บทที่ 3

การคำนวณและการออกแบบ

ในบทนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดเกี่ยวกับการออกแบบและคำนวณในระบบวงจรไฮดรอลิกของแฮนด์ลิฟท์ ซึ่งเราได้ทำการนำตัวแฮนด์ลิฟท์แบบธรรมดาคือแบบที่ปั๊มน้ำมันเข้ากระบอกสูบโดยการโยกคันโยก มาทำการปรับปรุงแก้ไขโดยต่อเติมโครงสร้างและติดตั้งวงจรไฮดรอลิกเข้าไปเพื่อที่จะให้ตัวแฮนด์ลิฟท์มีความเป็นอัตโนมัติมากขึ้น ซึ่งก็คือสามารถยกโหลดเองได้โดยใช้วาล์วควบคุมทิศทางไม่ต้องใช้คนโยกคันโยกเพื่อปั๊มน้ำมันเข้ากระบอกสูบ ทั้งนี้เพื่อลดเวลาการใช้งานลง

3.1 วัตถุประสงค์

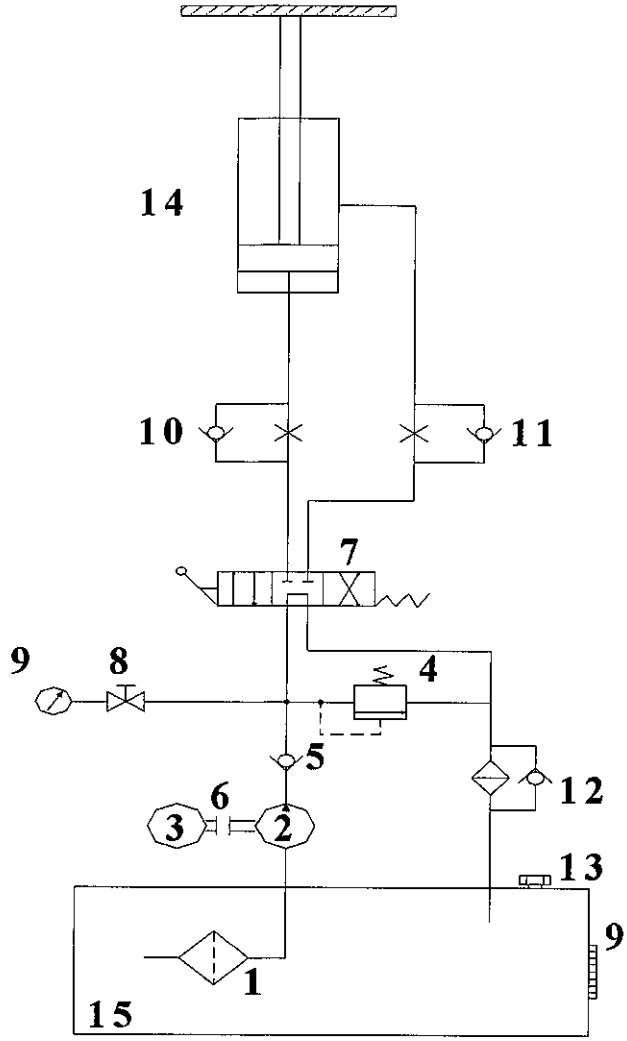
เราต้องการให้แฮนด์ลิฟท์ที่ทำการปรับปรุงใหม่ สามารถทำการยกโหลดไม่เกิน 1 ตัน โดยใช้เวลาในการยกขึ้นสูงสุดที่ระยะ 2 เมตรประมาณ 13 วินาที โดยโครงสร้างจะใช้โครงสร้างของแฮนด์ลิฟท์ตัวเก่า ทำการปรับปรุงเพียงบางจุด เช่น การทำคานรองรับอุปกรณ์ทำงาน การเพิ่มโรเลอร์ที่ตัวส้อมยกเพื่อขนถ่ายโหลดได้สะดวก เป็นต้น

3.2 การออกแบบระบบไฮดรอลิก

ในระบบไฮดรอลิกของแฮนด์ลิฟท์เราต้องการที่จะใช้งานโดยใช้มือโยก ให้สามารถยกโหลดขึ้น ยกโหลดค้าง และ ยกโหลดลงได้ เป้าหมายเพื่อทำการเคลื่อนย้ายแม่พิมพ์ที่มีขนาดเล็ก หรือ อุปกรณ์อื่น เช่น กล่องบรรจุชิ้นงาน ถังน้ำมัน เป็นต้น ซึ่งต้องการให้มีความสามารถที่จะทดแทนการใช้รถโฟลคลิฟท์ได้

อุปกรณ์ที่ใช้ สำหรับการออกแบบ ประกอบด้วย

1. กรองขาออก (FILTER)
2. ปั๊มเวนไฮดรอลิก (VAN PUMP)
3. มอเตอร์ไฟฟ้า(ELECTRIC MOTER)
4. วาล์วปลดความดัน(RELIFT VALVE)
5. วาล์วกันกลับ(CHECK VALVE)
6. ประกับเพลา(DRIVE COUPLING)
7. วาล์วควบคุมทิศทางแบบมือโยก(HAND VALVE)
8. เกจก๊อก(GAUGE COCK)
9. เกจวัดความดัน(PRESSURE GAUGE)



รูปที่ 3.1 วงจรไฮดรอลิก

10 วาล์วควบคุมอัตราการไหล (FLOW CONTROL VALVE)

11 วาล์วควบคุมอัตราการไหล (FLOW CONTROL VALVE)

12. กรองขากลับ(RETURN FILTER)

13. ฝาเติมน้ำมัน(SUCTION LINE)

14. กระบอกสูบ(CYLENDER)

15. ถังเก็บน้ำมันไฮดรอลิก (OIL TANK)

3.3 การทำงานของวงจรไฮดรอลิก

มอเตอร์ไฟฟ้าจะทำหน้าที่ขับปั๊มเวนไฮดรอลิก โดยผ่านประกับเพลา เพื่อทำให้ปั๊มดูดน้ำมันจากถังเก็บน้ำมันไฮดรอลิก โดยน้ำมันก่อนเข้าปั๊มจะต้องผ่านกรองขาออกก่อนเพื่อไม่ให้มีสิ่งแปลกปลอมหรืออากาศเข้าปั๊ม เมื่อผ่านปั๊มแล้วน้ำมันไฮดรอลิกจะถูกส่งผ่านวาล์วกันกลับไปยังวาล์วควบคุมทิศทาง

เมื่อเราทำการโยกคันโยกไปที่ตำแหน่งยก (ซ้ายมือ) น้ำมันไฮดรอลิกจากวาล์วควบคุมทิศทางจะถูกส่งเข้ากระบอกสูบที่ท่อทางเข้าด้านล่างโดยผ่านวาล์วควบคุมอัตราการไหล น้ำมันไฮดรอลิกที่เข้าไปจะดันให้กระบอกสูบเลื่อนขึ้นเพื่อทำการยกโหลดที่ต้องการ

หากเราต้องการยกโหลดดังกล่าวให้ค้างไว้ เราทำได้โดยการเลื่อนคันโยกมาที่ตำแหน่งกลาง น้ำมันจากไฮดรอลิกจะกลับสู่ถังพักโดยผ่านกรองขากลับ และน้ำมันไฮดรอลิกที่อยู่ในกระบอกสูบจะถูกควบคุมโดยวาล์วควบคุมอัตราการไหลไม่ทำให้น้ำมันไหลกลับสู่ถังพักทำให้ยังมีน้ำมันค้างอยู่ในกระบอกสูบเพื่อที่จะยกโหลดให้ค้างไว้ได้

เมื่อเราต้องการให้โหลดที่ยกนั้นวางลง เราทำได้โดยโยกคันโยกมาที่ตำแหน่งขวามือ น้ำมันไฮดรอลิกจากวาล์วควบคุมทิศทางจะถูกส่งเข้าไปที่ท่อทางเข้ากระบอกสูบด้านบนเพื่อดันกระบอกสูบลง และน้ำมันที่ค้างอยู่ในกระบอกสูบด้านล่างจะถูกดันกลับลงสู่ถังเก็บน้ำมัน ภายในวงจรจะทำการติดตั้งวาล์วปลดความดันเพื่อป้องกันการทำงาน OVERLOAD ของระบบโดยวาล์วปลดความดันจะทำหน้าที่ส่งน้ำมันส่วนที่เกินความต้องการของระบบไปสู่ถังเก็บ เพื่อไม่ให้ความดันในระบบสูงเกินไปซึ่งจะเป็นอันตรายแก่อุปกรณ์ทำงานอื่นๆทำให้เกิดการเสียหายได้

ในการเช็คระดับน้ำมันทำได้โดยการอ่านระดับที่ที่วัดระดับ(Oil Level) และถ้าจะทำการถ่ายน้ำมันไฮดรอลิกหรือเติมน้ำมันไฮดรอลิกเราก็ทำได้โดยเปิดฝาเติมน้ำมันที่ด้านบนของถังเก็บน้ำมัน

ส่วนการวัดระดับความดัน ทำได้โดยอ่านค่าความดันของน้ำมันที่ผ่านก๊อกเกจ จากเกจวัดความดัน

3.4 การคำนวณ

-คำนวณหาความเร็วกระบอกสูบที่ต้องการ

เนื่องจากกระบอกสูบมีระยะยืดสูงสุดประมาณ 800 มม. เราต้องการที่จะยกโหลดขึ้นสูงสุดภายในเวลา 13 วินาที ดังนั้น

$$\text{ความเร็วกระบอกสูบ} = \frac{\text{ระยะชักสูงสุด}}{\text{เวลา}}$$

$$\text{ความเร็วกระบอกสูบ} = \frac{800}{13} = 61.53 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 2.42 \frac{\text{in}}{\text{s}}$$

หรือ

$$\text{ความเร็วกระบอกสูบในเวลา1นาที} = 145.2 \frac{\text{in}}{\text{m}}$$

หาขนาดกระบอกสูบ

เนื่องจากระบบไฮดรอลิกใช้งานที่ความดัน 800 psi(จากคำแนะนำของร้านจำหน่ายอุปกรณ์และอะไหล่ไฮดรอลิก) และต้องการยกโหลดได้ 1,000 กิโลกรัม หรือประมาณ

จากสูตร

$$A(in^2) = \frac{F(lb)}{P(psi)} = \frac{2204}{800} = 2.755\text{ตารางนิ้ว}$$

ผลจากการคำนวณพบว่า จะได้ขนาดพื้นที่กระบอกสูบประมาณ 2.75 ตารางนิ้ว ซึ่งคิดเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางได้ดังสมการต่อไปนี้

$$A(in^2) = \frac{\pi \cdot D^2(in)}{4}$$

$$2.75 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$D = 1.87in$$

แต่เนื่องจากขนาดกระบอกสูบที่มีจำหน่ายนั้นมีขนาด 2 นิ้ว และ 3 นิ้ว ที่มีขนาดใกล้เคียงกับผลการคำนวณดังนั้นจึงทำการคำนวณอัตราการไหลเพื่อใช้ประกอบการเลือกขนาดกระบอกสูบ

คำนวณหาอัตราการไหล

จากกระบอกสูบแฮนด์ลิฟท์ชิ้นเดิมที่มีกระบอกสูบ 3 นิ้ว

$$\text{อัตราการไหล} = \frac{V \cdot A}{231}$$

$$\text{อัตราการไหล} = \frac{142.5 \cdot 7.06}{231} = 4.43gpm$$

หากเราเปลี่ยนกระบอกสูบใหม่ที่กระบอกสูบ 2 นิ้ว

$$\text{อัตราการไหล} = \frac{V \cdot A}{231}$$

$$\text{อัตราการไหล} = \frac{142.5 \cdot 3.14}{231} = 1.97\text{gpm}$$

โดยที่ V คือความเร็วในการเคลื่อนของกระบอกสูบ มีหน่วยเป็น in / min

A คือพื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบ มีหน่วยเป็น in^2

จากการคำนวณจะพบว่า ที่กระบอกสูบไฮดรอลิกขนาด 3 นิ้วจะต้องใช้อัตราการไหลเข้ากระบอกสูบประมาณ 5 gpm ขณะที่ กระบอกสูบขนาด 2 นิ้วจะใช้อัตราการไหลของน้ำมัน 1.97 gpm เมื่อเปรียบเทียบอุปกรณ์ในการทำงานชนิดอื่นเช่นถังพักน้ำมัน หรือ ขนาดมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั๊มแล้ว เราควรที่จะใช้กระบอกสูบขนาด 2 นิ้วเพื่อเป็นประหยัดค่าใช้จ่าย และ ประหยัดกำลัง

เราเลือกใช้กระบอกสูบ 2 นิ้ว และใช้อัตราการไหล 1.97 gpm เนื่องจากอัตราการไหลเข้ากระบอกสูบควรมีค่าประมาณ 2 gpm ดังนั้นเราจึงเลือกใช้ปั๊มขนาด 2 gpm ความเร็วรอบโดยทั่วไปที่มีจำหน่ายคือประมาณ1200 รอบต่อนาทีแต่ขนาดมอเตอร์ไฟฟ้าโดยทั่วไปๆจะใช้งานที่ความเร็ว 1450 rpm

หาขนาดอัตราการไหลน้ำมันที่ส่งจากปั๊ม

เนื่องจากปั๊มหมุนด้วยความเร็วรอบ 1200 rpm จะได้อัตราการไหล 2 gallon/min

หากปั๊มหมุนที่ความเร็วรอบ 1450 rpm จะได้อัตราการไหล เท่ากับ

$$\text{อัตราการไหล} = \frac{2 \cdot 1450}{1200} = 2.41 \frac{\text{gallon}}{\text{min}}$$

จากผลการคำนวณเราจึงควรเลือกใช้ปั๊มขนาด 2 gallom/min ที่อัตราการไหล 2.41 gallom/min เมื่อถูกขับด้วยความเร็วรอบ 1450 rpm และเมื่อเกิดการสูญเสียเนื่องจากประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊มใน ขณะทำงาน ก็จะได้อัตราการไหลที่พอเหมาะกับที่กระบอกสูบต้องการสำหรับความเร็วที่กำหนดไว้ ถ้าเลือก 1 gpm จะมีขนาดน้อยไป โดยปั๊มที่ใช้อาจจะเป็นปั๊มเฟืองหรือปั๊มเวนก็ได้ เพราะมีราคาถูกและเหมาะสมสำหรับความดันใช้งานที่กำหนด

จากตารางที่ 3.1 ปั๊มเวนจะมีประสิทธิภาพเชิงปริมาตรประมาณ 75%-90% ดังนั้นจึงกำหนดให้ประสิทธิภาพปั๊มเวนเฉลี่ยประมาณ 82.5%

รูปที่3.1 ชนิดของปั๊มที่ใช้งานในระบบไฮดรอลิก

ชนิดของปั๊ม	ความดันใช้งาน kgf/cm^3	อัตราการไหลออก l/min	รอบใช้งานสูงสุด rpm	ประสิทธิภาพ %
Gear pumps	20-175	7-570	1800-7000	75-90
Vane pumps	20-175	2-950	2000-4000	75-90
Axial piston pumps	70-350	2-1700	600-6000	85-95
Readial piston pumps	50-250	20-700	700-1800	80-92

อัตราการไหลของปั๊มขนาด 2 gpm ที่ 1200 rpm เมื่อใช้งานให้หมุนขับด้วยความเร็ว 1450 rpm และมีประสิทธิภาพเชิงปริมาตร 82.5% จะส่งอัตราการไหลให้กระบอกสูบได้

$$\text{อัตราการไหล} = \frac{2 \cdot 1450}{1200} \cdot 0.825 = 1.99 \frac{\text{gallon}}{\text{min}}$$

จะได้อัตราการไหลเมื่อคิดประสิทธิภาพของปั๊ม 2 gallon

ทบทวนความเร็วที่ได้

$$V(\text{in,out}) = \frac{231 \cdot \text{GPM}}{A(\text{in}^2)}$$

ความเร็วก้านสูบตอนเลื่อนออก(ยกขึ้น)

$$V_{out} = \frac{Q_c}{A_c} = \frac{231 \cdot 2}{3.14} = 147 \frac{\text{in}}{\text{min}}$$

ความเร็วก้านสูบเมื่อเลื่อนออกเท่ากับ 147 in/min

ความเร็วก้านสูบตอนเลื่อนเข้า(ยกลง)

$$V_{in} = \frac{Q_c}{A_c} = \frac{231 \cdot 2.17}{2.01} = 2.05 \frac{in}{min}$$

ความเร็วก้านสูบตอนเลื่อนข้าเท่ากับ 245.08 in/min จะเห็นได้ว่าความเร็วที่ได้จะใกล้เคียงกับที่ต้องการ

หาขนาดมอเตอร์ไฟฟ้าที่จะใช้ขับเคลื่อนปั๊ม

$$\text{กำลังงานกลที่ใช้ขับเคลื่อนปั๊ม} = \frac{\text{กำลังงานไฮดรอลิกที่ได้จากปั๊ม}}{\text{ประสิทธิภาพปั๊ม}}$$

$$\text{ขนาดมอเตอร์ไฟฟ้าที่จะใช้} = \frac{\text{กำลังงานกลที่ใช้ขับเคลื่อนปั๊ม}}{\text{ประสิทธิภาพการส่งกำลัง} \cdot \text{ประสิทธิภาพของมอเตอร์ไฟฟ้า}}$$

หรือ

$$\text{ขนาดของมอเตอร์ไฟฟ้า} = \frac{Q_p \cdot P_p \cdot 0.000583}{\eta_{tb} \cdot \eta_t \cdot \eta_e}$$

เมื่อ Q_p = อัตราการไหลหน่วย gallon

P_p = ความดันในระบบ หน่วย psi

η_{tp} = ประสิทธิภาพปั๊ม

η_t = ประสิทธิภาพการส่งกำลังจากมอเตอร์สู่ปั๊ม

η_E = ประสิทธิภาพมอเตอร์

เนื่องจากระบบมีอัตราการไหลเท่ากับ 2 gpm และมีความดันในระบบ 800 psi ประสิทธิภาพการส่งกำลังจากมอเตอร์สู่ปั๊มประมาณ 90% สำหรับประสิทธิภาพการทำงานของมอเตอร์ไฟฟ้า ส่วนใหญ่คิดที่ 80% และ ประสิทธิภาพปั๊มเวนโดยทั่วไปคิดที่ 82.5%

จะได้ว่า

$$\text{ขนาดของมอเตอร์ไฟฟ้า} = \frac{2 \cdot 800 \cdot 0.000583}{(0.825 \cdot 0.9 \cdot 0.8)} = 1.57\text{HP}$$

เนื่องจากมอเตอร์ไฟฟ้าขนาด 1.57 H.P. เป็นขนาดที่ไม่มีจำหน่ายทั่วไปจึงจะต้องเลือกระหว่างขนาด 1H.P. และ 2 H.P. ในกรณีนี้มอเตอร์มอเตอร์ไฟฟ้าที่เหมาะสมจึงเป็นมอเตอร์ขนาด 2 H.P. ส่วนการต่อระหว่างเพลาของปั๊มและเพลาขับของมอเตอร์ ไฟฟ้าใช้ประกับเพลาแบบยืดหยุ่นได้ (flexible coupling)

ขนาดของถังพัก

จากข้อกำหนดการออกแบบถังพักกำหนดให้ใช้ถังพักที่มีขนาดเล็กที่สุด ควรมีความจุน้ำมันเป็นแกลอนได้ 3 เท่าของอัตราที่ปั๊มจ่ายออกมาเป็น gpm ในกรณีนี้ปั๊มจ่ายออกมาเป็น 2.14 gpm ให้กับวงจร ดังนั้นควรเลือกถังพักที่มีความจุ 2 x 3 = 6 gpm หรือ 22.71 ลิตรหรือประมาณ 23 ลิตร เราจึงควรเลือกใช้ถังพักที่มีขนาด 30 ลิตร เนื่องจากขนาด 23 ลิตรไม่มีจำหน่ายและเผื่อพื้นที่สำหรับให้อากาศแยกตัวจากน้ำมันในถังพักอีกส่วนหนึ่ง

เนื่องจาก 1 ลิตร เท่ากับ 1000 ลบ.ซม ดังนั้น 30 ลิตร เท่ากับ 30000 ลบ.ซม
จากการประมาณการและการจัดวางจะได้ถังพักน้ำมันไฮดรอลิกที่มีขนาดเท่ากับ

กว้าง 33 เซนติเมตร ยาว 35 เซนติเมตร สูง 26 เซนติเมตร ซึ่งจะมีปริมาตรเท่ากับ
ปริมาตรถังพักน้ำมันไฮดรอลิก = 33 x 35 x 26 = 30030 ลบ.ซม

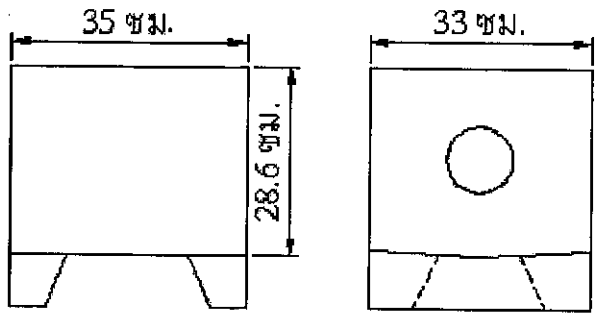
แต่เพื่อให้อากาศสามารถแยกตัวจากน้ำมันไฮดรอลิกได้ดีแล้ว เราควรเหลือพื้นที่เหนือระดับน้ำมันประมาณ 10% ดังนั้น

$$\text{ความสูงของถังพัก} = 26 + \left(26 \cdot \frac{10}{100}\right) = 28.6\text{ลบ.ซม}$$

จะได้ปริมาตรถังพักที่แท้จริงคือ

$$\text{ปริมาตรถังพัก} = 33 \cdot 35 \cdot 28.6 = 33033\text{ลบ.ซม}$$

เราจะได้ถังพักน้ำมันไฮดรอลิกดังรูปที่ 3.2 ที่มีขนาดคือ กว้าง 33 ซม. ยาว 35 ซม. สูง 28.6 ซม.



รูปที่3.2 ถังพักน้ำมันไฮดรอลิก

การเลือกขนาดวาล์วควบคุมทิศทาง

ขนาดของรูวาล์วควบคุมทิศทางต้องเพียงพอสำหรับอัตราการไหลที่ไหลออกจากกระบอกสูบทางด้านหัวสูบในขณะที่ลูกสูบถอยกลับ เพราะจะดันน้ำมันออกมามากกว่าอัตราที่ปั๊มจ่าย ซึ่งคำนวณได้ดังนี้

อัตราการไหลที่ออกจากลูกสูบทางด้านหัวลูกสูบขณะลูกสูบถอยหลัง = พื้นที่ลูกสูบ · ความเร็วถอยหลัง

$$GPM = \frac{3.14(in^2) \cdot 230\left(\frac{in}{min}\right)}{231 in^2} = 3.12\frac{gallon}{min}$$

จะได้อัตราการไหลขณะที่ลูกสูบถอยหลังเท่ากับ3.12.gallon / min

เมื่อนำค่าอัตราการไหลไปเทียบกับตารางการหาขนาดรูวาล์วควบคุมทิศทาง(ตาราง9.1)จะได้ขนาดรูวาล์ว 1/6 นิ้ว ซึ่งเหมาะสมกับการไหลมากกว่า 2 gpm แต่เนื่องจากเป็นขนาดที่ไม่นิยมผลิตจึงเลือกใช้รูวาล์วขนาด 1 / 4 นิ้ว ซึ่งสามารถทดแทนกันได้

ช่องต่อวาล์วขนาดท่อทาง (in)	ขนาดวาล์ว อัตราการไหลปกติ(gpm)
1/6	สูงกว่า 2
1/4 และ 3/8	สูงกว่า 8
1/2 และ 3/4	สูงกว่า 20
3/4 และ 1	40
1 1/4 และ 1 1/2	85
2	180
3	320

ตาราง 3.2 ขนาดของรูวาล์วที่เหมาะสมกับอัตราการไหล

ในการใช้งานนิยมเลือกใช้วาล์วควบคุมทิศทางแบบ 4 ทิศทาง 3 ตำแหน่ง ที่ควบคุมด้วยมือโยกกลับตำแหน่งกลางด้วยสปริง เลือกใช้ตำแหน่งกลางแบบแทนเดม เพราะยอมให้น้ำมันจากปั๊มสามารถกลับสู่ถังพักได้ในกรณีที่กระบอกสูบยังไม่ต้องการทำงาน เป็นการลดโหลดของปั๊มได้ แต่ถ้าใช้ตำแหน่งกลางแบบปิดหมดน้ำมันส่วนเกินจะไหลผ่านวาลปลดความดันและทำให้เกิดความร้อนขึ้น

เลือกขนาดวาล์วปลดความดัน

อัตราการไหลจากปั๊ม 2. gallon/min ขนาดของวาล์วปลดความดันจะต้องเพียงพอสำหรับอัตราการไหล จากตาราง 3.1 ขนาดของรูวาล์วที่เหมาะสมกับอัตราการไหลปกติได้ว่า รูวาล์วขนาด 1/6 แต่เนื่องจากเป็นขนาดที่ไม่นิยมผลิตจึงควรใช้ขนาด 1/4 นิ้ว ซึ่งเพียงพอสำหรับอัตราการไหล และเท่ากับขนาดของรูวาล์วควบคุมทิศทาง เพื่อที่สะดวกในการออกแบบท่อทางของวงจรอีกด้วย

ในการทำงานเลือกวาล์วปลดความดันแบบไพลอตมีขนาดรูวาล์ว 1 /4 นิ้ว ความดันสูงสุดที่ทนได้ 3000 psi และสามารถปรับค่าความดันได้จาก0-3000 psi ในการใช้งานควรตั้งค่าความดันที่วาล์วได้สูงกว่าความจำเป็น 10-12%

เลือกขนาดท่อทาง

ก. ขนาดท่อดูดของปั๊ม ขนาดของท่อดูดจะต้องใหญ่เป็น 2 เท่าของท่อที่ต่อออกจากปั๊มและถ้าความยาวท่อดูดเป็น 2 หรือ 3 ฟุต ท่อดูดต้องใหญ่กว่าเป็น 3 เท่า ความเร็วของน้ำมันในท่อดูดควรมีค่า 2-4 ft/sec และอัตราการไหลของน้ำมันที่ถูกดูดเข้าปั๊ม = 2 gallon/min

$$\text{พื้นที่}(in^2) = \frac{\text{gpm} \cdot 0.3208}{\text{ความเร็วของน้ำมัน}\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}}\right)} = \frac{2 \cdot 0.3208}{2} = 0.32in^2$$

เนื่องจาก

$$\text{พื้นที่} = \frac{\pi\left(D^2\right)}{4}$$

หรือ

$$0.32 = \frac{\pi\left(D^2\right)}{4}$$

จะได้ว่า เส้นผ่านศูนย์กลางมีค่าเท่ากับ 0.638 นิ้ว ขนาดของท่อทางที่มีขนาดใกล้เคียงและพอเพียงสำหรับอัตราการไหลคือ ท่อดูดขนาด 3 / 4 นิ้ว ซึ่งจะมีขนาดประมาณ 3 เท่าของท่อที่ออกจากปั๊มพอดี

ดังนั้นจึงเลือกใช้ท่อดูดขนาดมาตรฐานตามschedule 40 ซึ่งมีขนาดระบุคือ 3 /4 นิ้ว

น้ำมันในระบบจะเป็นน้ำมันปิโตรเลียมเนื่องจากอุปกรณ์แฮนด์ลิฟท์ใช้งานเฉพาะการขนย้ายแม่พิมพ์หรือเคลื่อนย้ายชิ้นงานเท่านั้นไม่มีความเสี่ยงที่จะเกิดการเผาไหม้แต่อย่างใด แต่ถ้าหากเราใช้น้ำมันทนไฟแล้วซึ่งเป็นน้ำมันที่มีความถ่วงจำเพาะสูงและมีความดันอากาศน้อย จะต้องใช้ท่อขนาดใหญ่ขึ้น นอกจากนี้สเตรนเนอร์ที่ติดตั้งปลายท่อดูดควรมีขนาดตามท่อด้วย

ข. ขนาดของท่อความดัน ขนาดท่อที่ต่อจากปั๊มไปวาล์วปลดความดัน วาล์วควบคุมทิศทาง ท่อต่อจากวาล์วปลดความดัน ไปถังพัก และท่อจากวาล์วควบคุมทิศทางที่ต่อไปกระบอกสูบควรใช้ขนาดเท่ากัน ท่อใช้งานนี้มีทั้ง ท่อมาตรฐานชนิดดัดงอได้ และสายไฮดรอลิก แต่ในที่นี้เราเลือกสายไฮดรอลิก เพราะมีความยืดหยุ่นและกันสะเทือนได้ดี ติดตั้งง่ายและสามารถดัดแปลงวงจรได้สะดวก

เนื่องจากความเร็วน้ำมันในท่อใช้งานช่วงต่างๆดังกล่าวที่ความดันใช้งานไม่เกิน 3000psi ควรมีความเร็วน้ำมันประมาณ15-20 ft / min

$$\text{พื้นที่}(in^2) = \frac{\text{gpm} \cdot 0.3208}{\text{ความเร็วของน้ำมัน}\left(\frac{\text{ft}}{\text{sec}}\right)} = \frac{2 \cdot 0.3208}{15} = 0.042in^2$$

เนื่องจาก

$$\text{พื้นที่} = \frac{\pi\left(D^2\right)}{4}$$

หรือ

$$0.042 = \frac{\pi(D^2)}{4}$$

จะได้ว่า เส้นผ่านศูนย์กลางมีค่าประมาณ 0.2310 ขนาดสายไฮดรอลิกที่มีขนาดใกล้เคียงและเพียงพอสำหรับอัตราการไหล คือสายไฮดรอลิกขนาด 1 /4 ตามมาตรฐาน SAE ในตาราง 8.2 ค่าพื้นที่หน้าตัดภายในเท่ากับ 0.491 ใกล้เคียงกับที่คำนวณได้ และสามารถทนความในระบบได้เพราะสามารถใช้งานได้ที่ความดัน 1250 psi ซึ่งถือว่าใช้ได้ และพอดีกับขนาดของรูวาล์วควบคุมทิศทางที่ใช้ในระบบเพื่อที่จะไม่เกิดความดันลดอีกด้วย

∴ ดังนั้นควรเลือกใช้สายไฮดรอลิกที่มีขนาดระบุ 1 /4 นิ้ว ตามมาตรฐาน SAE

- ขนาดของสายไฮดรอลิกที่ต่อจากวาล์วควบคุมทิศทางไปยังถังพักและไปยังกระบอกสูบด้านหัวสูบ ควรมีขนาดพอเพียงกับอัตราการไหลที่ไหลออกจากกระบอกสูบด้านหัวลูกสูบ ตอนลูกสูบถอยหลังกลับ ที่ควรใช้ขนาด 1 /4 in เช่นเดียวกัน ส่วนขนาดของกรองขากลับถังพัก ต้องมีขนาดใหญ่พอกับอัตราการไหล 3.12 gpm

การคำนวณหาความดันลดภายในท่อทางของระบบ

เนื่องจากท่อทางในระบบไฮดรอลิกของแฮนด์ลิฟท์ใช้ท่อทาง 2 ชนิด คือ ท่อ และสายไฮดรอลิก สำหรับท่อทางสำหรับดูดน้ำมันจากถังเก็บน้ำมันสู่ปั๊มซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 /4 นิ้ว ส่วนสายไฮดรอลิกใช้สำหรับเป็นท่อทางขนส่งน้ำมันระหว่างอุปกรณ์ทำงานในระบบ ใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 /4 นิ้ว

โดยสามารถจำแนกประเภทของท่อทางได้คือ

- ท่อดูดน้ำมันเข้าปั๊ม
- สายไฮดรอลิกจ่ายน้ำมันเข้ากระบอกสูบด้านบน
- สายไฮดรอลิกจ่ายน้ำมันเข้ากระบอกสูบด้านล่าง
- สายไฮดรอลิกส่งน้ำมันกลับถังพัก

ป
TC
160
จบ2550
2546

4740521

24 ก.ย. 2547

25

สำนักหอสมุด

จากรูป 3.1 ท่อทางที่ใช้ ท่อนั้นมีเพียง ใช้สำหรับอุปกรณ์ 1 – 2 นอกนั้นใช้สายไฮดรอลิก โดยในการคำนวณความดันลดนั้นจะกำหนดดังนี้

1.ทำการตั้งสมมุติฐานในการคำนวณ เนื่องจากโครงงานนี้มิได้จัดทำเป็นอุปกรณ์ขึ้นจึงทำให้ขนาดต่างๆ ภายในระบบจำเป็นต้องใช้การประมาณจากการเขียนแบบจึงขอตั้งสมมุติฐานในการคำนวณดังนี้

- จุดประสงค์การคำนวณความดันลดในระบบเพื่อต้องการทราบว่าระบบสามารถดูดน้ำมันจากปั๊มได้หรือไม่โดยไม่ทำให้อุปกรณ์เสียหายดังนั้นจึงไม่จำเป็นคิดความดันในท่อทางไหลกลับถังพัก
- หากขนาดท่อทางเข้าและออกในอุปกรณ์ไฮดรอลิกมีขนาดเท่ากันจะไม่คิดความดันลด
- คิดความดันลดเนื่องจากความยาวท่อทาง และ ข้องอต่างๆ
- จะไม่เกิดความดันลดเนื่องจากการงอในสายไฮดรอลิก

2.วัดหาขนาดท่อทางใช้งาน

หลังจากการเขียนแบบรถแฮนด์ลิฟท์ระบบไฮดรอลิกตามขนาดที่ประมาณตามความเหมาะสมแล้วทำการวัดความยาวท่อทางได้ขนาดดังนี้

- ท่อดูดน้ำมันเข้าปั๊ม ยาวประมาณ 3.0 ฟุต มีข้องอ 2 จุดเป็นแบบข้องอ 90 องศา
- สายไฮดรอลิกจ่ายน้ำมันเข้ากระบอกสูบด้านบน ยาวประมาณ 2.25 ฟุต
- สายไฮดรอลิกจ่ายน้ำมันเข้ากระบอกสูบด้านล่าง ยาวประมาณ 3.7 ฟุต
- สายไฮดรอลิกส่งน้ำมันกลับถังพัก ยาวประมาณ 3.5 ฟุต

3.นำข้อมูลเปรียบเทียบกับตารางหาความดันลด

ข้อมูลที่นำมาเปรียบเทียบได้แก่ความเร็วน้ำมันในท่อทาง(ft/s) ,ความยาวท่อทาง(ft),ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อทาง(in) โดยจะนำข้อมูลเหลานี้มาเปรียบเทียบกับตารางความดันลดที่ได้มีดังนี้

- ท่อดูดน้ำมันเข้าปั๊ม มีความดันลด 0.88 psi
- สายไฮดรอลิกจ่ายน้ำมันเข้ากระบอกสูบด้านบน มีความดันลด 6.39 psi
- สายไฮดรอลิกจ่ายน้ำมันเข้ากระบอกสูบด้านล่าง มีความดันลด 10.5 psi
- สายไฮดรอลิกส่งน้ำมันกลับถังพัก มีความดันลดประมาณ 9.94 psi

ความดันลดที่จะเกิดขึ้นนำมาคิดแบ่งได้ 3 กรณีคือ

1. ความดันลดเมื่อยกโหลดขึ้น โดยความดันลดส่วนนี้จะเกิดขึ้นจาก

$$\Delta P_{out} = \Delta P_1 + \Delta P_2$$

2. ความดันลดเมื่อโหลดหยุดนิ่ง(วาล์วควบคุมอยู่ในตำแหน่งกลาง)

$$\Delta P_s = \Delta P_1 + \Delta P_3$$

3. ความดันลดเนื่องจากยกโหลดลง

$$\Delta P_{in} = \Delta P_1 + \Delta P_4$$

โดยที่

ΔP_{out}	คือ	ความดันลดรวมขณะยกโหลดขึ้น
ΔP_s	คือ	ความดันลดรวมขณะที่หยุดโหลด
ΔP_{in}	คือ	ความดันลดรวมขณะที่ยกโหลดลง
ΔP_1	คือ	ความดันลดในท่อดูด
ΔP_2	คือ	ความดันลดในทางเข้ากระบอกสูบด้านบน
ΔP_3	คือ	ความดันลดในท่อทางกลับถังเก็บน้ำมัน
ΔP_4	คือ	ความดันลดในท่อทางเข้ากระบอกสูบด้านล่าง

หลังจากคำนวณความดันลดแล้วพบว่า

ความดันลดเมื่อยกโหลดขึ้นเท่ากับ	7.27 psi
ความดันลดเมื่อหยุดโหลดเท่ากับ	10.82psi
ความดันลดเมื่อยกโหลดลงเท่ากับ	11.38psi

จะเห็นได้ว่าความดันลดที่เกิดขึ้นจะมีค่าสูงสุดเมื่อยกโหลดลง โดยปั๊มจะต้องทำงานที่ความดันประมาณ

ความดันที่ปั๊มทำงาน = ความดันที่กระบอกสูบทำงาน + ความดันลดในท่อทาง

ความดันที่ปั๊มทำงาน = 800 + 11.38 = 811.38psi

3.5 สรุปรายละเอียดอุปกรณ์ที่ใช้

1. กรองขาออก (FILTER) ขนาดพอเพียงกับอัตราการไหล 2 gpm และขนาดเท่ากับท่อดูดคือ 3/4 นิ้ว
2. ปั๊มเวนไฮดรอลิก (VAN PUMP) อัตราการไหล 2 gallon ที่ความเร็วรอบ 1200 rpm ความดันสูงสุด 3000 psi
3. มอเตอร์ไฟฟ้า(ELECTRIC MOTER) ขนาด 2 H.P. ที่ 1450 rpm 3 phase
4. วาล์วปลดความดัน(RELIFT VALVE) ขนาดรูวาล์ว 1/4 นิ้วชนิดทนความดันสูงสุด 3000 psi และปรับตั้งความดันได้ 0 - 3000 psi
5. วาล์วกันกลับ(CHECK VALVE) ขนาดรูวาล์วเท่ากับ 1/4 นิ้ว
6. ประกับเพลา(DRIVE COUPLING) ชนิดยืดหยุ่นได้
7. วาล์วควบคุมทิศทางแบบมือโยก(HAND VALVE) ใช้แบบ 4 ทาง 3 ตำแหน่ง บังคับการทำงานด้วยคันโยกมือ ตำแหน่งกลางแบบเทนเดม รูทางเข้าวาล์วต่อกับรู้ลงถังพัก
8. เกจก๊อก(GAUGE COCK) สามารถทนความดันที่ 3000 psi ได้
9. เกจวัดความดัน(PRESSURE GAUGE) สามารถอ่านค่าความดันตั้งแต่ 0-3000 psi
10. วาล์วควบคุมอัตราการไหล (FLOW CONTROL VALVE) มีขนาดรูวาล์ 1/4 นิ้ว 2 ตัว
11. กรองขากลับ(RETURN FILTER)
12. ฝาเติมน้ำมัน(SUCTION LINE)
13. กระบอกสูบ(CYLENDER) ระยะชัก 800 mm. ขนาดกระบอก 50 mm. ก้านสูบขนาด 30 mm.
14. ถังเก็บน้ำมันไฮดรอลิก (OIL TANK) ขนาด 30 ลิตร