

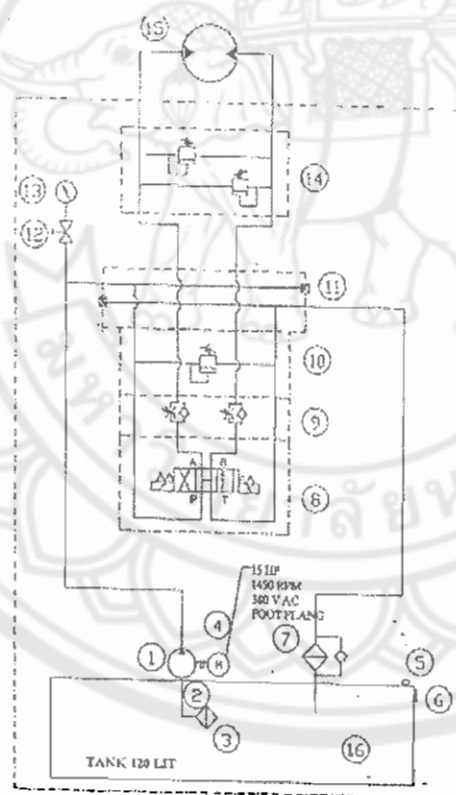
บทที่ 3

การออกแบบและเลือกอุปกรณ์ของชุดขับเคลื่อนไฮดรอลิก

ในบทนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดเกี่ยวกับการคำนวณ เนื่องจากชุดไฮดรอลิกที่ยกมาจากโรงไฟฟ้าหน่วยที่ 1 นั้นแตกต่างจากโรงไฟฟ้าหน่วยที่ 2 จึงต้องทำการคำนวณว่าอุปกรณ์ที่นำมาสามารถใช้ได้หรือไม่ รวมทั้งการเปรียบเทียบกับชุดขับเคลื่อนชุดเดิม

3.1 แนวคิดการออกแบบและการคำนวณ

ในการเลือกชุดไฮดรอลิก มาใช้ในการลำเลียงซีเมนต์หนักออกจากใต้เตา นี้ ทางผู้ดำเนินโครงการเห็นว่า ระบบไฮดรอลิกนั้นเป็นระบบอัตโนมัติที่มีประสิทธิภาพการทำงานที่สูงระบบหนึ่ง โดยนำแนวคิดของโรงไฟฟ้าโรง 1- 3 ที่หยุดทำการไปแล้ว มาปรับปรุงส่วนของระบบการทำงานเพิ่มเติมเพื่อให้ทำงานที่มีประสิทธิภาพสูงขึ้น แบบวงจรไฮดรอลิกของชุดลำเลียงซีเมนต์ใต้เตาที่ออกแบบแสดงในรูปที่ 3.1



รูป 3.1 วงจรของไฮดรอลิก

ในส่วนของระบบไฮดรอลิกนั้นประกอบไปด้วย 3 ส่วนด้วยกัน คือ

1. ส่วนต้นกำลัง (Power Input) เป็นแหล่งต้นกำลังส่งไปยังอุปกรณ์ต่าง ๆ ซึ่งประกอบด้วยถังพักน้ำมันกรองน้ำมันไฮดรอลิก มอเตอร์ไฟฟ้า ปั๊มไฮดรอลิก เป็นต้น

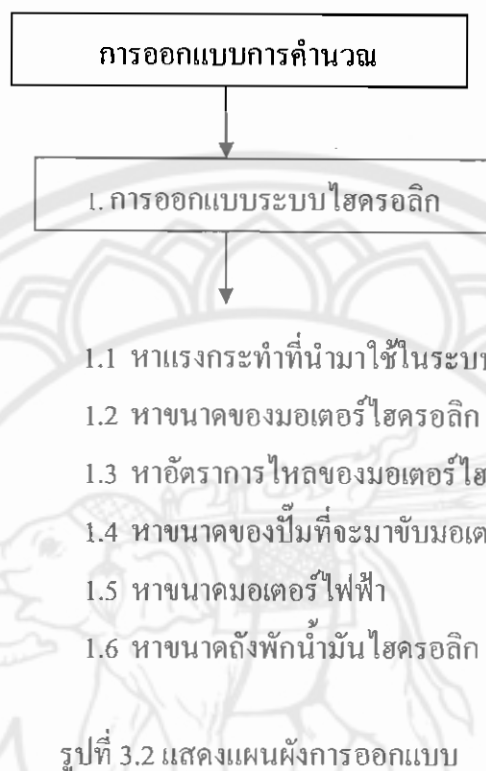
2. ส่วนควบคุม (Control) เป็นส่วนควบคุมความดัน อัตราการไหลและทิศทางการไหลของน้ำมันให้เป็นไปตามที่ต้องการ ซึ่งประกอบไปด้วย วาล์วควบคุมความดัน วาล์วควบคุมอัตราการไหล วาล์วควบคุมทิศทางการไหล เป็นต้น

3. ส่วนให้กำลัง (Power Output) เป็นส่วนที่ให้งานออกมา คือ มอเตอร์ไฮดรอลิก

การทำงานของชุดขับเคลื่อนไฮดรอลิกที่ใช้ลำเลียงซีเมนต์ได้แก่ วงจรไฮดรอลิก รูป 3.1 นั้นทำงานโดยมีความสัมพันธ์กันดังนี้ โดยเริ่มจากเตาจะผลิตซีเมนต์ออกมา 2 ส่วน คือ ซีเมนต์หนัก (Wet ash) และ ซีเมนต์ลอย (Dry ash) ในส่วนของซีเมนต์ลอยจะถูกลำเลียงไปยังถังตก ส่วนซีเมนต์หนักจะตกลงมาด้านล่างของเตา ซึ่งด้านล่างของเตาจะมีสายพานหลักคอยกวาดซีเมนต์หนักออกจากใต้เตาตลอดเวลาด้วยชุดขับเคลื่อนไฮดรอลิก ในส่วนของวงจรไฮดรอลิกนั้นมอเตอร์ไฟฟ้า เริ่มทำงานขับเคลื่อนให้ชุดน้ำมันจากถังพักน้ำมัน ผ่านตัวกรองน้ำมันส่งน้ำมันไปยังวาล์วควบคุมทิศทาง และอีกส่วนส่งไปยังวาล์วควบคุมความดันโดยผ่านเกจวัดความดันของน้ำมัน เมื่อความดันในระบบเกิน วาล์วควบคุมความดันจะทำหน้าที่ปลดความดันโดยปล่อยให้น้ำมันไหลกลับไปยังถังพัก

เมื่อน้ำมันถูกส่งมาที่วาล์วควบคุมทิศทาง ก็จะไหลจากช่อง P กลับไปยังถังพักน้ำมันทางช่อง T จึงทำให้ปั๊มส่งน้ำมันโดยไม่มีโหลดมากระทำกับน้ำมันไฮดรอลิก แต่เมื่อ spool เลื่อนเปลี่ยนช่องทางเดินน้ำมัน ทำให้น้ำมันจากช่อง P ต่อกับช่อง A และ B ต่อกับ T ทำให้มอเตอร์ไฮดรอลิกเกิดการหมุน เมื่อมอเตอร์ไฮดรอลิกหมุนก็จะดันให้น้ำมันไฮดรอลิกไหลออกผ่านช่อง B ผ่านช่อง T และกลับถึงน้ำมันอย่างเดิม ซึ่งจะนำแรงที่หมุนได้จากความดัน ณ เพลทของที่ยึดต่อกับมอเตอร์ไฮดรอลิกไปหมุนสายพานหลักเพื่อกวาดซีเมนต์ออกจากใต้เตา

ในส่วนของการออกแบบและการคำนวณชุดลำเลียงจี๊ดได้เตาด้วยระบบไฮดรอลิกนั้น สามารถแบ่งการออกแบบออกเป็น 2 ส่วน โดยลำดับขั้นตอนเป็นไปตามแผนผังดังนี้ตามรูปที่ 3.2



3.2 การคำนวณการออกแบบชุดไฮดรอลิก

โดยการทำ Slag ออกจากไต้เตานั้นต้องคำนึงถึงปริมาณของ Slag ที่ผลิตได้ในแต่ละชั่วโมง โดยในหน่วยที่ 5 ของโรงไฟฟ้าแม่เมาะสามารถผลิต Slag ได้จำนวนแตกต่างกันไป โดยขึ้นอยู่กับคุณภาพของลิกไนต์ คือที่การผลิตไฟ 150 เมกกะวัตต์ โรงไฟฟ้ามีประสิทธิภาพรวม 36.77% (ข้อมูลจากฝ่ายประสิทธิภาพของหม้อน้ำ 2) โดยถ่านหินจะมีอยู่ 2 ประเภทคือ Normal Lignite คุณภาพของถ่าน 2,400 kcal/hr และ Worst คุณภาพของถ่าน 2,000 kcal/hr ซึ่งปริมาณของจี๊ดเท่ากับ 30% โดยการคำนวณปริมาณจี๊ดดังนี้

Type	LHV	Ash content	Dry Ash	Wet Ash
Normal Lignite	2,400 Kcal/hr	30%	35.07Ton/hr	8.773Ton/hr
Worst Lignite	2,000 Kcal/hr	30%	39.75Ton/hr	10.541Ton/hr

ในการคำนวณเลือกชุดขับ Slag จากเตานี้จะเลือกที่ปริมาณ Slag มากที่สุดที่จะเกิดขึ้นโดยเลือกที่ Worst Lignite คือ 10.541Ton/hr

รายละเอียดของอุปกรณ์ในชุดลำเลียง Slag

โซ่ที่ใช้ในการลำเลียง Slag ยาว 120 m น้ำหนักเส้นละ 600 kg

Flight bar ที่ใช้กวาด Slag 72 อัน น้ำหนัก 85 kg / อัน = 6120 kg

Sprocket ที่ใช้ขับโซ่ลำเลียง $r = 0.30$ เมตร

และข้อมูลจากการทำงานของชุดขับที่นำมาจากโรงไฟฟ้าที่ 1 มีดังนี้

Hydraulic motor ขนาด $r = 0.58$ เมตร

Hydraulic motor หมุน 1.5 รอบ/นาที ขับโซ่ได้ 2.83 รอบ/ชั่วโมง

การลำเลียง Slag ออกจากใต้เตาขึ้นใช้ Flight bar 72 อันกวาด Slag ใน 1 รอบ เพราะเป็นแบบไปกลับ เพราะฉะนั้น Slag ที่ผลิตได้ 10.541 Ton/hr ต้องให้ Flight bar กวาด Slag ได้ 104.5 kg ต่อ 1 อัน ถึงจะลำเลียง Slag ออกได้ 10.54 Ton/hr โดยเฉลี่ยจะต้องเดินสายพาน 2.8 รอบ/ชั่วโมง ที่ความเร็วรอบ 9.42 เมตร/นาที จึงจะลำเลียง Slag ออกได้ตามที่เตาผลิต และน้ำหนักของ Slag ต่อรอบคือ 3.76 ตัน รวมกับน้ำหนักของ Flight bar และโซ่ รวมน้ำหนักได้ 11,080 kg

$$\begin{aligned} \text{จาก } T &= W \times R \\ &= 11,080 \text{ Kg} \times 0.3 \text{ m.} \\ &= 3,324 \text{ kg.m} \\ &= 32575.2 \text{ N.m} \end{aligned}$$

ดังนั้นต้องใช้แรงบิดในการขับเพลต 32575.2 N.m และมอเตอร์ไฮดรอลิกมี 2 ตัว แรงบิดต่อมอเตอร์ 1 ตัวคือ 16287.6 N.m

3.2.1 การออกแบบชุดไฮดรอลิก

โดยทางโรงไฟฟ้าแม่เมาะหน่วย 2 มีชุดไฮดรอลิก Spare part อยู่จึงทำการตรวจสอบว่าอุปกรณ์ที่นำมาใช้นั้นเหมาะสมกับระบบหรือไม่

ขั้นตอนที่ 1. ในระบบไฮดรอลิก ปัมไฮดรอลิกทั่วไปที่ใช้ขับ Hydraulic motor ประเภทความเร็วต่ำ 10-100 bar แต่ความดันที่ใช้งานในวงจรไฮดรอลิกควรมีค่าประมาณ 30-70 bar น่าจะเหมาะสมกว่าซึ่งนำไปเปรียบเทียบกับความสามารถของมอเตอร์ไฮดรอลิกที่ความดัน 70 bar

Hydraulic motor รุ่น 16300 สามารถขับได้ $260 \text{ N.m} = 18,200 \text{ N.m}$ จากแรงบิดที่คำนวณได้มีค่ามากกว่าค่าแรงบิดของเพลตที่ต้องการ แสดงว่ามอเตอร์ตัวนี้สามารถใช้ได้โดยทบทวนการหาความดันที่ทำงานในระดับ Slag มาก จากสมการ

$$P_M [\text{bar}] = \frac{2\pi \times 10 \times T_M [\text{N.m}]}{V_M}$$

P_M = ความดันของมอเตอร์ไฮดรอลิก (bar)

T_M = แรงบิดของมอเตอร์ไฮดรอลิก (N.m)

V_M = ปริมาตรของมอเตอร์ไฮดรอลิก (cm^3 / rev)

แทนค่าในสมการ

$$P_M [\text{bar}] = \frac{62.8 \times 16287.2 [\text{N.m}]}{16300 [\text{cm}^3 / \text{rev}]}$$

ซึ่งพบว่าความดันที่หาได้อยู่ในระหว่างความดันของระบบไฮดรอลิกที่เหมาะสม ในการคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของมอเตอร์ไฮดรอลิก ได้จากสมการ

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของมอเตอร์ไฮดรอลิก $[\eta_{V_M}] =$ ปริมาตรจริง / ปริมาตรทางทฤษฎี

=> ที่ระดับความดันที่ 62.75 bar

สามารถหาปริมาตรการไหลจริงได้จากสมการการหาปริมาตร

$$V_M \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right] = \frac{2 \times \pi \times 10 \times T_M [\text{N.m}]}{P [\text{bar}]}$$

แทนค่าในสมการ

$$V_M \left[\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \right] = \frac{2 \times \pi \times 10 \times 16287.6 [\text{N.m}]}{62.75 [\text{bar}]}$$

$$V_M = 16203.89 \text{ cm}^3 / \text{rev}$$

$$\text{ดังนั้น ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของมอเตอร์ไฮดรอลิก } [\eta_{V_M}] = \frac{16203.89 \text{ cm}^3 / \text{rev}}{16300 \text{ cm}^3 / \text{rev}}$$

$$= 0.9831 \text{ หรือ } 98.3 \%$$

เนื่องจากในการคำนวณหาปริมาตรของมอเตอร์ไฮดรอลิกโดยคิดจากแรงบิดที่ทางลำเลียง Slag ออกจากเตาได้ปริมาตรของมอเตอร์ไฮดรอลิกเท่ากับ $16203.89 \text{ cm}^3 / \text{rev}$ และในส่วนของมอเตอร์ไฮดรอลิกที่นำมาจากโรงไฟฟ้าหน่วยที่หนึ่งเป็นรุ่น 62 - 16300 มีปริมาตรเท่ากับ $16300 \text{ cm}^3 / \text{rev}$ ดังนั้นมอเตอร์ไฮดรอลิกที่ข้อมาจากโรงไฟฟ้าหน่วยที่หนึ่งสามารถใช้ในหน่วยที่สองได้

ขั้นตอนที่ 2. คือ การคำนวณหาอัตราการป้อนน้ำมันไฮดรอลิกเข้าสู่ตัวมอเตอร์ไฮดรอลิกจากสมการ

$$Q_M \left[\frac{\text{liter}}{\text{min}} \right] = \frac{V_M [\text{cm}^3 / \text{rev}] \times \text{RPM} [\text{rev} / \text{min}]}{1000 \times \eta_{V_M}}$$

Q_M = อัตราการป้อนน้ำมันให้กับตัว Hydraulic motor (liter/min)

V_M = ปริมาตรจุของ Hydraulic motor (cm^3/rev)

η_{V_M} = ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของมอเตอร์ไฮดรอลิก

RPM = ความเร็วรอบ (rev/min)

แทนค่าในสมการ

$$Q_M \left[\frac{\text{liter}}{\text{min}} \right] = \frac{16023.89 [\text{cm}^3 / \text{rev}] \times 1.5 [\text{rev} / \text{min}]}{1000 \times 98\%}$$

$$Q_M = 27.051 \text{ liter/min}$$

เมื่อทราบค่าอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่มอเตอร์ไฮดรอลิกต้องการในการหมุน ดังนั้นจึงสามารถนำค่าอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกไปคำนวณหาคุณสมบัติของปั๊มไฮดรอลิก ซึ่งคุณสมบัติของปั๊มที่ได้จะต้องมีอัตราการไหลไม่ต่ำกว่า 27.051 liter/min

เนื่องจากปั๊มไฮดรอลิกที่นำมาจากโรงไฟฟ้าหน่วยที่ 1 เป็นปั๊มแบบเวนและไม่ได้ใช้งานมานานแล้วและจากการตรวจพบว่าภายในเกิดความเสียหาย ทางแผนกซ่อมบำรุงจึงต้องการเปลี่ยนปั๊มใหม่

โดยในปัจจุบันการเปรียบเทียบความสามารถของปั๊มไฮดรอลิก ซึ่งปั๊มที่มีประสิทธิภาพการทำงานที่สูงกว่าแบบอื่นๆคือ ปั๊มแบบลูกสูบ โดยดูได้จากตาราง 2.1 ในบทที่ 2

ในการเลือกปั๊มเพื่อที่จะมาขับเคลื่อนตัวมอเตอร์ไฮดรอลิกนั้นจะต้องคำนวณอัตราการไหลก่อนว่าปั๊มตัวดังกล่าวเหมาะสมกับมอเตอร์ไฮดรอลิกตัวนี้หรือไม่โดยคำนวณจากสมการ

$$Q_M \left[\frac{\text{liter}}{\text{min}} \right] = \frac{V_{\text{pump}} [\text{cm}^3 / \text{rev}] \times n_{\text{pump}} [\text{rev} / \text{min}] \times \eta_{V_{\text{pump}}}}{1000}$$

โดยนำคุณสมบัติของปั๊มจาก Catalog ของปั๊ม ที่ทางโรงไฟฟ้าแม่เมาะมีอยู่นั้นมาทำการคำนวณเพื่อหาอัตราการไหลที่เหมาะสม โดยทำการเลือกปั๊มที่มีขนาดเล็กเป็นต้นไป และในการทำงานของปั๊มไฮดรอลิกโดยทั่วไปจะกำหนดความเร็วรอบของปั๊มอยู่ที่ 1200 รอบต่อนาที

ตารางที่ 3.1 แสดงคุณสมบัติของปั๊มรุ่น Series 20 – Axial Piston Pump

Technical data				
	Dimension	Frame size		
		030	049	070
Max. displacement	cm ³ [in ³]	29.8[1.83]	49[2.99]	69.8[4.26]
Maximum speed	min ⁻¹ (rpm)	500		
Rate speed		3200	2900	1900
Maximum swash plate angle	degree	± 18		
Weight	Kg[lb]	23[50.6]	39[17.7]	63[139]

ที่มา : Technical data ของบริษัท แอร์โรฟลูอิด ประเทศไทย

แทนค่าในสมการ

$$Q_p \left[\frac{\text{liter}}{\text{min}} \right] = \frac{29.8 [\text{cm}^3 / \text{rev}] \times 1200 [\text{rev} / \text{min}] \times 0.95}{1000}$$

$$Q_M = 32.946 \text{ liter/min}$$

จะพบว่าปั๊มนี้นี้สามารถจ่ายออกจากตัวมันเองได้มากที่สุดถึง 32.946 ลิตรต่อนาที ซึ่งมากกว่าจำนวนของน้ำมันที่ตัวมอเตอร์ไฮดรอลิกต้องการ แต่ถ้าเลือกปั๊มที่ปริมาตรมากกว่านี้ปั๊มดังกล่าวก็สามารถจ่ายน้ำมันได้มากเกินไปทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานมากกว่า ดังนั้นจึงสามารถเลือกปั๊มนี้นี้มาทำงานในระบบแทนปั๊มแบบเวนที่เสียหายไป และมีประสิทธิภาพการทำงานที่สูงกว่าปั๊มแบบเดิมด้วยได้

ขั้นตอนที่ 3. คือการเลือกมอเตอร์ไฟฟ้าที่จะมาขับเคลื่อนปั๊มไฮดรอลิก โดยทั่วไปแล้วมอเตอร์ไฟฟ้าที่นำมาใช้ในโรงงานอุตสาหกรรมด้านการลำเลียง จะใช้ความเร็วในการไม่มากนักและไม่ว่าจะเป็นมอเตอร์ไฟฟ้าที่แรงม้า จะกำหนดให้หมุนที่ 1,450 รอบต่อนาที

ในการหาค่ากำลังกลที่จะใช้ในการขับตัวปั๊มไฮดรอลิก หาได้จากสมการ

$$= \frac{\text{กำลังไฮดรอลิกที่ได้จากปั๊ม}}{\text{ประสิทธิภาพของปั๊ม}}$$

และขนาดของมอเตอร์ไฟฟ้าที่จะนำมาขับ หาได้จากสมการ

$$= \frac{\text{กำลังไฮดรอลิกที่ได้จากปั๊ม}}{\text{ประสิทธิภาพการส่งกำลัง} \times \text{ประสิทธิภาพของมอเตอร์}}$$

สำหรับประสิทธิภาพของมอเตอร์ไฟฟ้าที่จะนำมาขับวงจรไฮดรอลิกแล้ว ส่วนใหญ่แล้วนิยมใช้ที่ประสิทธิภาพที่ 80 % และประสิทธิภาพของการส่งกำลังใช้ที่ 90 %

$$\begin{aligned} \text{ขนาดของมอเตอร์ไฟฟ้า} &= \frac{Q_{\text{pump}} \times P_{\text{pump}}}{\eta_p \times \eta_t \times \eta_e \times \text{constant}} \\ &= \frac{32.946 [\text{liter} / \text{min}] \times 100 [\text{bar}] \times 0.0016}{0.80 \times 0.90 \times 0.90} \\ &= 9.47 \text{ kW} \end{aligned}$$

ดังนั้นจะต้องใช้มอเตอร์ไฟฟ้าขนาด 9.47 kW มาทำการขับ Hydraulic pump แต่มอเตอร์ขนาดนี้ไม่มีจึงต้องเลือกขนาดที่ใหญ่กว่านี้คือ 11 kW และในส่วนของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ทางโรงไฟฟ้าแม่เมาะมีสำรอง (spare part) อยู่ก็ขนาด 11 kW เช่นเดียวกัน จึงใช้มอเตอร์ไฟฟ้าขนาดดังกล่าวและได้มีการเพื่อประสิทธิภาพการทำงานแล้วด้วย

ขั้นตอนที่ 4. การหาขนาดของถังพักน้ำมัน

ในข้อกำหนดของการออกแบบถังพักน้ำมันไฮดรอลิกนั้น ควรมีความจุเป็น 3 เท่าของอัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิกที่สามารถส่งออกได้ ในกรณีนี้ปั๊มไฮดรอลิก สามารถจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกให้กับวงจรเป็น 32.946 ลิตรต่อนาที ดังนั้นควรเลือกถังพักน้ำมันไฮดรอลิกที่มีขนาดความจุ $32.946 \times 3 = 98.938$ ลิตรในกรณีนี้ควรเลือกถังขนาด 100 ลิตร

เนื่องจาก 1 ลิตร เท่ากับ 1,000 ซม.³ ดังนั้น 100 ลิตร เท่ากับ 100,000 ซม.³ จากหลักการออกแบบถังพักน้ำมันไฮดรอลิกจะได้ว่า

กว้าง 30 เซนติเมตร ยาว 100 เซนติเมตร สูง 34 เซนติเมตร จะมีปริมาตรเท่ากับ 102,000 ซม.³

แต่เพื่อให้อากาศแยกตัวกับน้ำมันไฮดรอลิกได้ดีแล้ว ควรเหลือพื้นที่เหนือระดับน้ำมันประมาณ 10 % ดังนั้น

$$\text{ความสูงของถังพักน้ำมัน} = 34 + [34 \times 10/100] = 37.4 \text{ เซนติเมตร}$$

จะได้ปริมาตรถังที่แท้จริง คือ $30 \times 100 \times 37.4 = 112,200 \text{ ซม.}^3$ ในที่นี้เลื่อนขนาดถังเป็น 120 ลิตร แทน และถังน้ำมันไฮดรอลิกที่นำมาจากมีขนาดเท่ากับ 120 ลิตร ซึ่งตรงกับการคำนวณที่ระบบต้องการถึงน้ำมันขนาด 120 ลิตร เช่นกันและในการคำนวณได้มีการเผื่อขนาดของถังน้ำมันเป็นค่าความปลอดภัยไว้แล้ว

การปรับปรุงชุดขับเคลื่อนไฮดรอลิกเพิ่มเติม

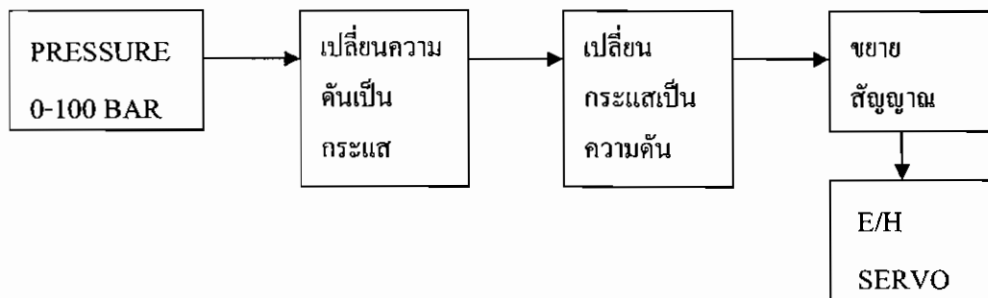
ในการปรับปรุงอุปกรณ์ของชุดขับเคลื่อนที่นำมาจากโรงไฟฟ้าที่ 1 นั้น สามารถปรับความเร็วโดยใช้คนซึ่งพนักงานเดินเครื่อง จะต้องเดินไปบนชั้นสอง ซึ่งในการปรับความเร็วนี้ จะต้องปรับให้สัมพันธ์กับปริมาณซีลที่อยู่ในราง ดังนั้นจึงมีการปรับปรุงคุณสมบัติของการขับเคลื่อนของชุดขับเคลื่อนให้สามารถปรับความเร็วได้เองอัตโนมัติ โดยรายละเอียดการออกแบบอุปกรณ์ควบคุมความเร็วของ SSC. มีดังนี้

คุณสมบัติที่ต้องการ

- 1.จะต้องควบคุมความเร็วของ SSC. ให้เป็นไปตามปริมาณซีล
- 2.จะต้องทำงานได้โดยมีเสถียรภาพที่ดี แม้ว่าอุณหภูมิแวดล้อมจะเปลี่ยนแปลงไป(เนื่องจากจะต้องติดตั้งที่อาคาร Boiler)
- 3.จะต้องประกอบไปด้วยอุปกรณ์น้อยชิ้นที่สุด เพื่อลดความผิดพลาดของวงจรอันเนื่องมาจากความคลาดเคลื่อนของอุปกรณ์แต่ละตัว
- 4.สามารถกลับเข้าสู่ระบบเดิม(ระบบ Manual) ได้เองหากวงจรชำรุด

วิธีการออกแบบ

อุปกรณ์ควบคุมความเร็วโดยอัตโนมัติ จะต้องรับสัญญาณที่เป็นความดัน (0-100 bar) แล้วแปลงเป็นสัญญาณทางไฟฟ้า (0-3 Volt) ส่งไป E/H SERVO



รูปที่ 3.3 แสดงการออกแบบตัวปรับความเร็วของวงจรไฮดรอลิก

อุปกรณ์เปลี่ยนความดันเป็นกระแสไฟฟ้าใช้ ตัวแปลงความดัน (Pressure Transducer)

ยี่ห้อ FUJI RANGE 0-100 BAR / 4-20 mA.

วงจรควบคุมจะรับสัญญาณ 4-20 mA. จาก Pressure Transducer แล้วแปลงให้เป็นแรงดันขนาด 0-3 Volt(V) ส่งให้ตัว E/H SERVO เพื่อควบคุมปริมาณน้ำมันไฮดรอลิก จาก ข้อมูลระบบ SSC. UNIT 5

- ถ้าขี้นี้เล็กน้อย ความดันของน้ำมัน Hydraulic ประมาณ 30 bar.
- ถ้าขี้นี้เต็ม Flight bar ความดันของน้ำมัน Hydraulic ประมาณ 70 bar

ดังนั้นจึงได้กำหนดให้ความเร็วที่เหมาะสมไว้คือ ขณะมีขี้นี้เล็กน้อยให้อยู่ที่ระดับ 3 ซึ่งต้องการแรงดันที่ไปขับ E/H SERVO เท่ากับ 0.7 V และได้กำหนดความเร็วที่เหมาะสมสำหรับกรณีมีขี้นี้เต็ม Flight bar อยู่ที่ระดับ 7 ซึ่งต้องการแรงดันไปขับตัว E/H SERVO เท่ากับ 2.3 V จาก RANGE ของ Pressure Transducer จะได้ว่า

ที่ความดัน 30 bar จะได้กระแสเท่ากับ 8.8 mA. และต้องการแรงดัน 0.7 V.

ที่ความดัน 70 bar จะได้กระแสเท่ากับ 15.2 mA. และต้องการแรงดัน 2.3 V.

ในการทำงานที่ระดับปกติความดันจะอยู่ที่ 30 bar แต่เมื่อเตาผลิตขี้นี้ได้มาก จะทำให้น้ำหนักของสายพานเหล็กเพิ่ม ระดับความดันของมอเตอร์ไฮดรอลิกก็จะเพิ่มเช่นกัน ทำให้ระบบที่ออกแบบเปลี่ยนความเร็วของมอเตอร์ไฮดรอลิกเพื่อที่จะขับได้เร็วขึ้น