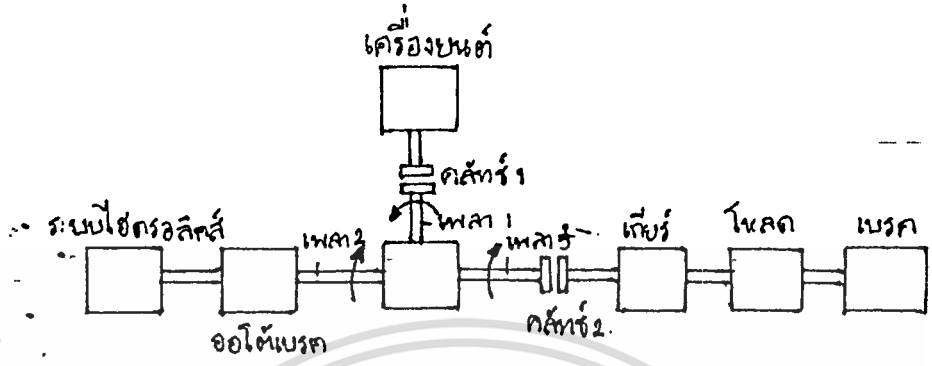
ตารางสรุปผลขั้นตอนการทำงาน

จังหวะ	คลัทช์ 1	เกียร์	เบรค	ออโต้เบรค	Preesure switch	สัญญาณเสียง
เดินเครื่องปรกติ	จับ	ทุกเกียร์	จาก	จับ	OFF	เปิด
เก็บกำลังงานช่วงเดินเบา	จับ	1-2	จับ	จาก	OFF	ปิด
เก็บกำลังงานช่วงเบรค (ความดันในถังเก็บต่ำกว่า 3000 psi)	จาก	ทุกเกียร์	จับ	จาก	OFF	ปิด
เก็บกำลังงานช่วงเบรค (ความดันในถังเก็บสูงถึง 3000 psi)	จาก	ทุกเกียร์	จับ	จับ	OFF	ปิด
จ่ายกำลังงาน (ความดันในถัง 2000-3000 psi)	จับ	1-2	จาก	จาก	ON	เปิด
จ่ายกำลังงาน (ความดันในถังลดถึง 2000 psi)	จับ	1-2	จาก	จับ	OFF	เปิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

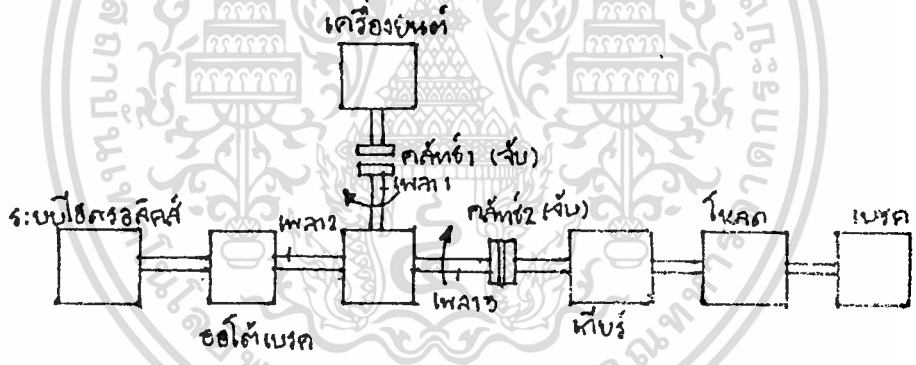
การคำนวณ

ข้อกำหนด



การหมุนของเพลา 1 เพลา 2 เพลา 3 ในลักษณะข้างบนมีค่าเป็นบวก ถ้าหมุนกลับทิศจะมีค่าเป็นลบ

กรณีที่ 1 เดินเครื่องปกติ



: ส่งกำลังจากเครื่องผ่านคลัทช์ 1 เฟืองท้าย คลัทช์ 2 เกียร์

: เป็นกรณีที่เราไม่เหยียบคลัทช์ และเบรค (ออโต้เบรคจะจับ)

: เป็นกรณีที่ความดันในถังเก็บความดันยังไม่ถึง 2000-3000 psi (ออโต้เบรคจะจับ)

จาก $(n_2+n_3)/2 = n_1/a$ [$n_2 = 0$, a คืออัตราทดของเฟืองท้าย]

$$n_3 = n_1/2 \quad \text{----------(1)}$$

จาก $T_1n_1 = T_2n_2+T_3n_3$ [$n_2 = 0$]

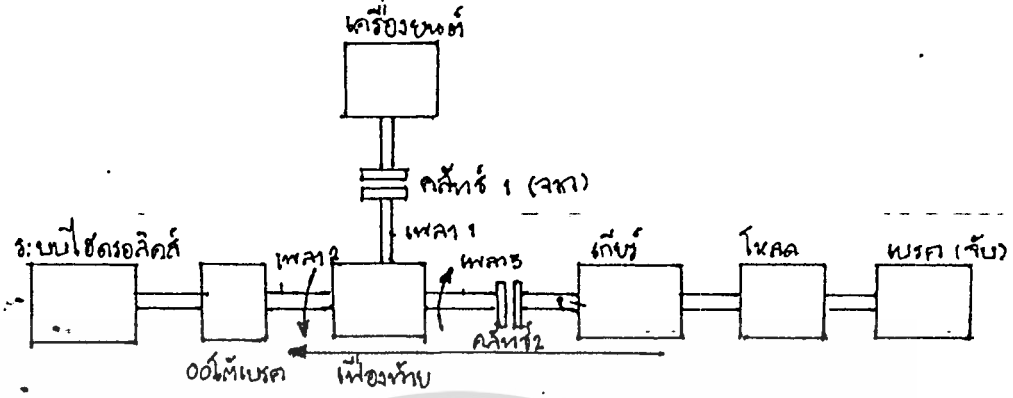
$$T_3n_3 = T_1n_1$$

จาก (1) $T_3n_1/2 = T_1n_1$

$$T_3 = 2T_1 \quad \text{----------(2)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีที่ 2 เริ่มเก็บกำลังเข้าระบบไฮดรอลิคส์



: เป็นกรณีที่คลัทช์ 1 จาก และเบรคจับ

: ไม่มีกำลังส่งจากเครื่องยนต์ ($n_1 = 0$)

: ออโต้เบรคจาก

: ส่งกำลังจากเพลา 3 ไปยังเพลา 2

: n_2 หมุนกลับทิศ ดังนั้นมีค่าเป็นลบ

จาก $T_1 n_1 = T_2 n_2 + T_3 n_3$

$0 = -T_2 n_2 + T_3 n_3$ [$n_1 = 0$, n_2 เป็นลบ]

$T_2 n_2 = T_3 n_3$ ----------(3)

จาก $(n_2 + n_3)/2 = n_1/a$

$(-n_2 + n_3)/2 = 0$

$n_2 = n_3$ ----------(4)

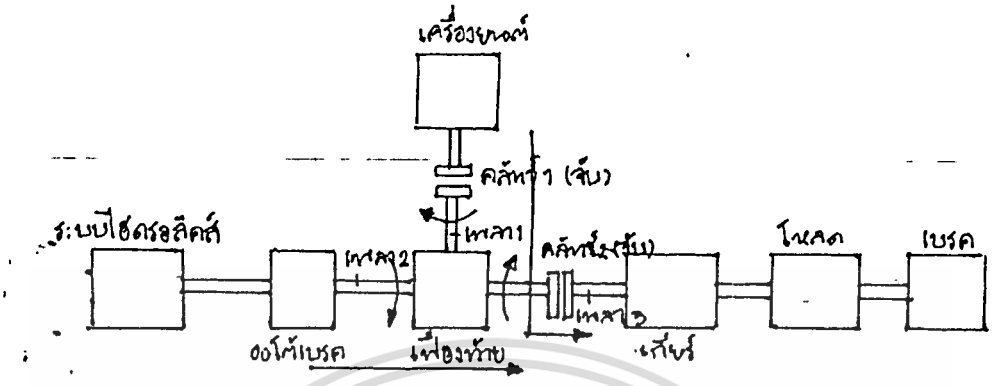
แทนใน (3)

$T_2 = T_3$ ----------(5)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีที่ 3 ระบบไฮดรอลิคส์จ่ายกำลังมาช่วยขับ

กรณี 3.1 เพลา 2 ขณะเก็บกำลังและจ่ายกำลัง หมุนทิศเดียวกัน



: เมื่อความดันในถังเก็บความดันถึง 2000-3000 psi ออโต้เบรคจะจาก

: การส่งกำลัง 1) จากเครื่องยนต์ไปคลัทช์ 1 เฟืองท้าย คลัทช์ 2 เกียร์

2) จากระบบไฮดรอลิคส์ไปออโต้เบรค เฟืองท้าย คลัทช์ 2 เกียร์

: n_2 เป็นลบ

จาก $T_1n_1 = T_2n_2+T_3n_3$

$T_1n_1 = -T_2n_2+T_3n_3$ [n_2 เป็นลบ]

$T_1n_1+T_2n_2 = T_3n_3$ ——————————(6)

จาก $(n_2+n_3)/2 = n_1/a$

$(-n_2+n_3)/2 = n_1/a$

$n_3 = 2n_1/a+n_2$ ——————————(7)

$n_1 = a(n_3-n_2)/2$

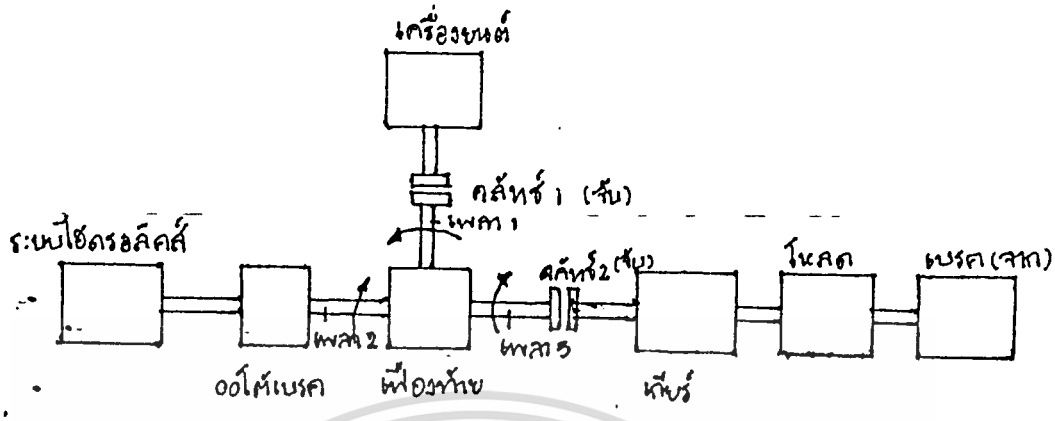
แทนใน (6) ได้

$T_1[a(n_3-n_2)/2]+T_2n_2 = T_3n_3$

$T_3 = [T_1a(n_3-n_2)/2+T_2n_2]/n_3$ ——————(8)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณี 3.2 เพลา 2 ตอนเก็บกำลังและจ่ายกำลังหมุนคนละทิศ



: ข้อกำหนดการทำงานเหมือน 3.1 ยกเว้น n_2 เป็นบวก

$$T_1 n_1 = T_2 n_2 + T_3 n_3 \quad \text{----------(9)}$$

จาก $(n_2+n_3)/2 = n_1/a$

$$n_3 = 2n_1/a - n_2 \quad \text{----------(10)}$$

$$n_1 = a(n_2+n_3)/2$$

แทนใน (9)

$$T_1 a(n_2+n_3)/2 = T_2 n_2 + T_3 n_3$$

$$T_3 = [T_1 a(n_2+n_3)/2 - T_2 n_2]/n_3 \quad \text{----------(11)}$$

เปรียบเทียบระหว่างกรณี 3.1 และ 3.2

$T_3 n_3$ (6) > (9) ดังนั้นกำลังที่ได้ที่เพลา 3 -----> 3.1 > 3.2

n_3 (7) > (10) ดังนั้นความเร็วรอบของเพลา 3 -----> 3.1 > 3.2

เนื่องจาก $T_1 >> T_2$ ดังนั้น

T_3 ของ (8) < (11) ทอดที่ได้ที่เพลา 3 -----> 3.1 < 3.2

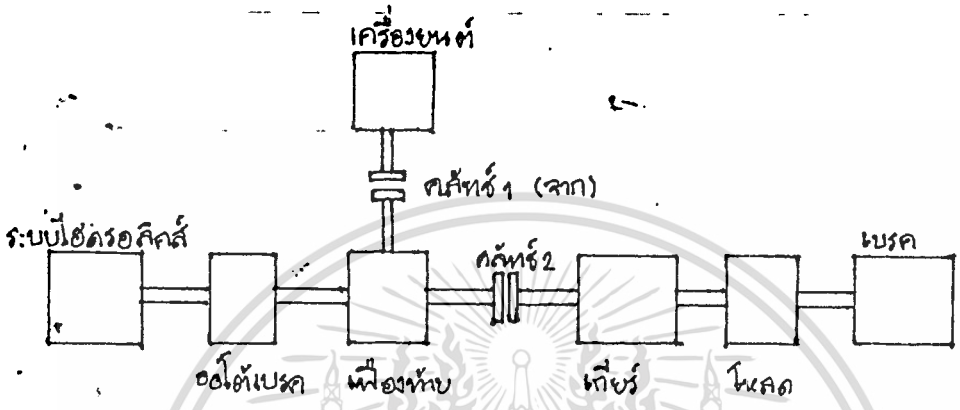
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การทดลองและผลการทดลอง

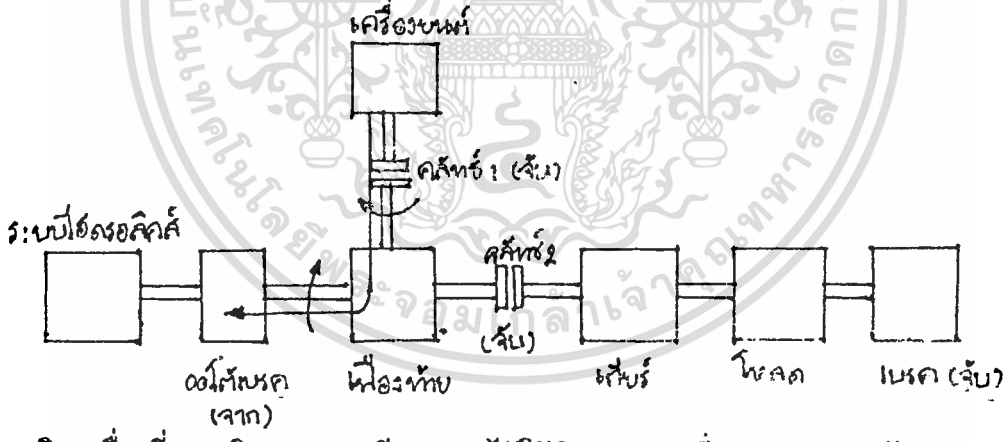
การทดลองที่ 1

วัดรอบที่รอบเดินเบา ขณะที่ไม่มีโหลด



วัดรอบเครื่องยนต์ขณะไม่มีโหลด คือขณะที่คลัทช์ 1 จาก

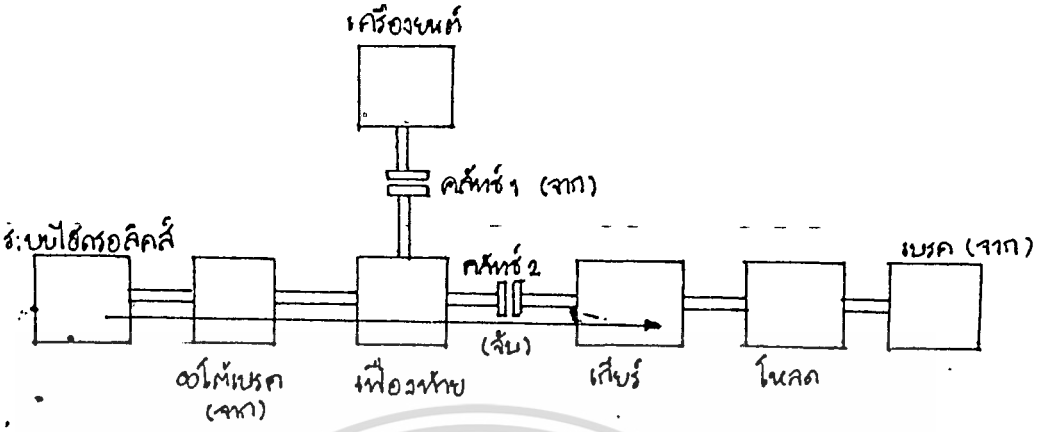
การทดลองที่ 2



เดินเครื่องที่รอบเดินเบา เหยียบเบรกไว้ให้กำลังจากเครื่องส่งเข้าระบบไฮดรอลิคส์ทางเดียว ปั๊มไฮดรอลิคส์จะทำงานและปั๊มน้ำมันเข้าไปเก็บไว้ในถังเก็บความดัน วัดรอบเครื่อง รอบและทอคของปั๊มไฮดรอลิคส์ ความดันในถังเก็บความดันทุก ๆ 5 วินาที จนกระทั่งความดันในถังเก็บความดันเป็น 3000 psi บันทึกข้อมูลลงในตารางการทดลองที่ 2

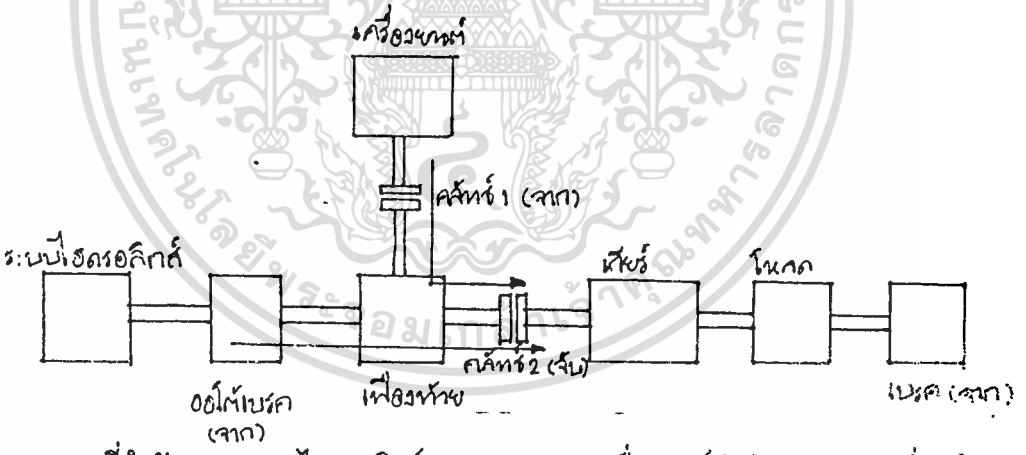
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดลองที่ 3



ทดลองจ่ายกำลังจากระบบไฮดรอลิคส์มาขับเคลื่อนโหลดโดยตรง โดยตัดกำลังจากเครื่องยนต์ออก วัดทอคและความเร็วรอบของมอเตอร์ไฮดรอลิคส์ และวัดความดันในถังเก็บความดันที่เวลาต่าง ๆ โดยเริ่มตั้งแต่ความดันในถังเก็บความดัน 3000 psi ไปจนถึงความดันต่ำที่สุด บันทึกข้อมูลลงในตารางการทดลองที่ 3

การทดลองที่ 4



ทดลองขณะที่กำลังจากระบบไฮดรอลิคส์ และจากเครื่องยนต์ส่งกำลังมาขับเคลื่อนโหลดพร้อมกัน วัดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ มอเตอร์ไฮดรอลิคส์ และของโหลด วัดทอคของมอเตอร์ไฮดรอลิคส์และทอครวมที่ได้โดยวัดที่โหลด วัดความดันในถังเก็บความดัน ซึ่งทั้งหมดนี้จะวัดที่เวลาต่าง ๆ ที่ความเร็วรอบเครื่องต่าง ๆ เท่าที่ทำได้ บันทึกผลการทดลองที่ตารางการทดลอง 4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลอง

ผลการทดลองที่ 1

เราตั้งรอบเดินเบาไว้ประมาณ 900 รอบ

ผลการทดลองที่ 2

ปรับอัตราการไหลต่ำสุด		ปรับอัตราการไหลสูงสุด	
รอบเครื่องยนต์	ความดันสูงสุด	รอบเครื่องยนต์	ความดันสูงสุด
930	200	940	1100
1050	1200	1050	1200
1130	1200	1130	1250
1200	1200	1230	1250
1310	1100	1300	1300
1400	1200	1400	1300
1500	1200	1500	1300
1600	1250	1600	1300

หมายเหตุ จากการทดลองเราไม่สามารถวัดความเร็วรอบ ของปั๊มไฮดรอลิกส์ และความดันในมิเตอร์ได้ทุก ๆ 5 วินาทีได้ เนื่องจากวัดไม่ทัน จะวัดได้แต่ความเร็วรอบเครื่องและความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นที่ความเร็วรอบเครื่องนั้น ๆ

ผลการทดลองที่ 3 และ 4

เราไม่สามารถทดลองได้เนื่องจากความไม่เหมาะสมของกำลังของเครื่องยนต์และปั๊ม/มอเตอร์ไฮดรอลิคส์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สรุปผลและวิจารณ์

จากการทดลอง ไม่สามารถทดลองได้ในบางขั้นตอน เนื่องจากเครื่องยนต์ต้นกำลังมีกำลังไม่พอที่จะขับปั๊มไฮดรอลิค และนอกเหนือจากนั้นอุปกรณ์ส่งกำลังบางส่วนยังไม่เหมาะสมทำให้เสียกำลังอีกส่วนหนึ่งซึ่งจุดบกพร่องของอุปกรณ์ต่าง ๆ จะได้ชี้แจงในหัวข้อแนวทางแก้ไขและการปรับปรุง

อย่างไรก็ตามการทดลองนี้ทำให้เราทราบได้ว่าแนวความคิดนี้สามารถเป็นจริงได้ และเหมาะที่จะใช้กับยานพาหนะขนาดใหญ่ เช่น รถบรรทุก รถไฟ เป็นต้น ซึ่งก็เนื่องมาจากอุปกรณ์ไฮดรอลิคต้องการเนื้อที่พอสมควร และมีน้ำหนักมาก และสิ่งที่ควรกล่าวถึงยังเป็นอย่างยิ่งก็คือการเลือกใช้ปั๊มไฮดรอลิคให้เหมาะสมกับกำลังของเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แนวทางการแก้ไขและการพัฒนา

จากเครื่องต้นแบบมีข้อผิดพลาด คือเครื่องต้นกำลังมีกำลังไม่เพียงพอที่จะสามารถขับปั๊มไฮดรอลิคให้สร้างความดันตามค่าที่กำหนดที่ใช้งานได้, และมีวาล์วทางเดียวที่ทางดูดน้ำมันเข้าของปั๊มไฮดรอลิค (ซึ่งทางดูดของปั๊มนั้นความดันต่ำ แรงดันของน้ำมันไม่สามารถเอาชนะแรงสปริงของวาล์วทางเดียวได้ ทำให้น้ำมันไม่สามารถไหลผ่านวาล์วทางเดียวได้) ซึ่งปัญหานี้สามารถแก้ไขได้โดยออกแบบวงจรให้ใช้วาล์ว 2/2 ปกติเปิดแทนวาล์วทางเดียว ส่วนปัญหาด้านเครื่องยนต์กำลังไม่พอที่จะขับปั๊มนั้นก็สามารถแก้ไขได้โดยใช้เครื่องยนต์ที่มีกำลัง (ณ ช่วงความเร็วรอบที่ใช้งานของเครื่องยนต์) สูงกว่ากำลังที่ปั๊มไฮดรอลิคต้องการ (ณ ช่วงความเร็วรอบที่ใช้งานของปั๊ม)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

PERFORMANCE CHECK SHEET (Full Throttle) Lot No. TI

ENG.MODEL 4K. ENG.No. ENG.WT.

INSPECTOR. CHAICAPONG.O DATE. 1 - Sep - 87

LATHER CONDITION	SUNNY	CROWDY	RAINY		
TM. PRESSURE	30.32 / 29.33	790.25	MM Hg.		
EMPERATURE °C DRY	36.0	37.5	36.75		
WET	33.2	33.5	33.25		
ORRECTION COEF.	1.055				
P. GR.					
	CHECK 1	CHECK 2			
TER TEMP. (°C.)	22°				
L TEMP. (°C)	20°				
SPEED (RPM.)	760				
MING (B.T.D.C.)	10°				
CUUM (MM. Hg.)	-485				
L PRESSURE (Kg./cm)	4.4				

COMPRESSION RATIO	Kg./cm²	VALVE CLEARANCE C	
		IN.	E
CYL.NO.1			
2			
3			
4			
5			
6			
R			
X			

CHECK 2 : AFTER E/G ADJUSTED.

G RPM.	FUEL CONS. CC.	FUEL CONS. SEC.	TORQUE Kg.M.	HP. PS.	CONS. FUEL g/PS.H.	CONRRECTION Kg-M.	CONRRECTION PS	VAC MM.Hg	WATER Temp.C	ENG. OIL °C	ENG. OIL Kg/cm²	FIRING ADV°	REMA (NOT
800	25	31.0	7.02	2.91	270.90	7.46	8.34	-7	22	21	1.5	15	
1200	25	20.0	9.42	13.85	267.21	7.22	13.11	-10	33	32	2.5	11	
1600	50	30.6	7.48	16.71	251.60	7.89	17.62	-14	78	83	3.5	14	
2000	50	26.5	8.23	22.98	268.90	8.68	24.24	-18	85	24	4.0	18	
2400	100	35.0	8.39	28.12	269.98	8.65	29.66	-20	81	26	4.2	22	
2800	100	31.7	8.32	33.24	254.58	8.96	35.06	-23	82	89	4.3	25	
3200	100	28.6	8.31	38.03	244.30	8.97	40.12	-26	82	93	4.3	28	
3600	100	25.5	8.25	41.48	251.21	8.70	43.76	-28	85	95	4.4		
4000	100	23.1	8.13	45.41	253.31	8.57	47.90	-31	81	97	4.6	-	
4400	100	21.8	7.72	47.50	256.60	8.15	50.11	-33	83	98	4.5	-	
4800	200	41.3	7.16	48.00	262.07	7.55	50.64	-44	85	103	4.5	-	
5200				49.24	275.32	7.15	51.94	-52			4.5		
5400													
5600	CANNOT RUNNING												
5800													
6000													

OIL CONSUMPTION.

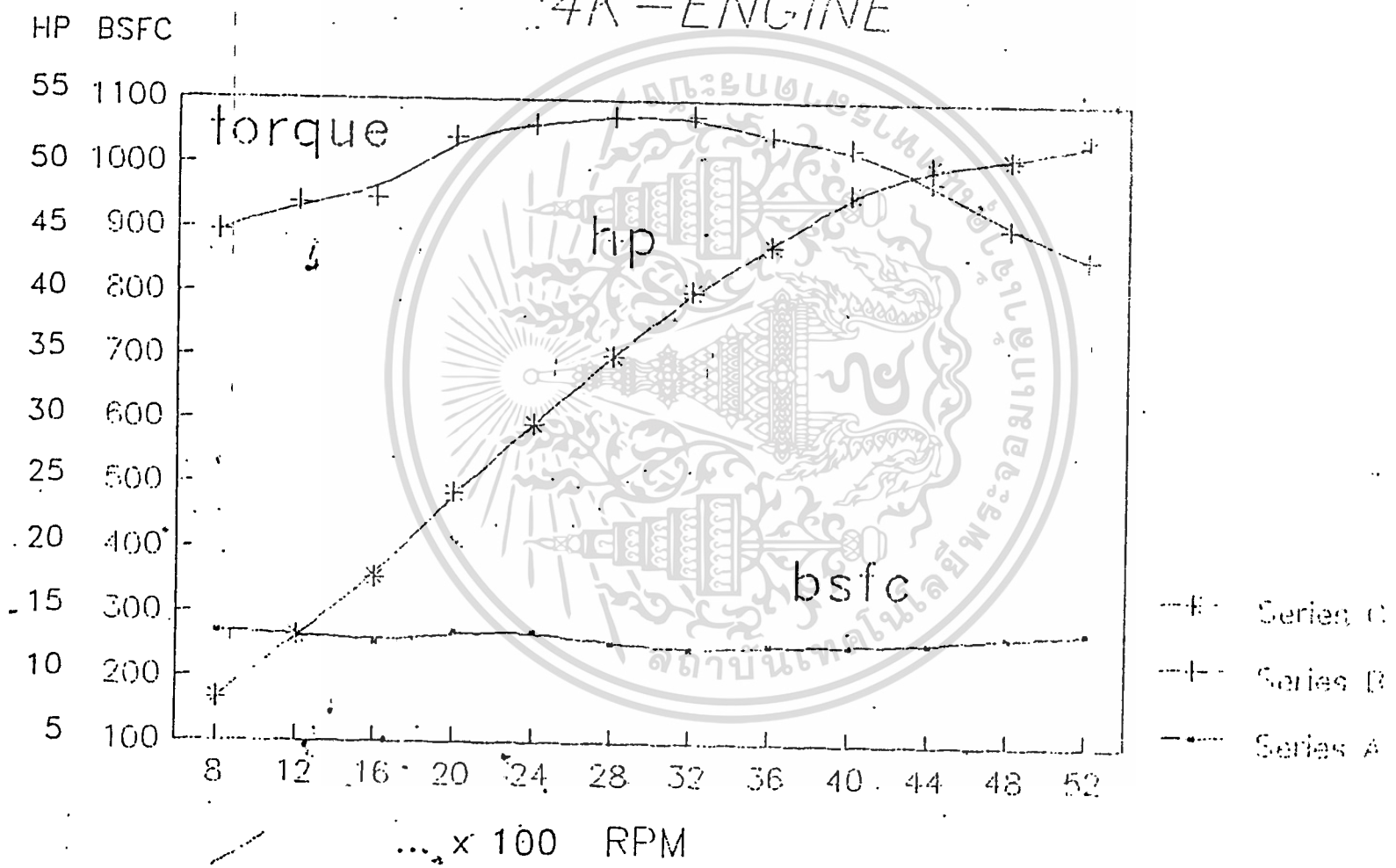
	5,800 RPM xFULL		4,800RPMX	120 MM.Hg.	
IN	g	gr/	OIL IN	g	gr/H.

REMARKS.

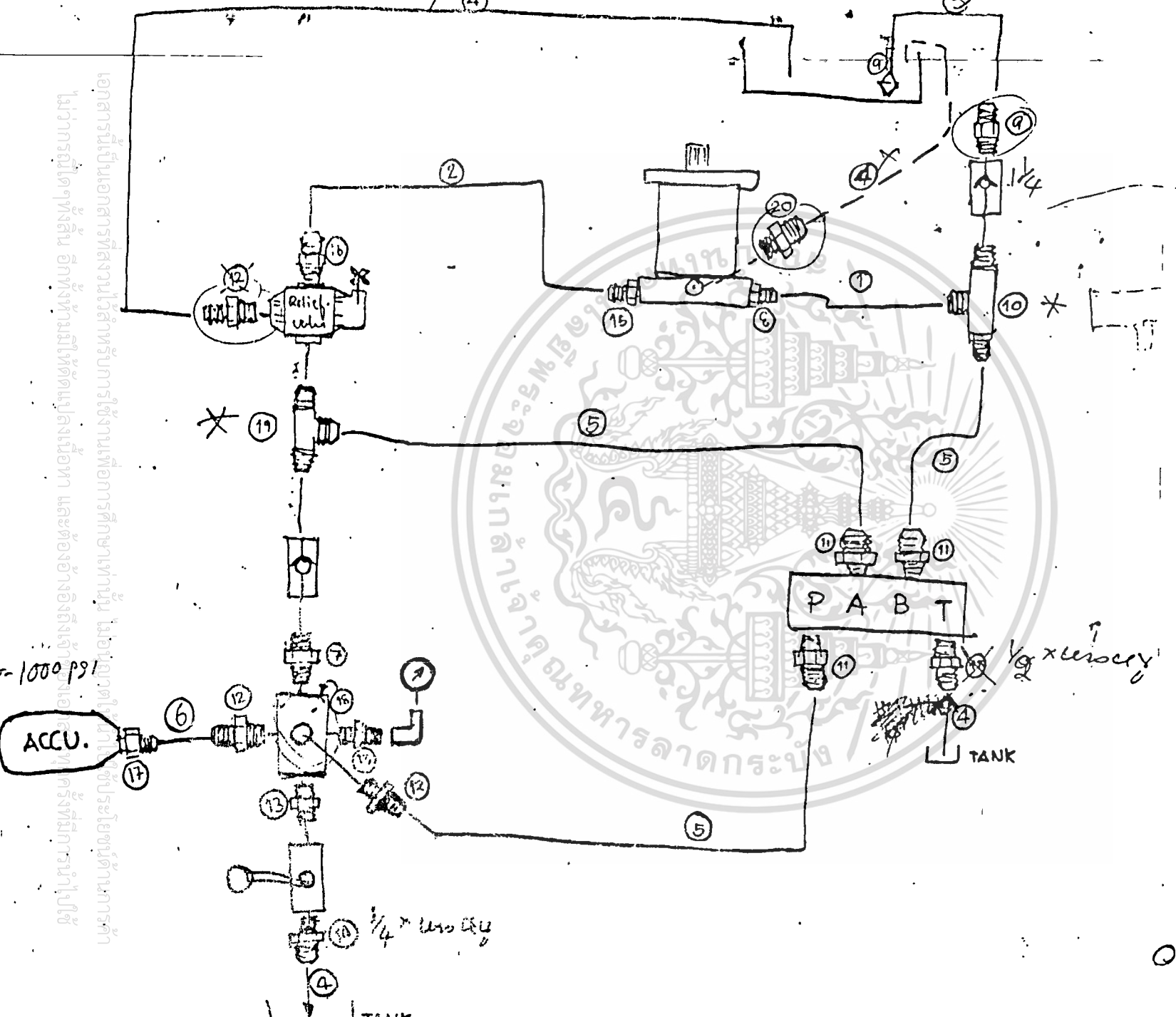
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

PERFORMANCE CURVE

4K-ENGINE



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



PIPING DIAGRAM.

Q. ผังการ. ถังการระบาย

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยการกีฬาแห่งชาติ วิทยาเขตกาญจนบุรี

Sole Agent
Thai Agency Engineering Co., Ltd.
Behind Washington Theatre, Pinklao,
Bangkok 11,
Tel. 2560025-6

VICKERS

Wet armature solenoid operated directional control valves

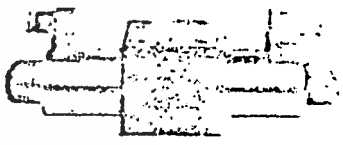
Model DG4V-5. 20 design

Basic characteristics

Max. pressure..... 315 bar
Max. flow rates..... Up to 120 l/min, dependent on spool
Mounting surface..... ISO 4401/ CETOP R35H - size 5/NFPA DO2/DIN 24340 (NG10)

Contents

	Page
1. General description	D.47
2. Functional symbols	D.47
3. Model codes	D.48
4. Operating data:	
• Max. pressures	D.49
• Control data	D.49
• Performance data	D.49
• Hydraulic fluids	D.50
• Temperature limits	D.50
• Other characteristics and options	D.50
5. Installation dimensions	D.51
6. Spare parts data	D.52



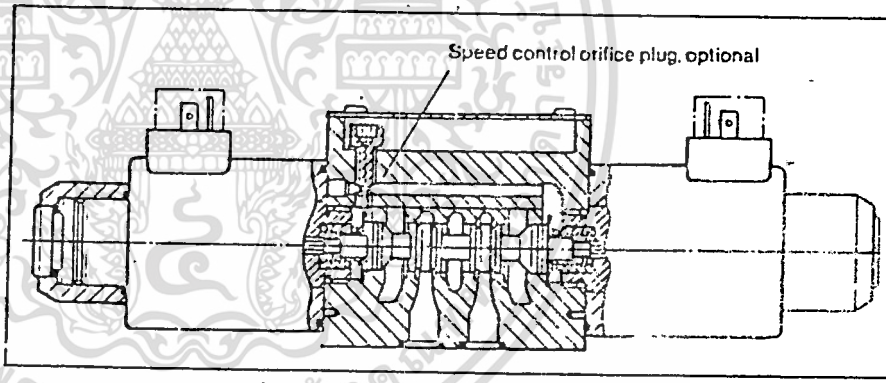
1. General description

A new range of four-port solenoid operated directional control valves with four-land spool design to facilitate provision of smooth, variable valve response speeds.

The initial launch includes:

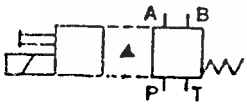
- AC and DC wet-armature solenoid options with DIN 43650 electrical connections and manual overrides.
- Purpose-designed smooth change-over 'J'-code spools in all DC models.
- Variable speed change-over potential in all DC models; see 'Response times' section.
- Many spool types; in spring-offset, spring-centred and detented arrangements.

Typical construction of a spring-centred DC valve with variable speed pilot control passage is shown below.



2. Functional symbols

Single solenoid spring offset valves, solenoid at port A end of body



DG4V-5-*A models

0 =
2 =
22 =
23 =

▲ Transient condition only.

DG4V-5-*B models

0 =
1 =
2 =
3 =
6 =
7 =

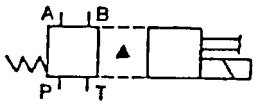
11 =
31 =
33 =
34 =
521 =
561 =

DG4V-5-8BL models

8 =

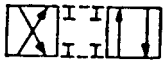
เอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสาร

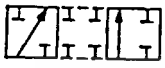
Single solenoid spring offset valves, solenoid at port B end of body



DG4V-5-*AL models

0 =

2 =


22 =


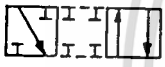
23 =

DG4V-5-*BL models

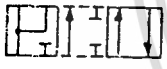
0 =

1 =

2 =

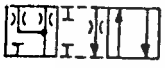
3 =


6 =

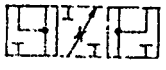
7 =


11 =

31 =

33 =
34 =


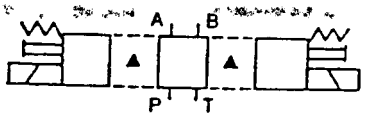
52 =

55 =


DG4V-5-8B models

8 =

Double-solenoid spring-centred valves



DG4V-5-*C models

0 =

1 =

2 =

3 =

6 =

7 =

8 =

11 =

31 =

33 =
34 =

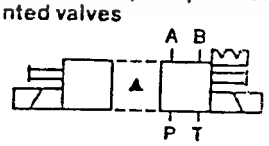
52 =

55 =

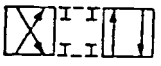
521 =

561 =

Double solenoid, two-position detented valves



DG4V-5-*N models

2 =


6 =

▲Transient condition only.

3. Model codes

For valves:

DG4V-5-**(L)(J)(-**)-(V)M-**-**6-20

1	2	3	4	5	6	7	8

1 Spool type
See "Functional symbols" section

2 Spool spring arrangement
A = Spring offset, end-to-end
AL = As "A" but left-hand build
B = Spring offset, end-to-centre
BL = As "B" but left-hand build
C = Spring centred
N = No-spring, detented
See also "Functional symbols" section

3 Spool design
J = All DC valves except 'OA' spool/spring arrangements. AC valves with '8B(L)' and '8C' spool/spring arrangements.
Omit for 'OA' DC-valves and all AC valves except '8B(L)' and '8C' spool/spring arrangements

4 Manual override option
P = Standard overrides in both ends of single-solenoid valves
H = Water-resistant override(s) in solenoid end(s)△
H2 = Water-resistant overrides in both ends of single-solenoid valves
Z = No overrides at either end
Omit for standard plain override(s) in solenoid end(s) only△
△ No override in non-solenoid end of single-solenoid valves.

5 Solenoid energisation identity
V = Solenoid "A" is at port A end and/or solenoid "B" is at port B end, independent of spool type
Omit for US ANSI B93.9 standard requiring solenoid "A" to connect P to A when energised and/or solenoid "B" to connect P to B

6 Electrical connection(s)
U = DIN 43650 mounting(s) without plug(s)

7 Coil rating
A = 110 V AC 50
C = 220 V AC 50
ED = 240 V AC 50
EK = 115 V AC 60
EH = 230 V AC 60
G = 12 V DC
H = 24 V DC
HL = 24 V DC (32W)
QJ = 48 V DC
P = 110 V DC

8 Design number
Subject to change

For mounting subplates and fixing bolt kits
See 'Packaged systems and components' leaflet V-1311.

For electrical plug(s)
See end of 'Installation dimensions' section

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. Operating data

Max. pressures

Ports P, A & B ..... 315 bar
Port T ..... 120 bar for AC sol.
160 bar for DC sol.

Control data

Coil ratings
See [7] in "Model codes" section

Power consumption
AC solenoids

	AC 50 Hz	AC 60 Hz
Inrush, max ▲VA	700	700
Steady-state △VA	375	440
Holding VA	105	120

All above values are RMS

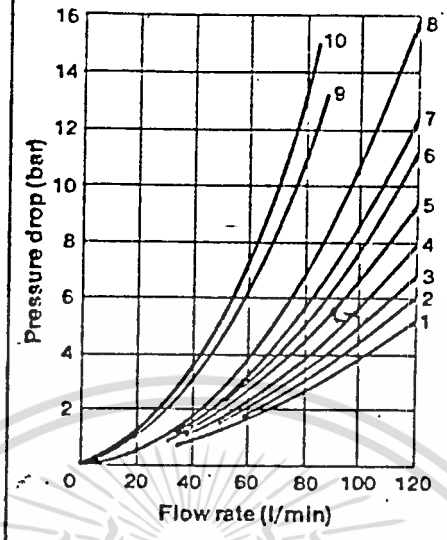
▲ Armature fully retracted, 1st half-cycle
△ At start of normal working stroke of valve spool. Previously called "Inrush".

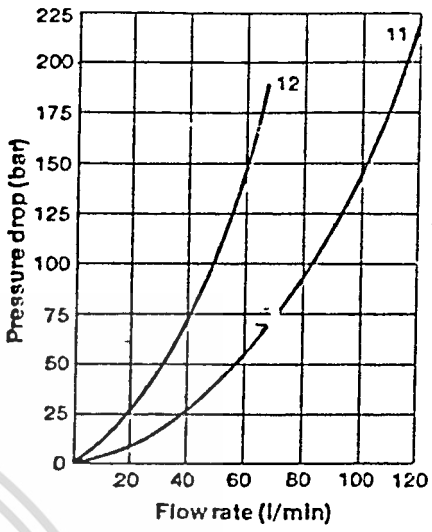
DC solenoids
At rated voltage and wire temperature of 20°C:
Type HL 32W
Others 38-42W

Performance data

Typical with mineral oil @ 36 cSt and a specific gravity of 0,87

Pressure drops





Spool/spring code	Spool positions covered	P to A	P to B	A to T	B to T	P to T	A to B or B to A
OA(L)	Both	2	2	4	5	–	–
OB(L) & OC	De-energised	–	–	–	–	3▲	–
	Energised	1	1	6	7	–	–
1B(L) & 1C	De-energised	–	–	–	–	6△	–
	Energised	1	2	6	4	–	–
2A(L)	Both	3	3	5	6	–	–
2B(L) & 2C	All	2	2	4	5	–	–
2N	Both	3	3	5	6	–	–
3B(L) & 3C	De-energised	–	–	5	–	–	–
	Energised	2	3	6	5	–	–
6B(L) & 6C	De-energised	–	–	5●	6△	–	–
	Energised	3	3	6	7	–	–
6N	Both	4	4	4	5	–	–
7B(L) & 7C	De-energised	3●	3△	–	–	–	○●
	Energised	2	2	5	6	–	–
8B(L) & 8C	All	2	2	7	8	8	–
11B(L) & 11C	De-energised	–	–	–	–	6●	–
	Energised	2	1	4	7	–	–
22A(L)	Both	3	3	–	–	–	–
23A(L)	Both	3	3	5	6	–	–
31B(L) & 31C	De-energised	–	–	–	6	–	–
	Energised	3	2	4	7	–	–
33B(L) & 33C	De-energised	–	–	12●	12△	–	–
	Energised	2	3	5	6	–	–
34B(L) & 34C	De-energised	–	–	11●	11△	–	–
	Energised	2	2	5	6	–	–
52BL & 52C	All	7●	8	4	–	–	9○
56BL & 56C	De-energised	–	–	8●	10△	–	–
	Energised	7●	8	6	–	–	9○
521B & 521C	All	8	7△	–	5	–	9○
561B & 561C	De-energised	–	–	10●	8△	–	–
	Energised	8	7△	–	7	–	9○

▲ A and B blocked
△ A blocked
● B blocked
○ P blocked

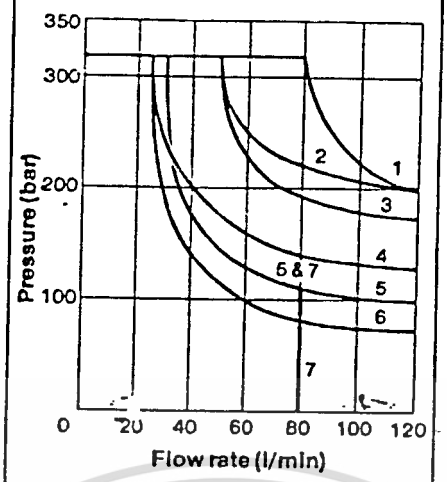
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Max. flow rates
Based on warm solenoid(s) operating at 10% below rated voltage.
Flow limits applicable to following usages:

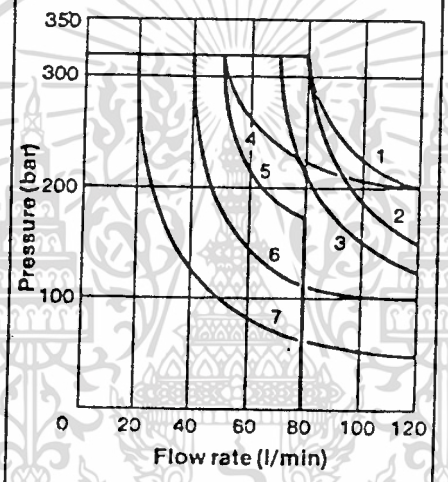
1. All valves except those with types 22, 52, 56, 521 and 561 spools having simultaneous equal flow rates from P to A or B and from B or A to T.
2. Valves with type 22 spools having flow from P to A or B, the other being blocked. T is drained at all times.
3. Valves with types 52, 56, 521 and 561 spools having one service port connected to the full bore end of a 2:1 area ratio double-acting cylinder and the other service port to the annulus end.
4. Valves with type 23 spools having single flow from A or B to T, P and the other service port being blocked.

Consult Vickers with application details if any of the following are required:
a) Single flow path i.e. P to A, P to B, A to T or B to T.
b) Substantially different simultaneous flow rates between P to A or B and B or A to T.
c) Spools as in 3 above are to be used with cylinder ratios greater than about 3:1 at low flow rates or 2:1 at high flow rates.

AC solenoid valves



DC solenoid valves



Spool/spring code	AC valve graph curve	DC valve graph curve
OA(L)	3	2
OB(L) & OC	2	4
1B(L) & 1C	6	7
2A(L)	3	2
2B(L), 2C & 2N	1	1
3B(L), 3C, 6B(L) & 6C	4	6
6N	3	3
7B(L) & 7C	1	1
8B(L) & 8C	7	5
11B(L), 11C & 22A(L)	6	7
23A(L)	5	6
31B(L) & 31C	4	6
33B(L), 33C, 34B(L) & 34C	3	6
52B(L), 52C, 56BL, 56C, 521B, 521C, 561B & 561C	4	6

Response times, typical
Time taken from when signal is first applied at the solenoid until the spool completes its travel. Based on DG4V-5-2C at 60 l/min from P to A to B to T and at 160 bar with mineral oil at 36 cSt and at 50°C:

AC energising ..... 30 ms
AC de-energising ..... 40 ms
DC energising ..... 120 ms ▲
DC de-energising ..... 45 ms ▲★

★ In pure switched conditions devoid of the effects of any suppression diodes and full-wave rectifiers.
▲ DG4V-5-2CJ valves. Longer response times can be obtained by fitting an orifice plug in a special pilot port, standard in all bodies. An orifice kit 459065, containing a selection of plugs of differing orifice size, can be ordered separately. Ask your Vickers representative for details.

● **Hydraulic fluids**
All valves can be used with anti-wear hydraulic oils, water-in-oil emulsions, water-glycols, phosphate esters (not alkyl-based) or chlorinated hydrocarbons.
The extreme operating viscosity range is from 500 to 13 cSt but the recommended running range is 54 to 13 cSt.
For further information about fluids see 'Technical information' leaflet B-920.

● **Temperature limits**
Minimum ambient ..... −20°C
Maximum ambient:
AC 50 Hz valves ..... 50°C
AC 60 Hz valves ..... 40°C
DC valves ..... 70°C

Fluid temperatures

	Mineral oil	Water-containing
Min.	−20°C	+10°C
Max*	+70°C	+54°C

*To obtain optimum service life from both fluid and hydraulic system, 65°C normally is the maximum temperature except for water-containing fluids.

For synthetic fluids consult manufacturer or Vickers representative where limits are outside those for mineral oil.
Whatever the actual temperature range, ensure that viscosities stay within the limits specified in the 'Hydraulic fluids' section.

Solenoid surface temperatures
Typical maximums at 20°C ambient:
AC 50 Hz solenoids ..... 80°C
AC 60 Hz solenoids ..... 92°C
DC solenoids ..... 78°C

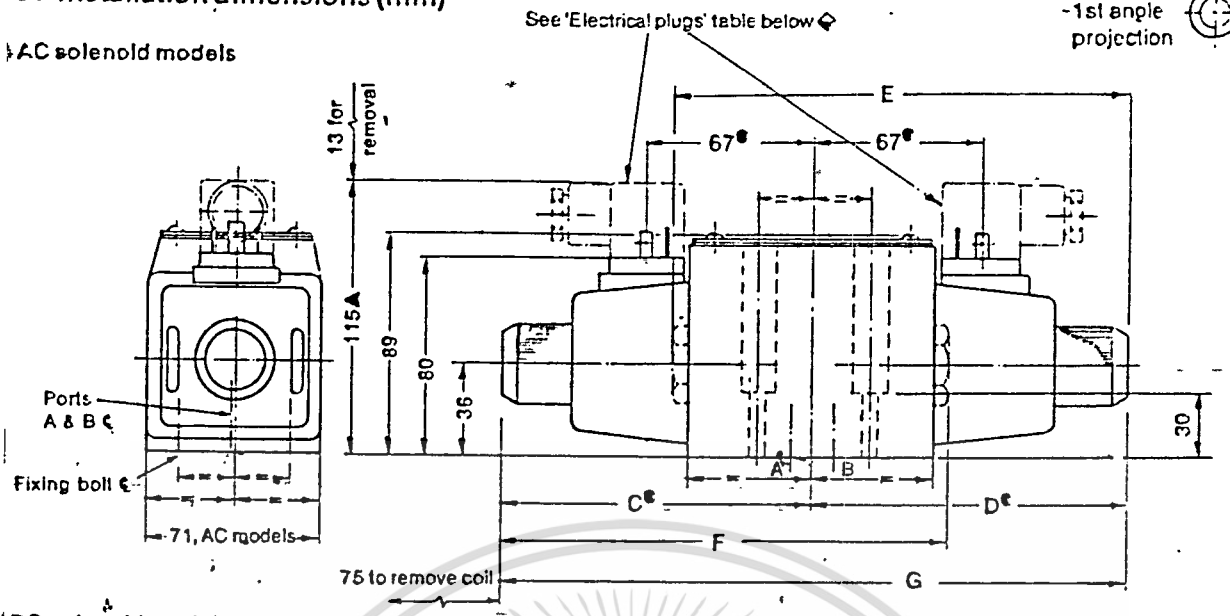
● **Other characteristics and options**
– Filtration requirements
35 μm or finer for up to 250 bar operation
25 μm or finer for up to 315 bar operation
– Valve weights, approx.
Single solenoid models,
AC coils ..... 4,0 kg
Single solenoid models,
DC coils ..... 4,8 kg
Double solenoid models,
AC coils ..... 4,5 kg
Double solenoid models,
DC coils ..... 6,3 kg

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

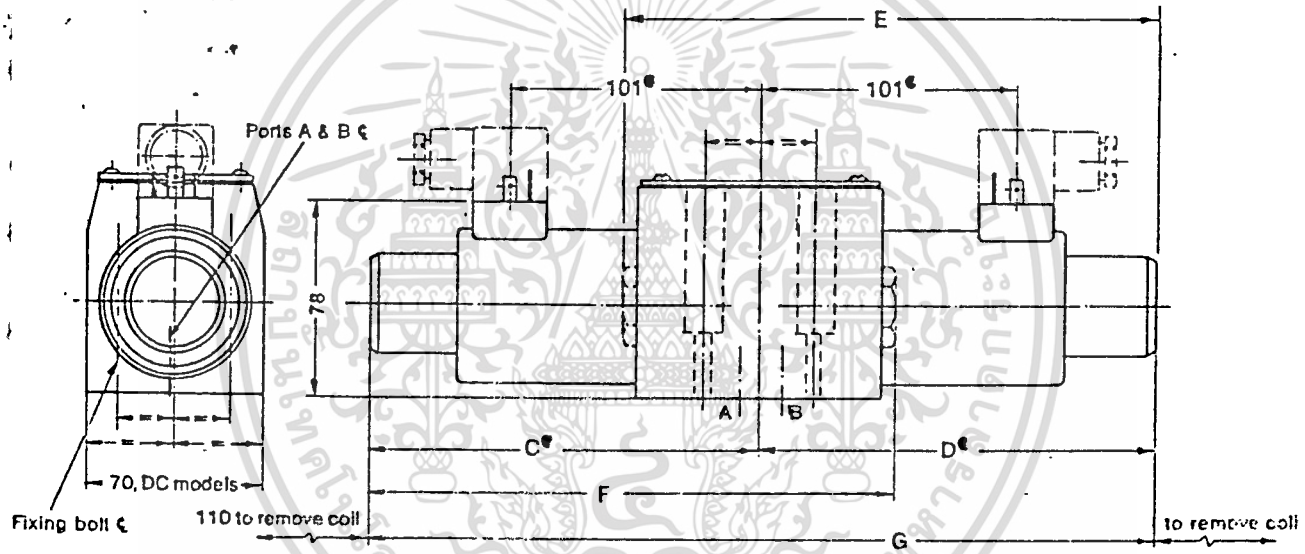
5. Installation dimensions (mm)

1st angle projection

AC solenoid models



DC solenoid models



Model (See also [5] in 'Model codes)	Spool types	Solenoid identity Port 'A' end	Solenoid identity Port 'B' end
DG4V-5-*A(J)/B(J)(-**)-M	All except '8'	B	–
DG4V-5-*A(J)/B(J)(-**)-VM	All except '8'	A	–
	'8' only	–	B
DG4V-5-*AL(J)/BL(J)(-**)-M	All except '8'	–	A
DG4V-5-*AL(J)/BL(J)(-**)-VM	All except '8'	–	B
	'8' only	A	–
DG4V-5-*C(J)/N(J)(-**)-M	All except '8'	B	A
DG4V-5-*C(J)/N(J)(-**)-VM	All spools	A	B

● When solenoid fitted
▲ May vary according to plug source

Electrical plug(s) (without indicator light) to DIN 43650.
Must be ordered separately by part number(s).

Part No.	Colour	Solenoid identity marked	Cable gland
710775	Black	B	Pg. 11 Ø6-10mm
710776	Grey	A	

◆ The cable entry can be repositioned at 90° intervals from the position shown. This is done by re-assembling the contact holder into the appropriate position inside the plug housing

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

	Model	Solenoid at:	C	D	E	F	G
AC solenoids	DG4V-5-*A(L)/B(L)(-Z)-(V)M	Port A end Port B end	123 –	– 123	– 182	182 –	– –
	DG4V-5-*A(L)/B(L)-H2-(V)M	Port A end Port B end	138 –	– 138	– 223	223 –	– –
	DG4V-5-*A(L)/B(L)-P-(V)M	Port A end Port B end	123 –	– 123	– 195	195 –	– –
	DG4V-5-*C/N(-Z)-(V)M	Both ends	123	123	–	–	246
	DG4V-5-*C/N-H-(V)M	Both ends	138	138	–	–	276
DC solenoids	DG4V-5-*A(L)/B(L)(-Z)-(V)M	Port A end Port B end	156 –	– 156	– 215	215 –	– –
	DG4V-5-*A(L)/B(L)-H2-(V)M	Port A end Port B end	185 –	– 185	– 270	270 –	– –
	DG4V-5-*A(L)/B(L)-P-(V)M	Port A end Port B end	156 –	– 156	– 228	228 –	– –
	DG4V-5-*C/N(-Z)-(V)M	Both ends	156	156	–	–	312
	DG4V-5-*C/N-H-(V)M	Both ends	185	185	–	–	370

6. Spare parts data

The only replacement parts available for these valves are as listed below:

Seal kits

For AC solenoid models ..... kit number 459057

For DC solenoid models ..... kit number 459058

Solenoid coils

Coil code	Coil rating	Part number
A	110V AC 50	617475
C	220V AC 50	617476
ED	240V AC 50	617477
EK	115V AC 60	617499
EH	230V AC 60	617500
G	12V DC	617470
H	24V DC	617471
HL	24V DC(32W)	457970
OJ	48V DC	457977
P	110V DC	457842

Electrical plugs

Solenoid plug Black, marked 'B' ..... Part number 710775

Solenoid plug Grey, marked 'A' ..... Part number 710776

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

SYSTEM COMPONENTS

The split-system configuration of Sperry Vickers 19 Series transmissions provides optimum application and installation freedom for the vehicle designer. The variable displacement, axial piston transmission pump is available as a single unit, or as a double unit designed for use with two independent motors.

The single pump is furnished with an integral supercharge pump, or with a tandem-mounted single or double vane pump which provides high pressure for the vehicle hydraulic system and also supercharges the hydrostatic transmission. The double transmission pump has a tandem-mounted single pump for these functions.

The piston pump's control shaft position determines the rate and direction of flow to the axial piston motor (fixed or variable displacement), which in turn determines the speed and direction of the motor's output shaft. Displacement of the variable motor is lever-controlled; reducing displacement proportionally increases speed and reduces torque. Minimum stroke of the variable motor is preset by Sperry Vickers to fit each application.

Closed-loop repienishing check valves and a supercharge relief valve are built into the transmission pumps. Integral cross-port high pressure relief valves are also included when required. The only components needed to complete the transmission system are a reservoir, filter, heat exchanger, and connecting lines. If an auxiliary vane pump is used, depending on its application, an external pressure relief valve may be required for pump protection.

AUXILIARY PUMP OPTIONS

Auxiliary vane pumps (single or double) can be provided with a cover containing either a flow control or priority valve, and a relief valve to protect the pump. From total vane pump delivery, the priority or flow control valve directs a controlled, essentially constant volume of fluid to the auxiliary circuit. From the auxiliary circuit, this flow goes to the supercharge circuit. Delivery in excess of the controlled flow goes directly to the supercharge circuit.

When the relief valve in the priority valve cover opens, controlled flow is diverted to tank. Excess delivery continues directly to the supercharge circuit. When the relief valve in the flow control cover opens, all pump delivery goes to the supercharge circuit. Controlled flow rates and relief valve settings are shown in model codes on following pages.

The single auxiliary pump on the TA1919 double transmission pump is available with a flow divider valve in its cover for auxiliary circuits employing single acting cylinders. The valve directs a fixed percentage of pump delivery to the auxiliary circuit. From the auxiliary circuit, this flow goes to the supercharge circuit. The balance of vane pump delivery is continuously directed to the supercharge circuit.

Circuit diagrams of the various main and auxiliary pump combinations are shown on following pages.

LOW-COST, SIMPLIFIED INSTALLATION

The packaging of multiple pumps in a single assembly requiring only one mounting and drive point, e.g. TA19V10 and TA1919V10, greatly reduces the cost of the total vehicle hydraulic installation. In dual path vehicles, for example, the TA1919 double transmission pump eliminates the need for a splitter gear box to distribute engine power to the two transmission pumps. To further facilitate installation, pump and motor controls can be specified for either side of the unit, and auxiliary pump ports can be located in various positions.

CONVENIENT, EASY CONTROL

The vehicle operator can use a single lever to control speed, dynamic braking, and reversing. There are no gears to shift, and speed is directly proportional to lever position. Slowing or stopping is not required to change speed or reverse vehicle direction.

OPTIMUM TORQUE/SPEED RATIOS

Infinitely variable output speed in forward and reverse, with smooth, stepless acceleration and deceleration throughout the speed range, provides optimum torque/speed ratios. Selected speeds hold essentially constant regardless of vehicle attitude or load, and vehicle traction is maximized on any terrain.

INTEGRAL OVERLOAD PROTECTION

When required, main relief valves can be included in the transmission pump to limit loading of mechanical and hydraulic members in the power train. Engine overloads can be prevented by controlling pump displacement.

SPLIT-SYSTEM CONFIGURATION

Sperry Vickers pumps and motors can be interconnected to form a complete variable speed, reversible hydrostatic transmission, or they can be used separately for a variety of applications.

SPECIFICATIONS

Theo. Max. Displacement	
Pumps, MFE19 & MVE19 Motors	2.5 cu. in./rev.
MFE15 Motor	2.0 cu. in./rev.
Max. Rated Input Speed	3600 rpm*
Max. Rated Output Speed	
Fixed Motor	3600 rpm
Variable Motor - full displacement	3600 rpm
- partial displacement	4000 rpm
Max. Intermittent Pressure	5000 psi
Max. Continuous Pressure	3000 psi
Rated Horsepower	22.5 hp per 1000 rpm
Fluid	Per Fluid Recommendation Sheet M-2950-S
Filtration	25 Micron Absolute

*Less than 3600 rpm for units incorporating auxiliary pump. Maximum input speed is limited to maximum vane pump speed shown on installation drawings on following pages.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

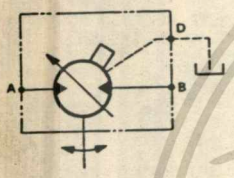
MVE19 Motor

Model Code

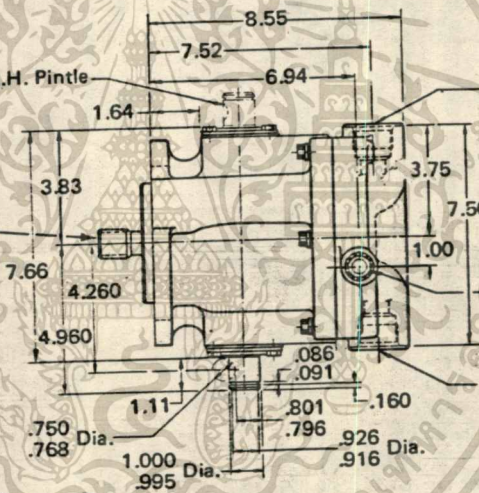
MVE19 X - 2 A 7 - 30

- **MVE19** — VARIABLE DISPLACEMENT MOTOR, Rated at 19 gpm at 1800 rpm
- **X** — THRU SHAFT (OMIT IF NOT REQUIRED)
- **2** — OUTPUT SHAFT: 2 — SAE B-B splined
- **A** — CONTROL PINTLE LOCATION VIEWED FROM SHAFT END WITH DRAIN PORT UP: A — Right hand side; B — Left hand side
- **7** — MINIMUM DISPLACEMENT ANGLE: Any angle from 7° to 17° in 2° increments
- **30** — DESIGN NUMBER

Dimensions & Circuit Diagram



MVE19 Circuit Diagram

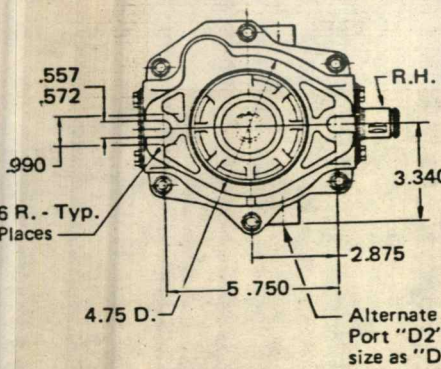


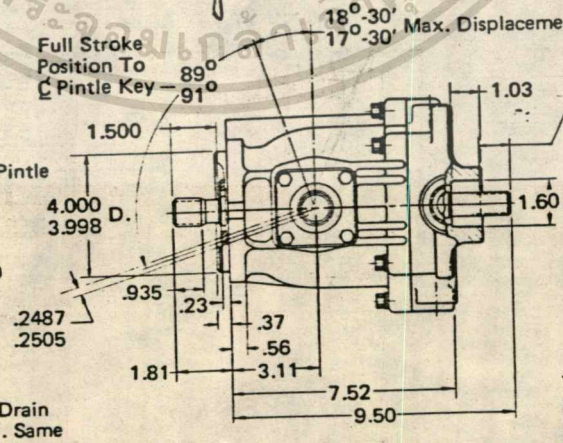
SAE B-B SPLINED SHAFT

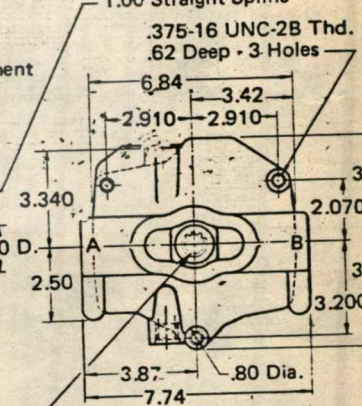
External Involute Spline		
*Modified ANS B92.1 — 1970		.8119 Base Dia.
.9375 Pitch Dia.		
Flat Root Class 5 Side Fit		
15 Teeth 16/32 Pitch 30° Pr. Angle		
Major Dia. *.9835 Max. .9780 Min.	Form Dia. .872	Minor Dia. — Max. .840 Min.

Shaft Rotation	Pressure Port
R.H.	"B"
L.H.	"A"

R.H. Rotation







Thru shaft extension is limited to a maximum torque of 2900 in. lbs. with no overhung load. Applications subjecting shaft extension to both bending and torsional loads are subject to Sperry Vickers engineering approval.

OPTIONAL THRU SHAFT

External Involute Spline		
ASA B5.15 — 1960		.6766 Base D
.7813 Pitch Dia.		
Flat Root Class 1 Side Fit		
25 Teeth 32/64 Pitch 30° Pr. Angl		
Major Dia. .8022 Max. .7992 Min.	Form Dia. .7460	Minor D .7398 M .7318 M

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

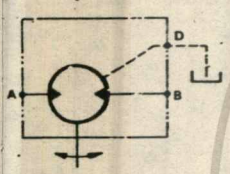
MFE15/19 Motor

Model Code

MFE 19 X - 2 - 30 - 030

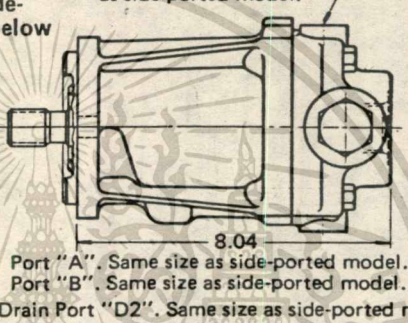
- FIXED DISPLACEMENT MOTOR
- RATED FLOW AT 1800 RPM
  - 15 – 15 gpm
  - 19 – 19 gpm
- THRU SHAFT
  - Available only on side-ported models.
  - Omit if not required.
- OUTPUT SHAFT
  - 2 – SAE B-B splined
- DESIGN NUMBER
- END PORTS (OMIT FOR SIDE PORTS)

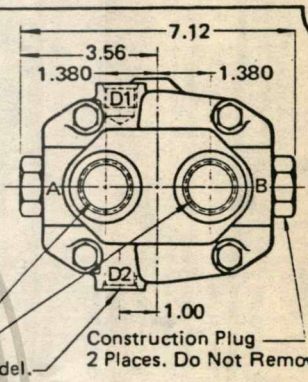
Dimensions & Circuit Diagram



MFE19 Circuit Diagram

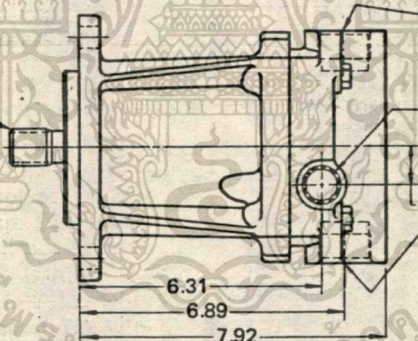
END-PORTED MODEL (See side-ported models below for additional dimensions.)



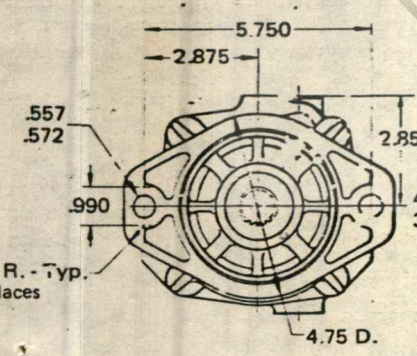


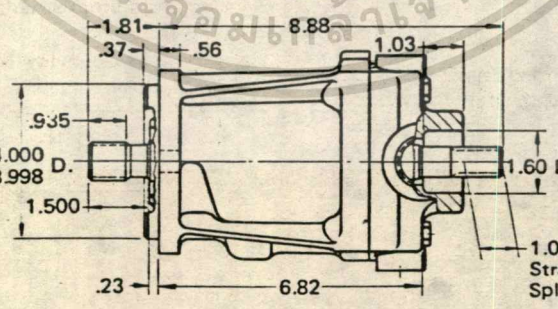
SAE B-B SPLINED SHAFT

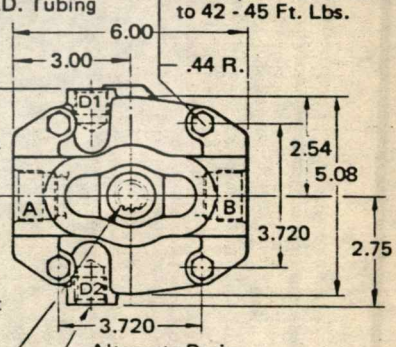
External Involute Spline		
*Modified	ANS B92.1 – 1970	
.9375 Pitch Dia.	.8119 Base Dia.	
Flat Root Class 5 Side Fit		
15 Teeth 16/32 Pitch 30° Pr. Angle		
Major Dia.	Form Dia.	Minor Dia.
*.9835 Max. .9780 Min.	.872	— Max. .840 Min.



These pads may be used to mount brake on thru shaft version. Retorque .375-16 screws to 42 - 45 Ft. Lbs.







Alternate Drain Port "D2". Same size as "D1".

Direction of R.H. Rotation

Shaft Rotation	Pressure Port
R.H.	"B"
L.H.	"A"

OPTIONAL THRU SHAFT

External Involute Spline		
ASA B5.15 – 1960		
.7813 Pitch Dia.	.6766 Base Dia.	
Flat Root Class 1 Side Fit		
25 Teeth 32/64 Pitch 30° Pr. Angle		
Major Dia.	Form Dia.	Minor Dia.
.8022 Max. .7992 Min.	.7460	.7398 Max. .7318 Min.

Thru shaft extension is limited to a maximum torque of 2900 in. lbs. with no overhung load. Applications subjecting shaft extension to both bending and torsional loads are subject to Sperry Vickers engineering approval.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Sole Agent
Ltd.

Superior Design and Construction Features

Behind Washington Theatre
Klongton, Bangkok 11.
Tel. 2520025-8

4. The large opening in the top of the accumulator greatly simplifies bladder replacement without removing the accumulator from the piping.

The accumulator shell is forged and heat treated.

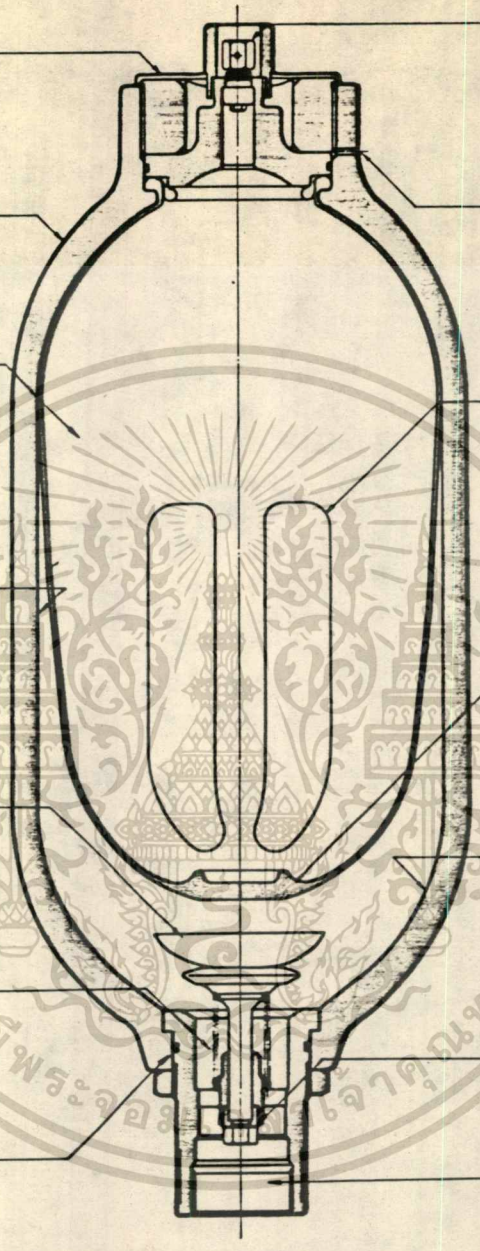
The patented pleated bladder is molded in one piece and has a very low degree of gas permeability.

5. The I.D. of the shell is ground, shot peened and coated with a white acrylic coating. (4 ~ 0.1 liter sizes are not I.D. coated and available at request.)

6. The rubber cushion cup protects the bladder from extruding and becoming pinched between the poppet and shell.

Stronger spring permits higher discharge rates without preclosure of the poppet.

The design of the oil port housing and shell have eliminated oil leakage at this point.



3. Patented DYNAC VALVE acts as a safety device in the event of fire or extreme heat.

2. The safety vent is designed to vent remaining gas pressure in the accumulator when the accumulator is disassembled.

1. The patented pleated bladder design compresses uniformly giving greater bladder life and more useable oil volume.

Circular re-enforcement prevents damage to the bladder which may be caused by sharp bending of the bottom portion of the bladder.

The bottom portion of the shell is designed to maintain smooth laminar flow. This gives greater volumetric efficiency and permits discharge at higher velocity.

The dash pot piston acts as a hydraulic cushion for the poppet assembly.

The oil port housing gives wider flow area.

1. Patented Pleated Bladder Design

Accumulator bladders used by competitive manufacturers are normally molded in either two or three sections. The design of these bladders is such that the compression of the bladder is uncontrolled. These bladders will never compress in the same configuration.

This uncontrolled compression of the bladder affects the useable oil volume of the accumulator.

The area where the sections of the bladder are joined together are also potential gas leakage paths.

The **NACOL** patented Pleated Bladder Design has three longitudinal ribs molded into the bladder. These ribs cause the bladder to compress more uniformly giving more useable volume from the accumulator. Also this uniform compression means less wear.

In addition, the bladder is molded in one piece which gives better gas tightness than other bladders which are made in two or three sections and vulcanized together.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่อนุญาตให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของลิขสิทธิ์ทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

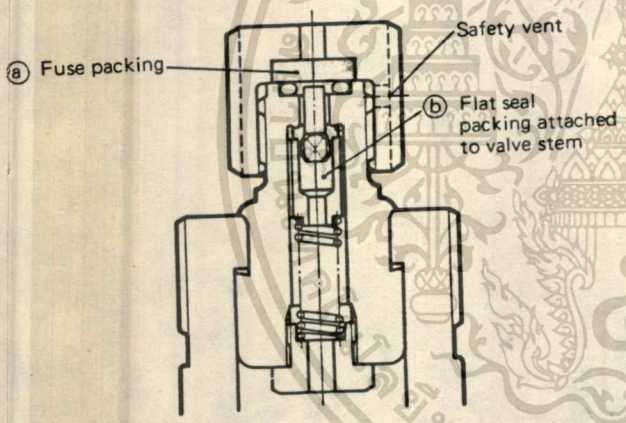
Sole ...
That Agency Engineering Co., Ltd.
... Sukhumvit ... Prakhanong,
... Klong Toei, ...
Tel. 2560023-8

2. Safety Vent

If an accumulator did contain a gas charge, it would be very difficult to remove the accumulator top cover because the gas charge would be creating an internal force against the top cover making it almost impossible to turn the top cover.

Still a safety vent is incorporated in all **NACOL** accumulators. The purpose of this safety vent is to vent the gas charge in the event that someone attempted to disassemble a charged accumulator.

Safety in design and operation is of great importance. **NACOL** accumulators have been designed with operational safety features which are not offered by another accumulator manufacturers.



3. Dynac Gas Valve

The most popular gas valve previously used in accumulators has been the core type valve similar to that used in bicycle tires. This type of valve has no safety features and will leak at low temperature (−40°C).

The **NACOL** Dynac Valve has been designed with safety in mind. The Dynac Valve contains two fuses (ⓐ , ⓑ) which melt at the temperature 165 ±15°C and vent the gas charge in the event of fire or extreme heat. This will prevent the accumulator from becoming a potential bomb in the event of fire or extreme heat.

The Dynac Valve can also be used at temperature as low as −60°C and remain completely gas tight.

4. Top Loading Accumulator

Prior to the introduction of the **NACOL** top-loading accumulator, servicing the accumulator was a very complex and difficult job. It was necessary to shut down the complete hydraulic system, remove the accumulator from the hydraulic piping, disassemble the top and bottom portions of the accumulator, remove the old bladder, and then reverse these procedures. These procedures were very costly and time consuming.

With the **NACOL** top-loading accumulator, bladder replacement is a very simple procedure. There is no need to remove the accumulator from the hydraulic piping.

By simply removing the top cover of the accumulator, you have access to the bladder. You may now remove the old bladder, install a new bladder, replace the top cover, and recharge the accumulator.

A maintenance job which previously took hours can now be performed in a matter of minutes with the **NACOL** top-loading accumulator.

5. Shell Surface Finish

The inside surface of the accumulator shel is ground, shot peened, and coated with a white acrylic coating. This provides a smooth contac surface for the bladder and greatly reduce bladder wear. The white acrylic coating also prevents rust or oxidation during storage or i hydraulic systems which contain some water.

(4 ~ 0.1 liter sizes are not coated with a whit acrylic coating and available at request.)

6. Patented Rubber Cushion Cup

A rubber cushion cup is attached to th poppet valve. The purpose of the cushion cu is to protect the bladder from extruding becoming pinched between the poppet and th accumulator shell.

ห้องสมุดวิทยบริการ เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Sole Agent
Langlitz Mfg Co. Ltd
29/16-18 Sukhumvit Road, Prakhanong,
Behind Washington Theatre, Prakhanong,
Klongton, Bangkok 11.

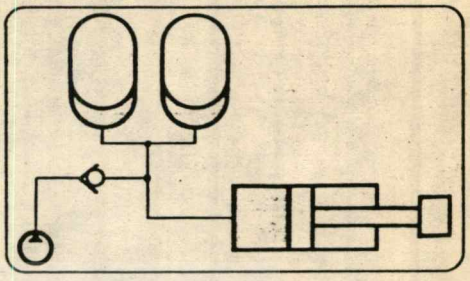
Accumulator Application

1.

Energy Storage Emergency Power Supply

An accumulator can be used to store pressurized fluid which can be released into the hydraulic system on demand.

The accumulator can also be used as an emergency power supply in the event of an electrical failure in a hydraulic system.

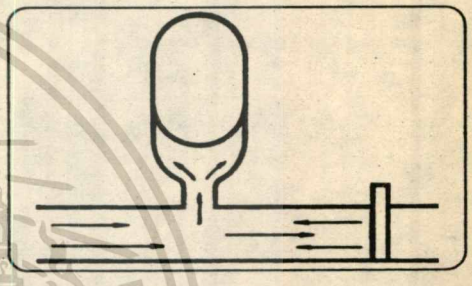


2.

Shock Dampening

Rapid opening and closing of hydraulic valves can create shock waves in a hydraulic system. These shock conditions can create damage and premature failure to hoses, fittings, and other hydraulic components.

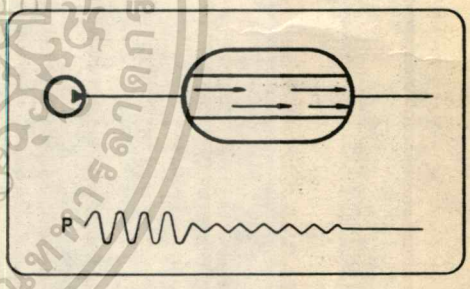
An accumulator can be used to eliminate the shock in a hydraulic system.



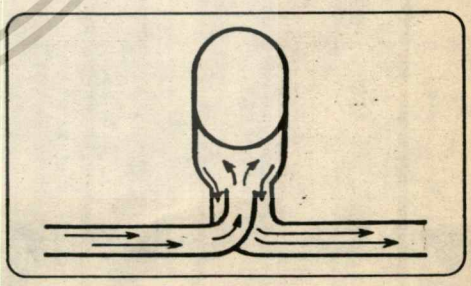
3.

Pump Pulsation Dampener

Piston pumps and large multiplex pumps can generate undesirable pulsations or shock in a hydraulic system. Accumulators are commonly used to eliminate this problem.



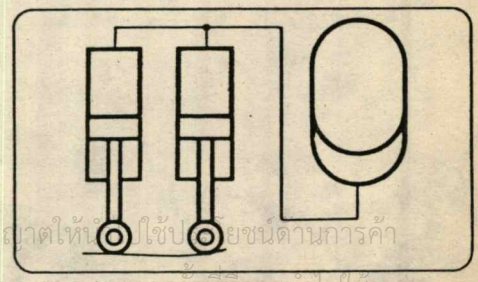
In-line shock suppressors can be used to eliminate shock caused by smaller piston pumps. (Refer to page 20.) A "Super Pulse Damper" can be used to eliminate total system shock caused by the pump, valves, and other system components. (Refer to page 19.)



4.

Shock Absorber

An accumulator can be used to absorb shock between the wheels and the body of a vehicle by acting as a gas spring.



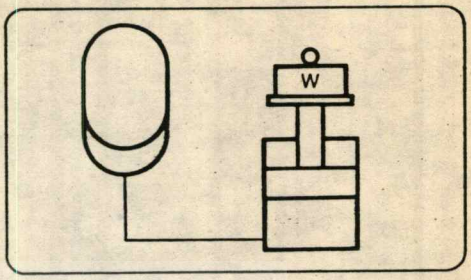
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Sole Agent
That Agency Engineering Co. Ltd.
29/16-18 Sukhumvit Soi 22,
Behind Washington Theatre, Prakhanong,
Tel.

5.

Counter Balance

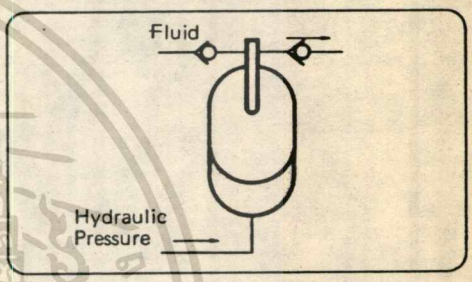
An accumulator used in conjunction with a hydraulic cylinder can be used to absorb energy from the hydraulic cylinder and act as a counter balance for a large load.



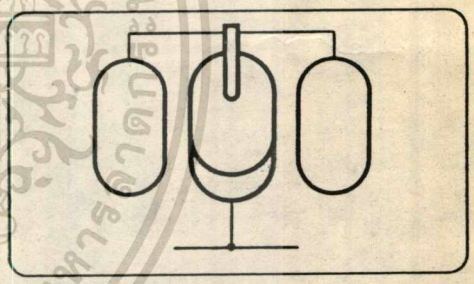
6.

Transfer Barrier

A transfer barrier type accumulator can be used as a substitutive for hydraulic pump by transfering or transitting fluids, with bladder being operated as a piston to let a fluid (oil or gas) flow into and out of the accumulator intermittently.



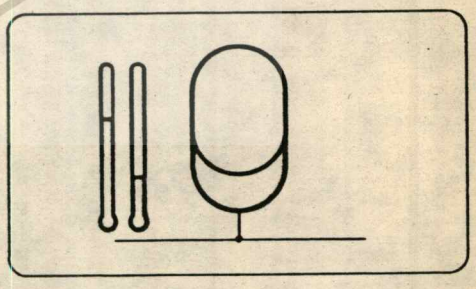
By adding back up nitrogen bottles to the systems, a transfer barrier type accumulator can discharge greater volumes of fluid even when the range between maximum and minimum system pressure is very small.



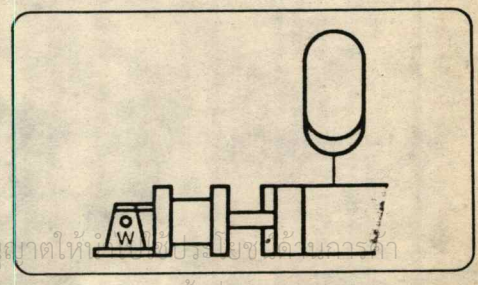
7.

Compensator for Thermal Expansion

In a closed hydraulic system, the volume of fluid can expand due to a rise in system temperature. If the expansion of the fluid is great enough, it can cause damage to system components. Accumulators can be used to absorb this expansion of the fluid.



An accumulator can also be used to make up fluid loss through leakage, cold temperatures and other change in oil volume.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Sole Agent
Co., Ltd.
Klongton Bangkok
Tel.

Accumulator Types and Bladder Compound Selection

Explanation of abbreviation for accumulators and bladders

H N 210 - 120 D E C T

T — Represents specifications for perforated inner pipe of transfer barrier type accumulators.
- T : with perforated inner pipe for liquid.
- B : with perforated inner pipe for gases.
- X : as customer's specification.

C — Represents specifications for gas side fittings of accumulators.
- C : with cross type tube.
- L : with elbow fitting.
- N : with nipple.
- S : with socket.
- T : with tee.
- X : as customer's specification.

E — Represents specifications for accumulator body and oil port housing.

Spec. for oil port housing	Specification for accumulator body	Standard type	Optional: With outside/inside zinc plating	Optional: With stainless steel body	Optional: Without inside acrylic coating
		For 0.1 ~ 160 lit.	0.1 ~ 160 lit.	0.1 ~ 10 lit.	0.1 ~ 160 lit.
Standard type Accumulator	With standard oil port housing	A or blank	–	–	N (For W.G. application)
	With stainless poppet valve	B	–	–	0
	With zinc plated oil port housing	C	H	–	P
	With stainless steel oil port housing	D	I	L	Q
High flow type Acc.	With standard oil port housing	E	–	–	R
	With zinc plated oil port housing	F	J	–	S
	With stainless steel oil port housing	G	K	M	T
Super high flow type Acc.		Y	–	–	–
Super Pulse Damper		V	–	–	–

Note : 1. When other specification except above, place a letter "X". (Customer's specification.)

C — Represents specification for accumulator cap and gas charging side.

Spec. for gas charging side	Specification for accumulator cap	Standard type: Max. 350 kg/cm²	Optional: With zinc plating, Max. 350 kg/cm²	Optional: Stainless steel, Max. 210 kg/cm²
With Dynac Valve (Standard specification)		D	H	P
With SG type coreless gas valve	With pressure gage & with safety valve	S	I	Q
	With pressure gage & with blind plug	S_1	I_1	Q_1
	Without accessories	S_2	I_2	Q_2
	With pressure gage & with fuse plug	S_4	I_4	Q_4
With short tube between accum. cap & flange for gas piping connection	Made of standard material	F	J	R
	With zinc plating	B	M	U
	Made of stainless steel	C	K	V

Note: When other specification except above, letter "X" shall be placed as customer's specification.

210 — Represents gas volume: 0.02 ~ 160 liters (Refer to symbols shown in next page.)

120 — Represents maximum working pressure: 9.5 ~ 350 kg/cm² (Refer to symbols shown in next page.)

N — Represents accumulator type
- N : New Corona Series . Standard type accumulators.
- R : "R" Series . . . . . For north & south American market. (For sizes 0.1 through 10 lit.
- A : "A" Series . . . . . For Australian Market. (For sizes 6.3 & 10 lit.)
- S : Solefty . . . . . Accumulators for pulsation and shock suppressor.
- G : Prefty . . . . . Accumulator for protecting pressure gauge.
- E : Low pressure water service type accumulators.

H — Represents bladder material specification to meet service fluid to be used for system. This abbreviation also represents material of other rubber parts. (Refer to symbols shown in next page.)

NOTE : When any special or optional specifications are not required, abbreviation symbol after that of specification for "accumulator cap and gas charging side" shall be deleted.

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Coating Standard for Accumulator Body by Accumulator Size

Unit : kg/cm²

Accumulator Type	N.R. & A. type accumulator					S type	G type	E type
Accumulator Gas Volume \ Pressure Rating	150	210	350	90	110	210	210	210	9.5
0.02 lit.							△	
0.1		△				(△)		
0.2						△		
0.3		△				(△)		
0.5		△				(△)		
0.7		△				(△)		
1		△	△		△	△		
2								□
2.5		△	△		△			
4		△	△		△			□
5		○	○		△	(△)	○		
6.3		○	○		△	(△)		
10		○	○		△	(△)		
20	◎	◎	◎	△		(△)		
30	◎	◎	◎	△		(△)		
40	◎	◎	◎	△		(△)		
50	◎	◎	◎	△		(△)		
60	◎	◎	◎	△		(△)		
120	◎	◎						
160	◎	◎						

Standard Paint
Inside coating for Accumulator body:
Heat hardening type acrylic resin

Outside coating for accumulator body:
Heat hardening type epoxymelamin
(Munsell hue No. 2.5G 6/1.5)

Symbol Description
◎ : With both inside/outside coating.
□ : With outside coating only.
○ : With inside coating only. (But, with anti-corrosive agent coating for outside surface.)
△ : With anti-corrosive agent coating for outside surface. (But without any inside coating.)

Note: The dimensions of accumulators shown by symbols with parenthesis are not given in this catalogue. Please ask for dimensional data from NACOL distributors.

Bladder Compound

Symbol	Compound	Suitable service fluid	Allowable service temperature °C	Note
Without symbol	Standard Nitrile Rubber (NBR)	Petroleum based hydraulic oil Water	−10 ~ + 70	–
H	Nitrile Rubber for high temperature (H. NBR)	Ditto	−10 ~ +110	Please consult us as to service temperature.
L	Nitrile Rubber for low temperature (L. NBR)	Ditto	−40 ~ + 70	Ditto
F	Butyl Rubber (IIR)	Phosphate Ester Fluid	−10 ~ + 70	Depend upon oil type or blend.
E	Ethylene Propylene Rubber (EPR)	Phosphate Ester based Fluid	−10 ~ + 70	For straight Phosphate Ester oil only.
C	Chloroprene Rubber (CR)	Basic, Water, etc.	−20 ~ + 80	Weather resistant

Note: if you require other bladder compounds for specific application, please consult our sales engineers or distributor.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thai Agency Engineering Co.
16-18 Sukhumvit Soi 22,
Wattana, Bangkok 11.
Tel.

Accumulator Sizing Procedure

Terms of calculation

V_1 : Required accumulator volume (liter)
V_w: Required oil discharge volume (liter)
P_3 : Maximum working pressure ($kg/cm^2 \cdot abs.$)
P_2 : Minimum working pressure ($kg/cm^2 \cdot abs.$)
P_1 : Gas charging pressure ($kg/cm^2 \cdot abs.$)
For energy storage: $0.8P_2 \leqq P_1 \leqq 0.9P_2$
For shock dampening: $0.5Px \leqq P_1 \leqq 0.8Px$
For pulsation dampening: $0.5Px \leqq P_1 \leqq 0.8Px$
Px: Mean accumulator circuit pressure ($kg/cm^2 \cdot abs.$)
P_m: Allowable maximum pressure of shock or pulsation ($kg/cm^2 \cdot abs.$)
e : Gas charging pressure ratio = P_1/P_2
a : Working pressure ratio = P_3/P_2
η : Gross efficiency of accumulator = 0.95
m : Polytropic exponent for oil charge time
(See separate table showing various exponents)
n : Polytropic exponent for oil discharge time
(See also separate table.)
F : Oil discharge coefficient

$$F = \frac{a^{\frac{1}{n}} - 1}{a^{\frac{1}{m}}}$$

v : Velocity of oil flow (meter/second)
g : Gravitational accelaration = 9.8 ($m/sec.^2$)
d : Inside diameter of piping (mm)
L : Total piping length (m)
γ : Specific gravity of liquid (kg/m^3)
Turbine oil ≒ 880
W.G. ≒ 1100
Water ≒ 1000
W : Weight of fluid in piping line (kg)

$$W = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \cdot \gamma \cdot 10^{-6}$$

q : Oil discharge volume per pump revolution (lit./rev.)
F_1 : Pump out-put coefficient

Pump Type		Coefficient F_1
Simplex	Single cylinder, Single acting	0.60
	Single cylinder, Double acting	0.25
Duplex	Two cylinders, Single acting	0.25
	Two cylinders, Double acting	0.15
Triplex	Three cylinders, Single acting	0.13
	Three cylinders, Double acting	0.06

(When over triplex, F_1 shall be 0.06)

Do not leave accumulator gas charged or in the condition of $P_1 \geqq P_2$, since bladder life will be extremely shortened.

1. For Energy Storage

$$V_1 = \frac{V_w}{e \cdot \eta \cdot F} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (1)$$

$$V_w = V_1 \cdot e \cdot \eta \cdot F \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2)$$

i) The larger we take "e", the smaller accumulator size we can select.
ii) When "e" exceeds 0.9, bladder life will be shortened.
iii) The larger we take "a", the smaller accumulator we can select.
iv) If bladder compression ratio ($b=P_1/P_3$) becomes to be higher, bladder life will be shortended.

Allowable Bladder Compression Ratio

Accumulator installation	$b = P_3/P_1$
Vertical	4/1
Horizontal	3/1

Note: When higher ratio than above figure is required, please consult our engineers.

v) "m" and "n" should be selected depending on "mean working pressure = (P_3+P_2)/2, and on oil charge/discharge time" selecting from the table as shown in the next page.
vi) When $m > n$ (ex. $m = 1.8$, $n = 1.6$), calculation must be made taking $m \Rightarrow n$, ie. $m = n$.
(In above example, $m \Rightarrow n = 1.8$)

2. For Shock Absorption

$$V_1 = \frac{W \cdot v^2 \cdot (n-1) \cdot \left(\frac{Px}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}}}{20 \cdot g \cdot Px \cdot \eta \left\{ \left(\frac{P_m}{Px}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\}} \quad \cdots\cdots (3)$$

i) Calculation shall be made selecting value of "n" to the figure at intersection of Px and < 8 seconds in the table shown in the next page and putting that value into the formula (3).
ii) "P_1 = 60% of Px" shall be taken into calculation.

3. For Pulsation Dampening

$$V_1 = \frac{q \cdot F_1 \cdot \left(\frac{Px}{P_1}\right)^{\frac{1}{n}}}{1 - \left(\frac{Px}{P_m}\right)^{\frac{1}{n}}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (4)$$

i) Calculation shall be made taking value of "n" to the figure at intersection of Px and < 8 seconds in the table shown in the next page and putting that value into the formula (4).
ii) Calculation shall be made taking the value of P_1 to approx. 60% of Px and putting that value into the formula (4).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Sole Agent
Thai Asaeon Engineering Co., Ltd.

N_2 gas Polytropic Exponents for Accumulator — for oil charge time: m — for oil discharge time: n

Average Pressure	Time	Oil *charge time* Tm or *discharge time* Tn — Seconds										
		T<8	8≤T<15	15≤T<30	30≤T<60	60≤T<120	120≤T<240	240≤T<480	480≤T<900	900≤T<1800	1800≤T
$P_x = \frac{P_3 + P_2}{2}$ kg/cm²·abs	Px<20	1.40	1.40	1.40	1.35	1.30	1.25	1.20	1.15	1.15	1.05
	20≤Px<30	1.45	1.45	1.40	1.35	1.30	1.25	1.20	1.15	1.15	1.05
	30≤Px<40	1.50	1.45	1.45	1.40	1.35	1.25	1.20	1.15	1.15	1.05
	40≤Px<50	1.50	1.50	1.45	1.40	1.35	1.30	1.25	1.15	1.15	1.05
	50≤Px<60	1.55	1.50	1.50	1.45	1.35	1.30	1.25	1.15	1.15	1.05
	60≤Px<70	1.55	1.55	1.50	1.45	1.40	1.35	1.25	1.20	1.15	1.05
	70≤Px<80	1.60	1.60	1.55	1.50	1.40	1.35	1.30	1.20	1.15	1.05
	80≤Px<90	1.65	1.60	1.55	1.50	1.45	1.40	1.30	1.25	1.15	1.10
	90≤Px<100	1.65	1.65	1.60	1.50	1.45	1.40	1.35	1.25	1.20	1.10
	100≤Px<110	1.70	1.70	1.65	1.55	1.50	1.45	1.35	1.30	1.20	1.15
	110≤Px<120	1.75	1.75	1.70	1.60	1.55	1.50	1.40	1.35	1.25	1.15
	120≤Px<130	1.80	1.75	1.70	1.65	1.60	1.55	1.40	1.40	1.25	1.20
	130≤Px<140	1.80	1.80	1.75	1.70	1.65	1.55	1.45	1.40	1.30	1.25
	140≤Px<150	1.85	1.85	1.80	1.70	1.65	1.60	1.50	1.45	1.35	1.25
	150≤Px<160	1.85	1.85	1.80	1.75	1.70	1.65	1.55	1.45	1.35	1.30
	160≤Px<170	1.90	1.90	1.85	1.80	1.70	1.65	1.55	1.45	1.40	1.30
	170≤Px<180	1.95	1.90	1.85	1.85	1.75	1.70	1.60	1.50	1.45	1.35
	180≤Px<190	1.95	1.95	1.90	1.85	1.75	1.70	1.65	1.55	1.45	1.35
	190≤Px<200	2.00	1.95	1.90	1.90	1.80	1.75	1.65	1.55	1.50	1.40

When the oil charge time is shorter than the oil discharge time, not only m but also n shall be selected in accordance to the oil charge time

Calculation Example

Working conditions and system specifications

Di : Inside diameter of cylinder = 300 mm
S : Cylinder stroke = 380 mm
v : Required cylinder speed = 0.55 m/sec.
P_3 : Maximum working pressure = 200 kg/cm²·G
P_2 : Minimum working pressure = 150 kg/cm²·G
Q : Discharge volume from pump = 120 lit/min.
Service oil temperature = 10 ~ 90°C
Service fluid = Turbine oil

* In calculation, the absolute pressure shall be used. Gauge pressure shall be converted to the absolute pressure.

Solution

1) As the first step, we shall obtain the required oil discharge volume (Vw) from above working conditions and system specifications.

$$Vw = \frac{\pi \cdot Di^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6}$$
$$= \frac{\pi \times 300^2}{4} \times 380 \times 10^{-6} \fallingdotseq 26.9\ell$$

2) Next, we shall obtain charging pressure ratio (e). In this example, the accumulator is being used for energy storage, then we must select the gas charging pressure ratio (e) so that P_1 is to be set to 80 ~ 90% of P_2. Also we shall take item i) of 1. shown in page 12 into consideration. Then, we will get "e" to 0.9.

3) Next, we shall select the polytropic exponent (m, n).

$$\text{Mean pressure} = \frac{P_3 + P_2}{2} = \frac{201.033 + 151.033}{2}$$
$$= 176.033\ \text{kg/cm}^2\cdot\text{abs}$$

$$\text{Oil charge time (Tm)} = \frac{Vw}{Q} = \frac{26.9}{120/60} = 13.45\ \text{sec}$$

$$\text{Oil discharge time (Tn)} = \frac{S}{v} \cdot 10^{-3} = \frac{380}{0.55} \times 10^{-3}$$
$$= 0.69\ \text{sec}$$

From the table showing "N_2 gas polytropic exponents":

m = 1.90 n = 1.95

4) Next, we shall obtain the oil discharge coefficient (F).

$$F = \frac{a^{\frac{1}{n}} - 1}{a^{\frac{1}{m}}} = \frac{\left(\frac{201.033}{151.033}\right)^{\frac{1}{1.95}} - 1}{\left(\frac{201.033}{151.033}\right)^{\frac{1}{1.9}}} \fallingdotseq 0.1358$$

5) Next, we shall obtain the required accumulator volume (V_1).

$$V_1 = \frac{Vw}{e \cdot \eta \cdot F} = \frac{26.9}{0.9 \times 0.95 \times 0.1358} \fallingdotseq 232\ell$$

6) Next, we shall select the number of the accumulators as follows:
If we use 60 lit. size accumulators, the required number of accumulators are; 232/60 = 4 accumulators
When 120 lit. size is used, 232/120 = 2 accumulators.

7) Then, we shall confirm that the oil discharge speed of the above two sizes of accumulators are within the range of allowable oil discharge speed per 60 lit. or 120 lit. size accumulators.
Required oil discharge speed for this system;

$$\frac{Vw}{Tn} = \frac{26.9}{0.69} \fallingdotseq 39\ell/\text{sec}$$

When we use 4 pcs. of 60 lit. size standard type N210-60D accumulators;
4 x 10 lit./sec. = 40 lit./sec., then 40 lit./sec. satisfies above required 39 lit./sec.
(10 lit./sec. is the allowable oil discharge rate of the standard N210-60D.)
Meanwhile, when we use 2 pcs. of 120 lit. size standard type N210-120D.
2 x 15 lit./sec. = 30 lit./sec., then the required oil discharge speed cannot be obtained from 2 pcs. of standard N210-120D only.
When we use 2 pcs. of 120 lit. size high flow type N210-120DE accumulators;
2 x 30 lit./sec. = 60 lit./sec., then the oil discharge speed more than 39 lit./sec. can be obtained from 2 pcs. of NACOL high flow type N210-120DE accumulators.

8) Next, we shall select the bladder compound meeting the actual service fluid and the service temperature.
Specified service temperature : 10 ~ 90°C
Specified service fluid : Turbine oil
Then, we shall choose "Nitrile Rubber for high temperature application" (Symbol : H).

9) From above 1) ~ 8), following two types of accumulators have been selected:
HN210-60D . . . . . 4 pieces or
HN210-120DE . . . . . 2 pieces
But, as the final selection, the accumulator installation space, cost, etc. must be taken into consideration

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Sole Agent

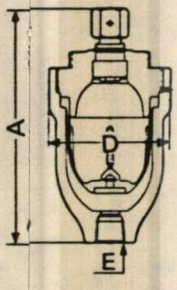
New Corona Series Accumulators

That Agency Engineering Co.
29/10-18 Soi Prakhanong 2
Behind Washington Theatre, Prakhanong
Klongton, Bangkok 11,
Tel. [illegible]

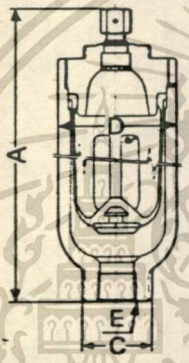
Model	N210—**D	N350—**D
Maximum working pressure	210 kg/cm²	350 kg/cm²
Hydrostatic test pressure	315 kg/cm²	525 kg/cm²
Allowable gas charging pressure range	Vertical installation: 90% of min. working pressure at highest. 25% of max. working pressure at lowest.	
	Horizontal installation: 85% of min. wokring pressure at highest. 35% of max. working pressure at lowest.	
Allowable oil flow in/out speed when vertical installation	1D ~ 4D	2 lit/sec
	5D ~ 10D	5 lit/sec

New Corona Accumulators Model No.:

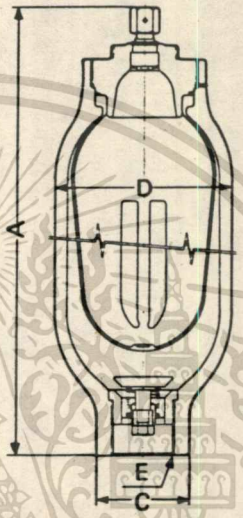
* N 210 – 10 D
- D — With Dynac Valve
- 10 — Nominal Capacity: 10 lit. (**)
- 210 — Max. working pressure: 210 kg/cm² (***)
- N — New Corona Series
- * — Bladder Compound



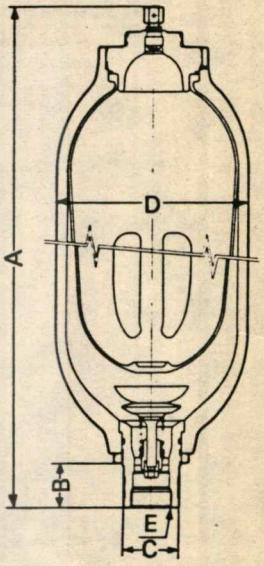
N210–01D



N210–03 ~ 07D



N***–1 ~ 4D



N***–5 ~ 10D

Model \ Item	Gas Volume lit.	Weight kg	Dimensions A mm	B mm	φC mm	φD mm	E
N210–01D	0.1	1.3	127.5	–	–	68.5	R 3/8 NPT 3/8 G 3/8
03D	0.3	3.5	198	–	46	82	R 3/4 NPT 3/4 G 3/4
05D	0.5	5	267	–	46	82	
07D	0.7	5.5	336	–	46	82	
1D	1	7	298	–	61	114.3	M42 x 2 NPT 1 1/4 G 1 1/4
2.5D	2.5	13	409	–	61	139.8	
4D	4	17	552	–	61	139.8	
5D	5	27	482	45	57	190.7	
6.3D	6.3	30	547	45	57	190.7	
10D	10	39	717	45	57	190.7	
N350– 1D	1	12	330	–	66	127	M42 x 2 1 5/8–12UN G 1 1/4
2.5D	2.5	20	436	–	66	153.7	
4D	4	30	579	–	66	153.7	
5D	5	35	507	57	57	216.3	
6.3D	6.3	40	572	57	57	216.3	M42 x 2 1 5/8–12UN G 1 1/4
10D	10	50	742	57	57	216.3	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

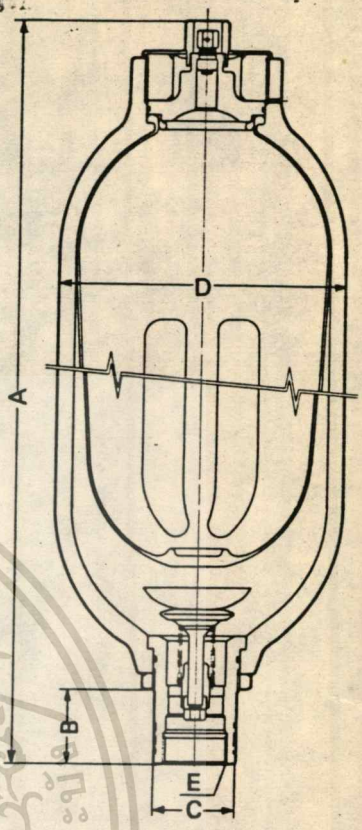
Sole Agent
That Corona Engineering Co.,
Bldg. Washington Theatre, Rama IV Road, Bangkok 11.

New Corona Series Accumulators

Model	N150—**D	N210—**D	N350—**D
Maximum working pressure	150 kg/cm²	210 kg/cm²	350 kg/cm²
Hydrostatic test pressure	225 kg/cm²	315 kg/cm²	525 kg/cm²
Allowable gas charging pressure range	Vertical installation	90% of min. working pressure at highest. 25% of max. working pressure at lowest.	
	Horizontal installation	85% of min. working pressure at highest. 35% of max. working pressure at lowest.	
Allowable oil flow in/out speed when vertical installation	20D ~ 60D	10 lit/sec	
	120D	15 lit/sec	
	160D	20 lit/sec	

ew Corona Accumulators Model No.:

N 210 – 50 D
- With Dynac Valve
- Nominal Capacity: 50 lit. (**)
- Max. working pressure: 210 kg/cm² (***)
- New Corona Series
- Bladder Compound



N***–20 ~ 160D

Model \ Item	Gas Volume lit.	Weight kg	Dimensions A mm	B mm	φC mm	φD mm	E
N150—20D	20	67	789	70	77	267.4	M60 x 2 NPT 2 G 2
30D	30	87	1,034	70	77	267.4	
40D	40	110	1,249	70	77	267.4	
50D	50	140	1,571	70	77	267.4	
60D	60	150	1,709	70	77	267.4	
120D	120	270	1,930	83	92.5	355.6	M75 x 2 NPT 2 1/2 G 2 1/2
160D	160	370	2,025	103	111	406.4	M90 x 2 NPT 3 G 3
N210—20D	20	85	789	70	77	267.4	M60 x 2 NPT 2 G 2
30D	30	112	1,034	70	77	267.4	
40D	40	140	1,249	70	77	267.4	
50D	50	180	1,571	70	77	267.4	
60D	60	190	1,709	70	77	267.4	
120D	120	360	1,930	83	92.5	355.6	M75 x 2 NPT 2 1/2 G 2 1/2
160D	160	490	2,025	103	111	406.4	M90 x 2 NPT 3 G 3
N350—20D	20	135	802	80	77	298.5	M60 x 2 G 2 2 3/8—12UN
30D	30	185	1,047	80	77	298.5	
40D	40	230	1,262	80	77	298.5	
50D	50	300	1,584	80	77	298.5	
60D	60	325	1,722	80	77	298.5	

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Accumulator Sizing Program for Energy Storage Application

Sole Agent
Engineering Co.,
29/16-18 Sukhumvit Soi 22,
Behind Theatre, rakhanong
Tel.

Date

Customer Name

Address

Type of Application:
(System Name)

Oil temperature ~ °C	Determining bladder material (refer to page 10 and 11)
Type of oil	

Note: In all calculations, the absolute pressure shall be used. (The absolute pressure = gauge pressure + 1.033 kg/cm².)

Customer's specification	Required oil volume discharged from accumulator	V_w	liter		
	Max. working pressure	P_3	kg/cm²·abs.		$P_3 \leqq 4 \times P_1$
	Min. working pressure	P_2	kg/cm²·abs.		P_2 is to be decided taking pressure loss (ΔP) into consideration
	Gas charging pressure	P_1	kg/cm²·abs.		$P_1 = P_2 \times 0.8 \sim 0.9$
	Oil charge time	T_m	sec.		Time necessary to charge V_w into the accumulator
	Oil discharge time	T_n	sec.		Time necessary to discharge V_w from the accumulato
Applicable factors	Gas charging pressure ratio	e	—		When $e = (P_1 \div P_2) > 0.9$, bladder life will be shortened.
	Working pressure ratio	a	—		The higher we take $a = P_3 \div P_2$; the larger oil discharge amount we can obtain.
	Mean circuit pressure of accumulator	P_x	kg/cm²·abs.		$P_x = (P_3 + P_2) \div 2$
	Polytropic exponent at oil charge time	m	—		Intersectional point from T_m and P_x given by the table of N_2 gas polytropic exponents.*
	Polytropic exponent at oil discharge time	n	—		Intersectional point from T_n and P_x given by the table of N_2 gas polytropic exponents.*
	Accumulator gross efficiency	η	—	0.95	—
	Oil discharge coefficient	F	—		Given from following formula.
	Accumulator gas capacity	V_1	lit.		Given from following formula.
	Max. required oil flow in/out speed	Q	lit./sec.		$Q = V_w \div T_m$ or T_n. Either standard type or high flow type shall be selected referring catalogue specification.

FORMULA

* refer to page 12

$$F = \frac{a^{\frac{1}{n}} - 1}{a^{\frac{1}{m}}} = \frac{(\quad)^{\frac{1}{(\quad)}} - 1}{(\quad)^{\frac{1}{(\quad)}}} \qquad V_1 = \frac{V_w}{e \cdot \eta \cdot F} = \frac{(\quad)}{(\quad) \cdot 0.95 \cdot (\quad)}$$

Selected accumulator model	Q'ty /( )N( )–( ) ( )	Fittings	□ Reducer Bushing ( ) □ Flange ( )
Inspection certificate required by the customer	The Japan Boiler Association ASME·TÜV (Others)	Remarks	

NIPPON ACCUMULATOR CO., LTD. Sales Engineering Section will be happy to review your accumulator requirements with any special accumulator manufacturing codes or specifications.
We will review your specific requirements in detail to provide you with the most suitable and economical accumulator.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้จัดทำปริญญานิพนธ์ "ENERGY STORAGE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE" ขอขอบพระคุณ ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์ ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ เอื้อเฟื้อทุนในการดำเนินงานจัดสร้าง

ขอขอบพระคุณ อ.มิ่ง โลกิจแสงทอง ในความเอื้อเฟื้อสถานที่จัดพิมพ์ปริญญานิพนธ์

ขอขอบพระคุณ คุณพงษ์ศักดิ์ คำมูล ที่ให้ความช่วยเหลือและคำปรึกษาทางเทคนิค ทำให้การจัดสร้างส่วนโครงสร้างทางกลเป็นไปอย่างราบรื่นสมบูรณ์

ขอขอบคุณ เพื่อนร่วมรุ่นที่ได้แสดงความสนใจ ตลอดจนให้ความช่วยเหลือมากมายหลายประการจนไม่อาจนำมากล่าวได้จนหมด

ความช่วยเหลือเหล่านี้ ทางผู้จัดทำขอจารึกไว้ในความทรงจำตลอดไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

1. แผนกอบรมและการพิมพ์ บริษัท โตโยต้า มอเตอร์ ประเทศไทย จำกัด

"คู่มือการฝึกอบรมเครื่องยนต์" หน้า 1-6

2. แผนกอบรมและการพิมพ์ บริษัท โตโยต้า มอเตอร์ ประเทศไทย จำกัด

"คู่มือการฝึกอบรมระบบส่งกำลัง" หน้า หน้า 3-14, 20-24, 46, 50-55

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้