สำนักงานวิทยทรัพยากร จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

ประวัติและหลักการทำงานของเครื่องไดนาโมมิเตอร์

3.1 กล่าวนำ

ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) คือ เครื่องมือที่ใช้วัดกำลังเครื่องยนต์โดยการสร้างโหลดต้านแรงบิดของเครื่องยนต์ โดยกำลังของเครื่องยนต์คำนวณได้จากผลคูณของแรงบิดกับความเร็วเชิงมุม อาจวัดกำลังเครื่องยนต์ได้ที่ล้อหรือที่เพลาของเครื่องยนต์ก็ได้ ถ้าวัดที่ล้อต้องนำแรงเสียดทานของระบบส่งกำลังทั้งหมดขณะปลดภาระมาบวกกัน จึงจะได้ค่ากำลังของเครื่องยนต์ ซึ่งในปัจจุบันนี้ เครื่องมือวัดชนิดนี้ได้เข้ามามีบทบาทสำคัญในงานทางด้านอุตสาหกรรมหลายๆประเภท อาทิเช่น อุตสาหกรรมทางด้านยานยนต์ซึ่งเป็นอุตสาหกรรมที่สำคัญของโลกประเภทหนึ่ง ดังนั้นในส่วนเนื้อหาของบทนี้จะกล่าวถึงวิวัฒนาการของเครื่องมือวัดชนิดนี้ เพื่อเป็นแนวทางในการที่จะมุ่งเน้นไปสู่หลักการออกแบบและสร้างเครื่องไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสหมุนวนตามที่งานวิจัยนี้ต้องการศึกษาต่อไป

3.2 การจัดหมวดหมู่ของไดนาโมมิเตอร์ [2] สามารถแบ่งประเภทได้ดังนี้

3.2.1. ไดนาโมมิเตอร์แบบซึมซับ (Absorption Dynamometer) กำลังที่ทำการวัดจะถูกดูดซับและเปลี่ยนไปอยู่ในรูปความร้อน ไดนาโมมิเตอร์ชนิดนี้มีหลักการคือ ทำการให้โหลดกับเครื่องยนต์ที่ต้องการวัดค่าและอ่านค่าโหลดตามที่ได้ให้เข้าไปเพื่อจะคำนวณออกมาในรูปของค่ากำลังที่ต้องการทราบ แบ่งออกเป็นชนิดต่างๆ ได้แก่ Prony brakes, Hydraulic หรือfluid friction brakes, Fan brakes, Electro-magnetic หรือEddy-current brakes รวมทั้งเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Electric generators) ด้วย

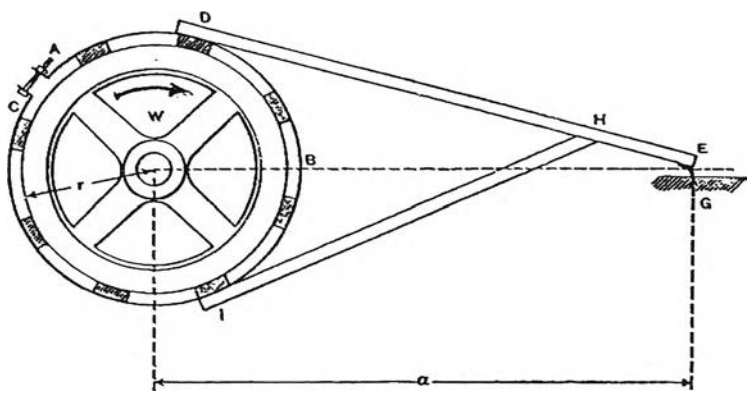
3.2.2. ไดนาโมมิเตอร์แบบถ่ายทอด (Transmission Dynamometer) กำลังที่ทำการวัดจะถูกถ่ายทอดจากเครื่องยนต์ไปสู่กลไกต่างๆที่ต่อเนื่องกับสายพานและเพลาได้โดยตรง แบ่งออกเป็นชนิดต่างๆ ได้แก่ Traction dynamometers, Gear dynamometers, Belt dynamometers, Torsion dynamometers รวมทั้งมอเตอร์ไฟฟ้า (Electric motors) ด้วย

หอสมุดกลาง สำนักงานวิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ส่วนต่อไปจะกล่าวถึงหลักการทำงานและวิวัฒนาการของไดนาโมมิเตอร์แบบซึมซับแต่ละชนิดแต่พอสังเขปเนื่องจากเป็นรูปแบบที่ต้องการจะศึกษาและ จะกล่าวเน้นในส่วนของเครื่องไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสหมุนวน (Eddy-current dynamometer) โดยละเอียดในส่วนสุดท้าย ดังนี้

3.3 ประเภทของไดนาโมมิเตอร์แบบซึมซับ (Absorption Dynamometer Type)

3.3.1 The Prony Brake จัดเป็นไดนาโมมิเตอร์แบบซึมซับที่ง่ายและมีใช้กันอย่างแพร่หลายที่สุด โดยพิจารณาหลักการทำงานจากรูปที่ 3.1 จะพบว่า กำลังที่ต้องการวัดค่าจะถูกส่งผ่านไปยังล้อ W ซึ่งล้อ W จะถูกหุ้มด้วยสายรัดเส้นเล็กๆ AIBD (สายรัดนี้อาจทำจากวัสดุชนิดต่างๆ เช่น แผ่นเหล็กบางๆ, สายหนัง หรือเส้นเชือก เป็นต้น) โดยมีตัวหนีบ AC ยึดที่สายรัดแต่ละเส้นและสามารถปรับแรงดึงได้ตามที่ต้องการเพื่อเป็นการปรับค่าแรงเสียดทานของล้อกับสายรัดเหล่านั้น ส่วนประกอบที่เหลือก็คือ ส่วนที่ใช้ในการถ่ายทอดแรงบิด ตามรูปได้แก่ DHE ซึ่งจะถูกยึดด้วยเสาค้ำ IH ที่จุด E จะมีตัวรับที่มีลักษณะแบบขอบแหลมรองรับไว้ สมมุติให้ล้อ W มีทิศทางการหมุนตามเข็มนาฬิกาดังรูป จะก่อให้เกิดแรงปฏิกิริยาขึ้นที่จุด G กำหนดให้ ระยะทางตั้งฉากจากจุดหมุนของล้อถึงจุดกระทำของแรงซึ่งมีค่า G ปอนด์มีระยะเท่ากับ a ฟุต ,ให้ผลรวมของแรงเสียดทานทั้งหมดที่เกิดที่ผิวของล้อมีค่าเท่ากับ F ปอนด์ และรัศมีของล้อเท่ากับ r ฟุต



รูปที่ 3.1 แสดงลักษณะโครงสร้างพื้นฐานของ Prony brake [2]

ตามหลักของโมเมนต์แรงคู่ควบจะได้ว่า

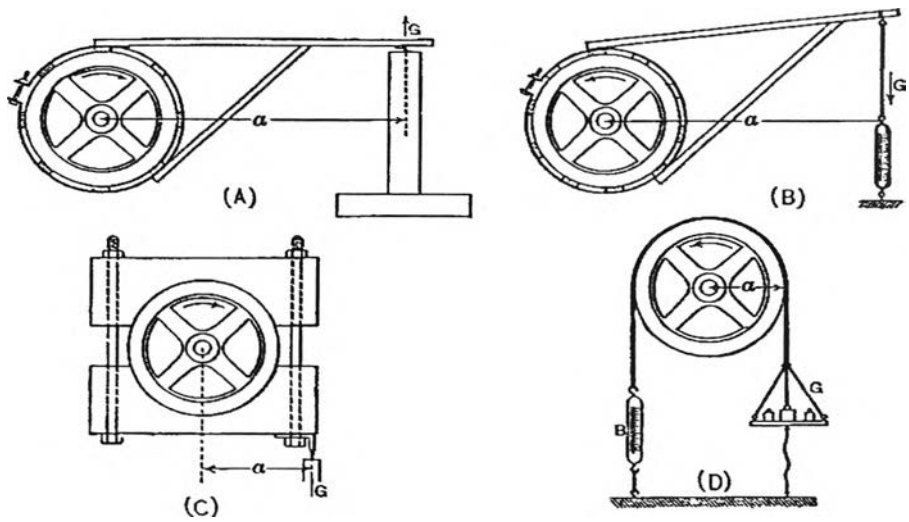
$$Fr = Ga \quad \text{ฟุต-ปอนด์} \quad \text{หรือ} \quad F = \frac{Ga}{r} \quad \text{ปอนด์}$$

ถ้ากำหนดให้ล้อหมุนด้วยอัตราเร็ว n รอบต่อนาที ดังนั้นงานที่เกิดจากแรง F จะเท่ากับ $2\pi rnF$ ฟุต-ปอนด์ต่อนาที หรือ เปลี่ยนเป็นหน่วยแรงม้าจะได้

$$Hp = \frac{2\pi rnF}{33000} = \frac{2\pi Gan}{33000}$$

สำหรับโครงสร้างเบรกใดๆ ก็ตาม ค่า $\frac{2\pi a}{33000}$ คือค่าคงตัวของการเบรก (Brake Constant) ดังนั้นโดยสรุป การหาค่ากำลังของ Prony Brake จึงเป็นการวัดค่า G และ n โดยค่า G จะมีการเปลี่ยนแปลงในแต่ละโครงสร้างของระบบเบรก

รูปที่ 3.2 แสดงการประยุกต์โครงสร้างของ Prony Brake หลายๆอย่าง และยังแสดงถึงการหาระยะตั้งฉากจากจุดหมุนจนถึงแนวของแรงกระทำ G (brake arm) มีค่าเท่ากับ a ในแต่ละโครงสร้างด้วย แต่ในการวัดค่าที่จริงนั้นจะต้องมีการปรับเทียบเพื่อให้ค่าที่วัดออกมาได้นั้นเป็นค่าภาระสุทธิ (the net brake load) โดยจะมีการหักน้ำหนักของตัวเบรกออกไปเสียก่อน โดยการใส่ตุ้มน้ำหนักถ่วงเพื่อให้เกิดความสมดุล



รูปที่ 3.2 แสดงรูปแบบต่างๆของ Prony Brake [2]

ในการหาน้ำหนักของตัวเบรก แสดงในรูปที่ 3.1(A) ทำโดยปลดสายรัดที่ล้อออกให้หลวม เพื่อให้เกิดแรงเสียดทานต่อล้อน้อยที่สุดเวลาที่หมุนโดยอิสระ และหมุนล้อช้าๆในทิศทางตามเข็มนาฬิกาตามรูป แล้วอ่านค่าจากสเกล หลังจากนั้นให้หมุนล้อในทิศทางตรงข้ามกับครั้งแรกด้วยอัตราเร็วที่เท่ากัน และอ่านค่าที่ได้จากสเกลของตาชั่งที่วัดอีกครั้งหนึ่ง

ถ้ากำหนด

W_1 = น้ำหนักของตัวยึดเบรก (the weight of the brake support on the scale)

W_2 = น้ำหนักของแขนหมุนที่ไม่สมดุล (the weight of the unbalanced brake arm)

F = แรงเสียดทาน (the force of friction), ถ้าหมุนที่อัตราเร็วเดียวกันค่าที่ได้จะเท่ากัน ไม่ว่าจะหมุนในทิศทางใด

ดังนั้น สำหรับการหมุนในทิศทางตามเข็มนาฬิกา สเกลจะอ่านค่าออกมาได้เป็น

$$G_1 = W_1+W_2+F$$

และเมื่อหมุนในทิศทางตรงข้าม จะได้

$$G_2 = W_1+W_2-F$$

ดังนั้น สามารถหาน้ำหนักของตัวเบรก (brake tare) ได้ว่า

$$W_1+W_2 = \frac{G_1+G_2}{2}$$

และหาค่าภาระสุทธิ (the net brake load) ได้ดังนี้

$$G = W-\frac{G_1+G_2}{2}$$

โดยที่ W = ค่าที่อ่านได้จากสเกลของเครื่องขณะทำการทดสอบ

ในกรณีที่เป็น Prony Brake ขนาดใหญ่นั้น การหมุนวงล้อเพื่อทำการวัดค่านั้นจะทำได้อย่างยากลำบาก ดังนั้นจะแก้ไขได้โดยวางตัวขาตั้งบนสเกลที่อ่านค่าเพื่อปรับให้แขนหมุนวางแนวขนานกับพื้นราบจากนั้นให้ทำการปรับยกและกดแขนหมุน (brake arm) เป็นมุม 10 องศา ให้สูงและต่ำกว่าตำแหน่งปกติตอนแรกตามลำดับ จากนั้นให้อ่านค่าแรงกระทำที่เกิดขึ้นบนสเกลของการกระทำทั้ง 2 กรณี เมื่อนำค่าที่อ่านได้ทั้งสองค่านั้นมาหาค่าเฉลี่ยและหักลบน้ำหนักของตัวขาตั้งจะได้ค่า W_2 เมื่อนำค่านี้ไปรวมเข้ากับน้ำหนักของตัวยึดเบรก W_1 ก็จะได้น้ำหนักของตัวเบรก (brake tare)

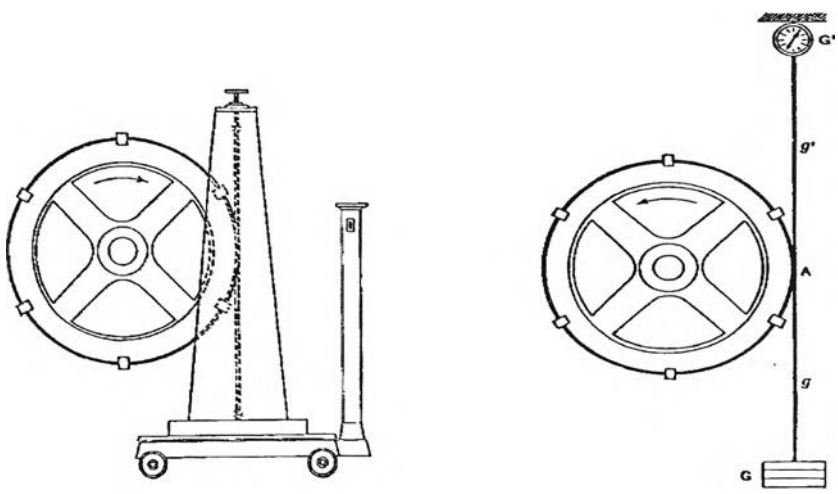
ถ้า Prony Brake มีขนาดใหญ่มากจนไม่สามารถยกหรือกดได้ อาจใช้แม่แรงช่วยในการยกและกดแขนหมุนก็ได้ ซึ่งเมื่ออ่านค่าจากสเกลที่ได้จาก 2 กรณีเหมือนเดิมนั้นและนำค่าทั้งสองมาหาค่าเฉลี่ยแล้วหักลบน้ำหนักของตัวขาตั้งและน้ำหนักของแม่แรง ก็จะได้ค่า W_2 เมื่อนำไปรวมกับค่า W_1 ก็จะได้น้ำหนักของตัวเบรกเหมือนกัน

ในกรณีของรูปที่ 3.2 (B) ค่า W_1=0 ดังนั้นการหมุนในทิศทางทวนเข็มนาฬิกาตามรูป จะได้ $G_1 = F - W_2$ สำหรับการหมุนในทิศทางตรงข้ามก็จะได้ความสัมพันธ์ออกมาเป็น$G_2 = F + W_2$ แล้วนำความสัมพันธ์ทั้งสองมาหักล้างกันเพื่อกำจัดค่า F จะได้เป็นดังนี้ $W_2 = \frac{G_2 - G_1}{2}$

ในกรณีของรูปที่ 3.2 (C) พบว่าค่า W_2=0 เนื่องมาจากว่าโครงสร้างของตัวเบรกอยู่ในรูปสมดุล (balanced brake) ดังนั้น น้ำหนักของตัวเบรก (brake tare) คือ ค่าW_1 (น้ำหนักของตัวยึดเบรก) เท่านั้น

รูปที่ 3.2 (D) แสดงถึง รูปแบบที่ง่ายมากๆอันหนึ่งของการใส่สายรัดเบรก โดยที่ตุ้มน้ำหนัก G ถูกวางอยู่ในถาด ซึ่งตุ้มน้ำหนักเหล่านี้จะยกลอยจากพื้นอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานของสายรัดที่วางพาดบนล้อ และอีกด้านจะใช้ตาชั่งสปริง B เป็นตัวรักษาสมดุล แรงเสียดทานจะเกิดขึ้นจากความแตกต่างของแรงดึงในสายรัดจากทั้ง 2 ด้านของวงล้อ

รูปที่ 3.3 เป็น Prony Brake อีกชนิดหนึ่ง เรียกว่า Rope Brake โดยจะใช้วัดกำลังได้ที่ปริมาณเล็กน้อยจนถึงปานกลาง ภาระเบรกสุทธิที่วัดได้ (the net brake load) จะเกิดจากความแตกต่างระหว่างแรงตึงของเส้นเชือกที่เปลี่ยนไปจากแนวเดิมที่จุด A



รูปที่ 3.3 แสดงลักษณะโครงสร้างของ Rope Brake [2]

กำหนดให้ G แทนก้อนน้ำหนักที่ถูกแขวนบนเส้นเชือก

G' แทนค่าที่อ่านได้จากตาชั่งสปริงที่ตำแหน่งสมดุล

g และ g' แทนน้ำหนักของตะขอที่เกี่ยวต่างๆ

ดังนั้น ภาระเบรกสุทธิที่วัดได้ (the net brake load) ได้เป็น (G+g)-(G'-g')

ในการออกแบบ Prony Brakes นั้น มีปัจจัยหลายๆอย่างที่ต้องระมัดระวังเป็นพิเศษ อย่างเช่น ควรจะมีตำแหน่งการให้ตัวของความยืดหยุ่นภายในกลไกที่แน่นอน ซึ่งจะทำให้การปรับตัวเบรกเป็นไปตามตำแหน่งที่ต้องการได้ดีขึ้น แนวทางที่ดีที่สุดคือการใช้สปริงขด (helical spring) รองข้างใต้น็อตของแคล์มเพื่อป้องกันไม่ให้แป้นเกลียวสัมผัสกับแคล์มโดยตรง ถ้าเลือกสปริงได้เหมาะสมก็จะมีความแข็งเกร็งเพียงพอ จะทำให้สามารถปรับความละเอียดได้มากขึ้น ซึ่งถึงแม้จะเกิดการแปรเปลี่ยนของแรงเสียดทานไปแต่ก็เล็กน้อยไม่มีผลต่อการวัดค่ากำลัง

ปัจจัยต่อมาที่ต้องคำนึงถึงก็คือ การเลือกขนาดของล้อช่วยเบรก(brake wheel) ที่จะใช้วัดกำลังของเครื่องยนต์ที่ต้องการต้องเลือกให้เหมาะสมด้วย รวมไปถึงการหล่อลื่นและการหล่อเย็นก็ต้องมีการกระทำอย่างเพียงพอ

Thruston และBach [2] ได้นำเสนอสูตรสำหรับใช้ในการการออกแบบระบบเบรก ซึ่งการออกแบบโดยทั่วไป จะสามารถคำนวณหาขนาดของล้อช่วยเบรกแบ่งเป็นการหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความกว้างของหน้าตัดวงล้อ เนื่องจากกำลังที่ถูกดูดซับและอัตราเร็วของการหมุนจะคงที่ แต่บางครั้งก็ต้องการทราบค่าของกำลังที่อัตราเร็วอื่นๆด้วย

Thruston จึงได้นำเสนอสูตรที่ได้มาจากการทดลองเพื่อใช้ในการหาค่ากำลังที่อัตราเร็วต่างๆ ดังนี้

$$H = \frac{VW}{K}$$

โดยที่ V = ความเร็วของขอบล้อ (ฟุตต่อนาที, ft/min)

W = ความกว้างของผิวหน้าของวงล้อ (นิ้ว, inch)

H = กำลังที่ถูกดูดซับ (กำลังม้า, hp)

และ ค่า K เป็นค่าคงที่ซึ่งค่าที่ดีที่สุดที่ได้จากการทดลองมีค่าประมาณ 400 ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์ตัวนี้จะแปรเปลี่ยนไปตามวิธีการหล่อเย็นตัวเบรก โดยถ้าเป็นการหล่อเย็นด้วยน้ำจะมีค่า K น้อยกว่าเบรกที่หล่อเย็นด้วยอากาศ ดังนั้นสำหรับการหล่อเย็นด้วยน้ำค่า K มีค่าประมาณ 200 และค่าK ของการหล่อเย็นด้วยอากาศ มีค่าประมาณ 800 นั่นเอง

สำหรับสูตรของ Bach ที่ได้นำเสนอมีรูปแบบ ดังนี้.

$$dW \geq \frac{9000}{K} H$$

โดยที่ W = ความกว้างของผิวหน้าของวงล้อ (นิ้ว, inch)

H = กำลังที่ถูกดูดซับ (กำลังม้า, hp)

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวงล้อ (ฟุต, ft)

และ ค่าK เป็นค่าสัมประสิทธิ์ที่แปรเปลี่ยนไปตามสภาวะของการหล่อเย็น, ความเร็วและแรงดันระหว่างผ้าเบรกกับผิวหน้าของวงล้อ โดย ค่าK ที่ได้จากการทดลองของ Bach นิยามออกมาได้ดังนี้ สำหรับระบบที่มีการหล่อเย็นด้วยอากาศ มีค่าประมาณ 5,000

สำหรับระบบที่มีการหล่อเย็นด้วยน้ำ มีค่าประมาณ 25,000

สำหรับระบบที่มีการหล่อเย็นด้วยน้ำ, มีความเร็วสูงและความดันต่ำ มีค่าประมาณ 50,000

สำหรับ เบรกที่มีขนาดใหญ่ ในการคำนวณหาค่ากำลังจำเป็นที่จะต้องคำนึงถึงพื้นที่หน้าตัดตามขวางของสายรัดหรือผ้าเบรกนั้นเข้าไปด้วยเพื่อความปลอดภัยจากแรงดึง นอกจากนี้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างตัวเบรกกับวงล้อก็ยังแปรเปลี่ยนไปตามวัสดุที่ใช้ทำอีกด้วย

เมื่อให้ T_1 คือ ค่าแรงดึงสูงสุดในสายรัด (ปอนด์, lb)

T_2 คือ ค่าแรงดึงต่ำสุดในสายรัด (ปอนด์, lb)

c คือ อัตราส่วนระหว่างความยาวของส่วนโค้งที่เบรกสัมผัสกับความยาวเส้นรอบวงของวงล้อ

F คือ ค่าแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น หรือเท่ากับค่ากำลังที่ถูกดูดซับ (ปอนด์, lb)

f คือ ค่าประมาณของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (สำหรับวัสดุที่สัมผัสต่างชนิดกัน เช่นไม้, หนัง กับโลหะ มีค่า 0.2 และสำหรับวัสดุที่สัมผัสเป็นโลหะกับโลหะ มีค่า 0.15)

จะได้ ค่ากำลังที่ถูกดูดซับ คือ $$F = \frac{33000hp}{\pi dn}$$

โดยที่ hp = ค่ากำลังม้าสูงสุดที่ถูกดูดซับ

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวงล้อ (ฟุต, ft)

n = ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที, rpm)

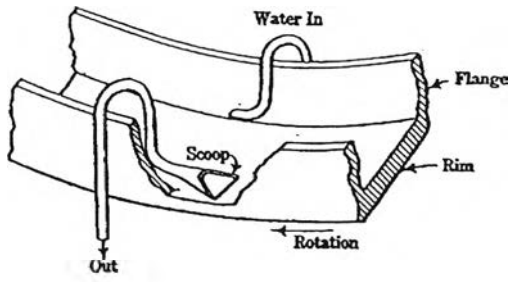
และจะใช้ความสัมพันธ์อีก 3 สมการคือ (1) $T_1 - T_2 = F$

(2) $\frac{T_1}{T_2} = 10^{2.73fc} = B$

(3) ค่าแรงดึงสูงสุดในสายรัด, $T_1 = FB / (B-1)$

เพื่อใช้เทียบหา ค่าF แล้วนำกลับไปแทนค่าเพื่อหาค่ากำลังม้าสูงสุดที่ถูกดูดซับ (ค่าhp) ต่อไป

<u>การหล่อเย็นระบบเบรก</u> ใช้ในกรณีที่ต้องการหลีกเลี่ยงการใช้วงล้อที่มีขนาดใหญ่จนเกินไป ระบบเบรกซึ่งต้องสามารถดูดซับกำลังให้ได้ในปริมาณที่ต้องการนั้นจะต้องมีการใช้น้ำหล่อเย็นขึ้นภายในระบบ การใช้น้ำหล่อเย็นจะมีข้อจำกัดในการใช้กับระบบเบรกที่มีขนาดเล็กมาก เพราะถึงแม้ว่าล้อจะถูกออกแบบให้มีขนาดที่เหมาะสมแล้วก็ตาม ความเค้นจากอุณหภูมิที่เกิดจากความร้อนเวลาที่เสียดสีขณะที่หมุนตรงขอบของล้อก็ยังจะทำอันตรายต่อเพลาของล้อ (wheel arm) และดุมล้อ (hub) อยู่ดี วิธีการหล่อเย็นด้วยน้ำที่ง่ายที่สุด คือพับขอบของร่องสายรัดให้มีลักษณะเหมือนครีบ ทำให้น้ำสามารถขังอยู่ในขอบของล้อได้ด้วยแรงเหวี่ยงจากจุดศูนย์กลางขณะที่ล้อหมุนอยู่ สำหรับวงล้อที่มีขนาดเล็กก็ควรที่จะมีการหล่อเย็นอยู่ตลอดเวลาแม้จะเป็นปริมาณแค่เพียงเล็กน้อยก็ตามโดยจะใช้กระบวน evaporation เป็นตัวดำเนินการ ส่วนในวงล้อที่มีขนาดใหญ่กว่าปริมาณน้ำหล่อเย็นที่ใช้จะต้องมีการหมุนเวียนให้มากพอโดยอาจจะติดตั้ง ส่วนที่มีลักษณะเหมือนกระบวยตักน้ำ (scoop)ในแนวสัมผัสเส้นรอบวงโดยให้หันหน้าไปในทิศทางตรงกันข้ามกับการหมุนของล้อ กล่าวคือติดตั้งในทิศทางที่ตรงข้ามกับการเคลื่อนที่ของขอบล้อ ทำให้น้ำร้อนที่ผ่านการหล่อเย็นมาแล้วถูกตักออกในขณะที่น้ำเย็นจะไหลเข้ามาแทนที่ในอัตราที่เท่าๆกัน

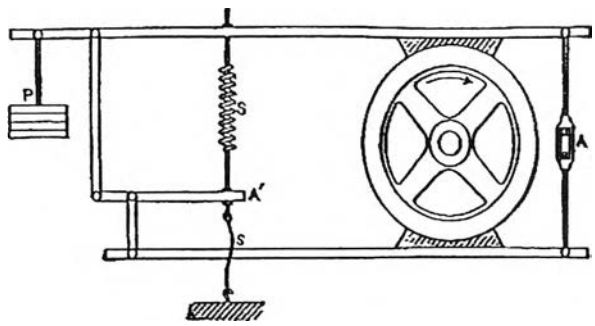


รูปที่ 3.4 แสดงรายละเอียดลักษณะการติดตั้งระบบระบายความร้อนในล้อของระบบเบรก [2]

ในรูปที่ 3.4 แสดงลักษณะการถ่ายเทน้ำเพื่อใช้ในการหล่อเย็นที่ดีมากๆอันหนึ่ง ในกรณีนี้เมื่อวงล้อหยุดหมุน มีข้อควรระวังคือต้องไม่ให้มีน้ำร้อนท่วมขังภายใน เพราะอาจจะส่งผลเสียต่อคุณสมบัติของสายรัดได้

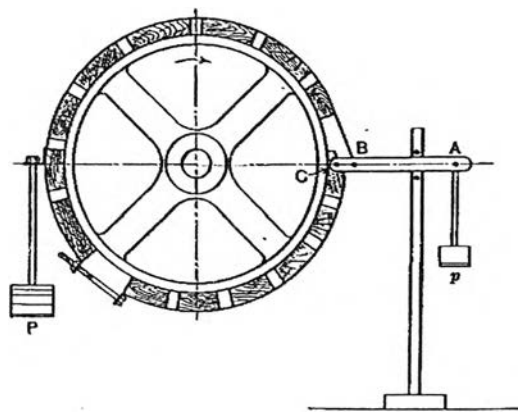
<u>การหล่อลื่นระบบเบรก</u> การหล่อลื่นระบบเบรกนี้ควรใช้ในปริมาณที่น้อยๆ เนื่องมาจากว่าจะไปส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานให้มีค่าต่ำลงซึ่งจะขัดกับหลักของการเบรก โดยการหล่อลื่นควรกระทำในปริมาณที่เหมาะสมจึงจะส่งผลดีต่อระบบคือทำให้การทำงานราบเรียบขึ้น และการหล่อลื่นแบบต่อเนื่องเช่นจากเครื่องหยดน้ำมัน จะให้ผลดีกว่าการใช้จาระบีด้วย

3.3.2 Prony Brakeแบบพิเศษ Prony Brakeแบบเก่าจะมีข้อจำกัดในเรื่อง การแปรเปลี่ยนความเร็วและการเปลี่ยนแปลงแรงด้านที่เกิดจากแรงเสียดทานที่มีการปรับเปลี่ยนได้ไม่มาก ทำให้ต้องมีการปรับปรุงระบบของ Prony Brake เสียใหม่ ดังนั้นจึงมีการสร้างระบบเบรกให้สามารถปรับระบบตัวเองได้ (Self- regulating Brake) ขึ้นเพื่อแก้ปัญหาดังกล่าว หลักการของระบบเบรกนี้แสดงไว้ในรูปที่ 3.5 โดยถ้าระบบต้องการโหลดเพื่อใช้ในการเบรกจะต้องวางตุ้มน้ำหนัก P ลงตามรูป และจะมีการปรับแป้นเกลียวที่ตำแหน่ง A จนกระทั่งคานที่แขวนตุ้มน้ำหนัก P ไว้ลอยอย่างอิสระ และจนกระทั่งเส้นลวดที่ตำแหน่ง s ตึง ถ้าความเร็วของการหมุนหรือแรงเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย คานเบรกก็จะปรับตัวด้วยการยกขึ้นและทำให้จุด A เลื่อนตำแหน่งสูงขึ้นไปทางสปริง S แต่การเคลื่อนที่นี้จะถูกต้านเนื่องจากเส้นลวด s นั้นยังตึงอยู่ และจากการศึกษาระบบของคานจะพบว่าการเคลื่อนที่ของ คานห้ามล้อ (brake arm) จะส่งผลให้ตัวจับเบรก (brake block) หลวมขึ้นเล็กน้อย ทำให้แรงเสียดทานลดลง แนวโน้มที่ลดลงของแรงเสียดทานนี้จะถูกต้านด้วยแรงดึงในสปริง S



รูปที่ 3.5 แสดงโครงสร้างของ Self-regulating Brake [2]

Self-regulating Brake อีกแบบหนึ่งมีชื่อว่า Balk พิจารณาจากรูปที่ 3.6 พบว่าถ้าแรงเสียดทานเพิ่มขึ้นชั่วขณะ สายรัดหรือผ้าเบรกจะเคลื่อนที่ไปตามทิศทางการหมุนของล้อ ทำให้ปลายคานที่ตำแหน่ง A ของคาน AC กระทบกับหมุดตัวที่ต่ำลงมา ซึ่งทำให้คานนี้หมุนรอบจุด C และเสมือนว่าความยาวของแถบสายรัดมากขึ้น กระบวนการนี้ก่อให้เกิดแรงเสียดทานที่ลดลงเป็นผลให้ตุ้มน้ำหนัก P เข้าสู่สมดุลอีกครั้ง

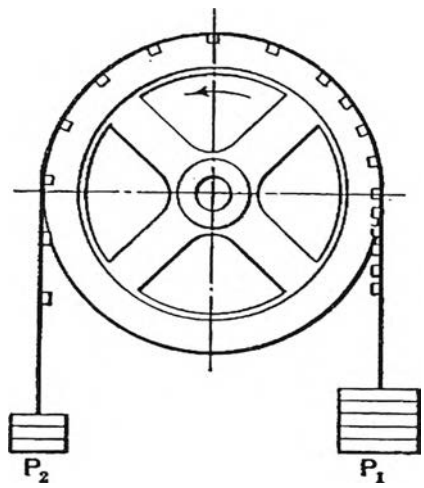


รูปที่ 3.6 แสดงโครงสร้างของ Balk Self-adjusting Brake [2]

แรงเสียดทานที่ลดลงนี้เป็นสาเหตุทำให้คาน BD ยกขึ้นไปหยุดที่หมุดตัวบนนั้น จะให้ผลออกมาในทางตรงข้าม แรงบิดสุทธิ (the net torque) ของระบบเบรกนี้จะคำนวณได้จาก PR หรือ pr โดยที่ R คือ ระยะความยาวของแขนจากจุดศูนย์กลางการหมุนถึงตำแหน่งที่แขวนตุ้มน้ำหนักP และ r คือ ระยะความยาวของแขนจากจุดศูนย์กลางการหมุนถึงตำแหน่งที่แขวนตุ้มน้ำหนัก p

อย่างไรก็ตาม สำหรับระบบ Self-regulating Brake มีข้อควรระวัง คือจะเกิดความคลาดเคลื่อนขึ้นได้หากระบบเบรกนั้นไม่อยู่ในสภาวะสมดุล หรือในช่วงที่กำลังเข้าสู่สมดุล ดังนั้นในการวัดค่าแรงบิดจึงควรรอให้ระบบเข้าสู่สมดุลเสียก่อนจึงจะได้ค่าที่ค่อนข้างแม่นยำ ยกตัวอย่างเช่น พิจารณาที่รูปที่ 3.5 แรงบิด Pa (เมื่อ a คือระยะตั้งฉากจากจุดP ถึงจุดหมุน) จะไม่ใช่ค่าที่วัดได้จากแรงเสียดทานจริงถ้าในเส้นลวด s มีแรงดึงเกิดขึ้น แต่ถ้าตำแหน่ง A เลื่อนขึ้น

เข้าไปใกล้ตำแหน่งระนาบเดียวกับจุดศูนย์กลางล้อมากเท่าไร จะทำให้ความคลาดเคลื่อนที่เกิดจากแรงดึงในเส้นลวดน้อยลงเท่านั้น ซึ่งเหมือนกับในรูปที่ 3.6 คือ ถ้าระบบเบรกอยู่ในสภาวะที่ไม่สมดุลชั่วขณะ คาน BD จะหยุดอยู่ที่หมุดตัวใดตัวหนึ่งอันเนื่องมาจากความดัน p การจะหาค่าแรงบิดสุทธิต้องเทียบเป็น pr เท่ากับ $p'r'$ โดย ค่า r คือ ระยะความยาวของแขนจากหมุดจนถึงจุดศูนย์กลางของวงล้อ ซึ่งถ้าคานหยุดอยู่ที่หมุดตัวล่าง แรงบิดสุทธิจะมีค่าเป็น $pr + p'r'$ แต่ถ้าคานไปหยุดที่หมุดตัวบน แรงบิดสุทธิจะมีค่าเป็น $pr - p'r'$ สิ่งที่ยากในการหาค่าจะอยู่ที่การประมาณค่าของความดัน p นั่นเอง



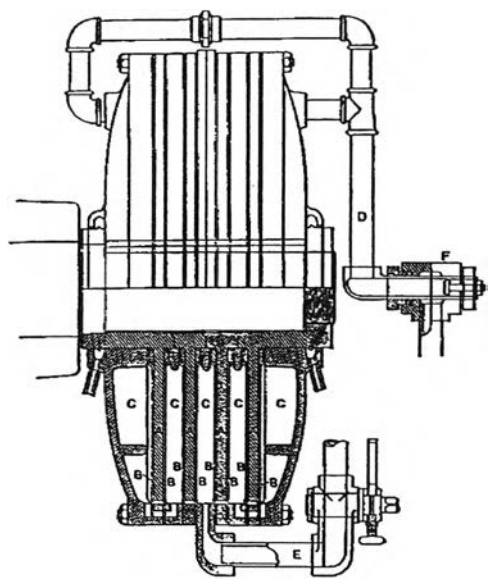
รูปที่ 3.7 แสดงโครงสร้างของ Strap Self-adjusting Brake [2]

รูปที่ 3.7 แสดงลักษณะของ Self-adjusting Brake แบบง่ายๆ อีกอันหนึ่ง ซึ่งโครงสร้างจะประกอบไปด้วยสายรัดที่ทำจากหนังหรือผ้าใบและมีแถบแผ่นโลหะเล็กๆ ยึดด้วยหมุดย้ำติดอยู่ข้างใน แถบแผ่นโลหะเหล่านี้จะถูกยึดอยู่ที่ปลายเพื่อป้องกันสายรัดเกิดการลื่นไถลขึ้น และแถบแผ่นโลหะที่ติดนี้ควรเว้นระยะห่างไม่เท่ากันด้วยดังรูป ภาระที่เกิดขึ้น คือ P_1-P_2 เมื่อทำให้แรงเสียดทานเพิ่มขึ้น สายรัดมีแนวโน้มที่จะเคลื่อนที่ไปในทิศทางเดียวกับการหมุนของล้อ ทำให้แถบโลหะที่เดิมอยู่ในตำแหน่งที่ช่วงห่างกันจะเลื่อนไปสู่ตำแหน่งที่ช่วงของแถบโลหะชิดกันขึ้นเรื่อยๆ ทำให้แรงเสียดทานลดลง ซึ่งการที่แรงเสียดทานลดลงนี้จะถูกต่อต้านด้วยการเคลื่อนที่ของสายรัดหนังเพื่อต้านการเคลื่อนที่ของล้อ

3.3.3 Hydraulic and Fluid Friction Brakes จากรูปแบบการทำงานของเครื่องวัดกำลังในตอนแรกๆ นั้นจะมีผลเสีย ถ้าเป็นการทำงานที่ภาระสูงมากๆ หรือทำงานที่ความเร็วรอบสูงๆ กล่าวคือเป็นการทำงานที่ระบบเบรกเกิดจากการเสียดสีกันของของแข็งกับของแข็ง(Solid Friction) ทำให้เกิดการสึกหรอมากถ้าทำงานตามสภาวะที่กล่าวมานี้ ทำให้มีการพัฒนาระบบเบรกมาเป็นแบบใช้แรงเสียดทานระว่างของไหลกับของไหลแทน (Fluid Friction) แทน

สำหรับ Hydraulic Brake สามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ประเภทใหญ่ๆ ดังนี้

(1.) ระบบเบรกจะใช้แรงดันน้ำเพื่อไปกดแผ่นจานที่หยุดนิ่งแต่ยืดหยุ่นได้ให้ไปต้านกับแผ่นจานที่กำลังหมุนอยู่ โดยแผ่นจานทั้งสองนี้ไม่ได้สัมผัสกันโดยตรงแต่มีแผ่นฟิล์มน้ำมันบางๆ กั้นอยู่ ซึ่งในกรณีนี้แรงเสียดทานภายในน้ำมันจะก่อให้เกิดแรงต้านขึ้น ตัวอย่างที่ดีที่สุดอันหนึ่งได้แก่ *Alden Brake* ดังแสดงในรูปที่ 3.8

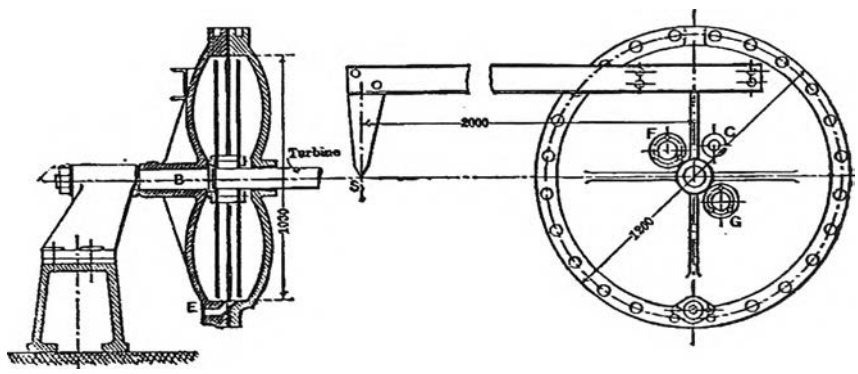


รูปที่ 3.8 แสดงลักษณะของ Alden Brake [2]

Alden Brake นี้ถูกพัฒนาโดย Worcester Polytechnic Institute ระบบเบรกชนิดนี้ประกอบด้วยแผ่นจานA ที่ทำจากวัสดุที่เป็นเหล็กหล่อ มีจำนวนตั้งแต่ 1 ชิ้นขึ้นไปยึดติดแน่นกับเพลาของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ ที่ซึ่งจะหมุนอยู่ระหว่างแผ่นประกบที่เป็นทองแดงBB แผ่นประกบเหล่าจะยึดติดอยู่กับตัวโครงเครื่อง (housing) ที่เป็นเหล็กหล่อ ซึ่งจะกั้นให้เกิดช่องว่างCC ตัวโครงเครื่องนี้จะถูกติดอยู่บนแบริ่งแต่ละข้างทำให้มันหมุนได้อย่างอิสระ น้ำซึ่งถูกอัดด้วยแรงดันจะถูกส่งผ่านช่องD เข้าไปเติมในช่องCC พร้อมกับออกแรงกดที่แผ่นประกบBBทุกอันให้ไปด้านแผ่นจานAที่กำลังหมุนอยู่และออกนอกระบบเครื่องที่ช่องE เพื่อเป็นการป้องกันผลที่เกิดจากการเสียดสีของแผ่นจานA กับแผ่นประกบBB จะมีการอัดน้ำมันหล่อลื่นเข้าไปในช่องว่างระหว่าง A กับ B

และจะมีการหมุนเวียนอยู่ตลอดโดยผลจากแรงเหวี่ยงในการหมุนและไหลกลับเข้าสู่ระบบโดยท่ออีกอันหนึ่ง(ไม่ได้แสดงไว้ในรูป) แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในชั้นของน้ำมันจะพยายามหมุนแผ่นจานตามการหมุนของเพลาซึ่งเป็นผลให้เกิดแรงบิดสุทธิขึ้น โดยสามารถวัดได้ด้วยคานและมาตรวัดคล้ายกับหลักของ Prony Brake

(2.) ระบบเบรกประเภทนี้มีหลักการทำงานคือ แผ่นจานที่กำลังหมุนด้วยความเร็วสูงซึ่งติดตั้งอยู่ภายในโครงเครื่องนั้นจะถูกจุ่มลงไปในน้ำที่สามารถปรับระดับได้ตามความเหมาะสม ผลของแรงเสียดทานของน้ำที่กั้นระหว่างแผ่นจานกับโครงเครื่องจะทำให้ตัวโครงเครื่องนั้นพยามยามที่จะหมุนตามแผ่นจานนั่นเอง ตัวอย่างของระบบชนิดนี้ ได้แก่ *Junkers และStumpf Brake* ระบบเบรกชนิดนี้ต้องใช้กับการหมุนที่มีความเร็วรอบมากๆ เพื่อจะสามารถดูดซับกำลังในปริมาณที่ต้องการได้ แต่ถ้าจะใช้วัดที่ความเร็วรอบต่ำๆ ต้องมีการเพิ่มแรงเสียดทานเข้าไปในระบบมากขึ้น ซึ่งสามารถทำได้โดยการออกแบบพิเศษบางอย่างเพิ่มเข้าไป ตัวอย่างที่เด่นชัดได้แก่ *Froude Brake*



รูปที่ 3.9 แสดงลักษณะของ Stumpf Friction Brake [2]

รูปที่ 3.9 แสดงรายละเอียดคร่าวๆ ของ Stumpf Brake หลักการทำงานจะอาศัยการหมุนด้วยความเร็วสูงของแผ่นจานที่ติดตั้งอยู่ภายในโครงเครื่อง ซึ่งช่องว่างระว่างแผ่นจานกับโครงเครื่องจะบรรจุน้ำอยู่ แรงเสียดทานของน้ำที่มีต่อแผ่นจานที่กำลังหมุนอยู่กับโครงเครื่องนี้ จะส่งผลทำให้โครงเครื่องพยายามหมุนรอบแกนเพลาด้วย ความพยายามในการหมุนที่เกิดขึ้นก็คือ กำลังที่ถูกดูดซับไว้นั่นเอง กำลังที่ถูกดูดซับนี้จะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับการควบคุมปริมาณของน้ำภายในด้วย

จากการศึกษาพบว่า กำลังที่ถูกดูดซับด้วยระบบชนิดนี้จะแปรผันตามกำลังสองของความเร็วที่เกิดขึ้น และเนื่องจากที่ความเร็วต่ำๆแรงเสียดทานที่เกิดภายในระบบจะน้อยทำให้วัดค่าได้ลำบาก ดังนั้น ระบบเบรกชนิดนี้จึงเหมาะที่จะใช้งานที่ความเร็วรอบสูงๆ เท่านั้น

Junkers Brake จะแตกต่างกับ Stumpf Brake ตรงที่การที่จะเพิ่มแรงเสียดทานของระบบจะทำได้โดยการใส่สลัก(pin) เข้าไปในตำแหน่งใกล้กับขอบของแผ่นจานหมุน

สูตรแสดงความสัมพันธ์ในการหาโมเมนต์ของแรงเสียดทานของระบบ (ภายใต้เงื่อนไขที่ว่าแผ่นจานหมุนต้องจมอยู่ในของเหลวทั้งหมด) ได้แก่

$$M = 100N^2R^5f \qquad (\text{ฟุต-ปอนด์})$$

โดยที่ M = โมเมนต์ของแรงเสียดทาน (ฟุต-ปอนด์, ft-lb)

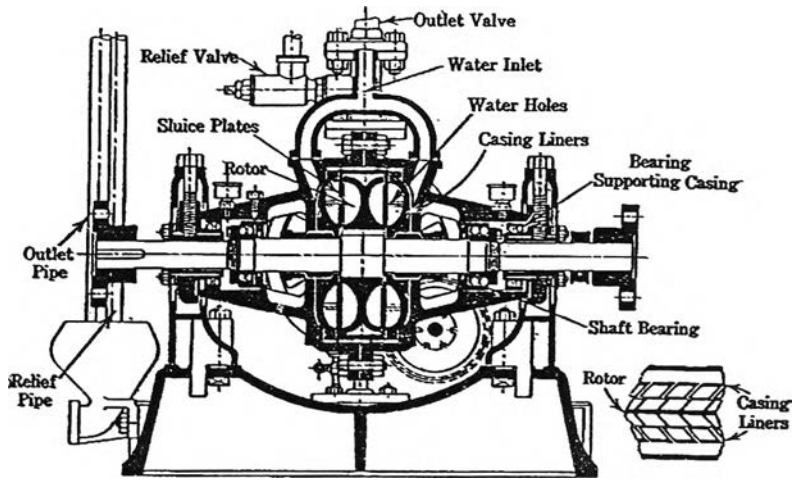
N = ความเร็วรอบของการหมุน (รอบต่อนาที, rpm)

R = รัศมีของแผ่นจานหมุน (ฟุต, ft)

f = ค่าแฟคเตอร์ของแผ่นจานหมุน มีค่าอยู่ระหว่าง 0.002 ถึง 0.003

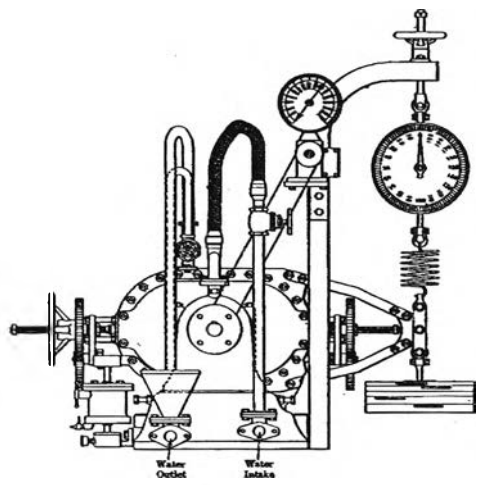
สรุปถึงความแตกต่างของการวัดค่ากำลังของระบบทั้งสองตามที่ได้มีการศึกษาวัดค่าออกมาจะได้ว่า Stumpf Brake จะวัดค่ากำลังได้ประมาณ 3,000 แรงม้า ที่ความเร็วรอบ 600 รอบต่อนาที
ในขณะที่ Junkers Brake อาจดูดซับกำลังได้ถึง 21,000 แรงม้า ที่ความเร็วรอบ 140 รอบต่อนาที

(3.) ระบบเบรกประเภทสุดท้าย จะกล่าวอธิบายจากรูปที่ 3.10 ซึ่งแสดงภาพตัดขวางของเครื่อง Froude Dynamometer หรือ Froude Brake ซึ่งแสดงให้เห็นเพลาที่ถูกติดตั้งอยู่ในบอลล์แบริ่งซึ่งติดอยู่กับโครงเครื่อง เพลานี้จะรองรับโรเตอร์อันหนึ่งที่เคลื่อนที่อยู่ระหว่าง casting liner แต่ละข้างตามรูป ซึ่ง liner นี้จะเป็นชิ้นเดียวกันกับตัวโครงเครื่องและโครงเครื่องจะถูกรองรับด้วยบอลล์แบริ่งทำให้สามารถหมุนได้อย่างอิสระในช่วงมุมเล็กๆ ค่าหนึ่ง ทั้งสองด้านของโรเตอร์จะตัดแปลงให้เป็นช่องหน้าตัดรูปครึ่งวงรีซึ่งจะสอดรับตัว casting liner ได้พอดี ช่องต่างๆเหล่านี้จะถูกแบ่งเป็นส่วนๆโดยใบพัด ที่ซึ่งใบพัดในช่องของโครงเครื่องมักจะมีมากกว่าของโรเตอร์ หนึ่งใบเสมอ ใบพัดนี้จะเอียงทำมุม 45 องศากับแกนเพลา การจัดเรียงตัวของใบพัดได้แสดงให้เห็นในวิวช่วยของรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 แสดงภาพตัดขวางของ Froude Dynamometer [2]

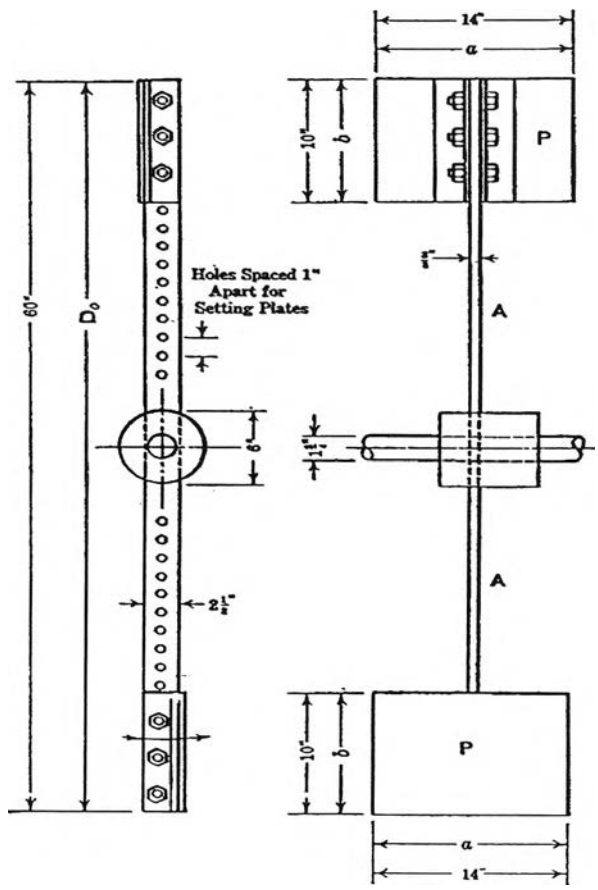
พิจารณารูปที่ 3.11 พบว่าน้ำภายใต้แรงดันค่าหนึ่งจะถูกส่งผ่านท่อยางที่ด้านบนของตัวเครื่อง และไหลเข้าช่องของโรเตอร์ใกล้กับจุดศูนย์กลางการหมุน โดยถูกเหวี่ยงออกด้วยแรงหนีศูนย์กลางเนื่องจากการหมุน กระแสน้ำวนจะถูกก่อตัวขึ้นที่มุมประมาณ 45 องศากับแนวแกนเพลา และโรเตอร์กับโครงเครื่องจะถูกแรงกระทำในทิศตรงข้ามกัน เมื่อติดตั้งโดยใช้สองใบพัดติดตั้งตามรูปแรงในแนวแกนที่เกิดขึ้นจะหักล้างกัน แต่แรงที่เกิดในแนวที่สัมผัสกับโครงเครื่องจะส่งผลทำให้มันหมุนได้ และแรงเสียดทานของแบริ่งที่เพลาซึ่งหมุนอยู่ก็จะพยายามทำให้โครงเครื่องหมุนในทิศทางเดียวกัน ดังนั้นค่าแรงบิดที่ถูกสร้างโดยโครงเครื่องนี้ ก็คือค่าแรงบิดที่แท้จริงของเครื่องจักรที่ต้องการวัดค่านั้น วิธีการวัดแรงบิดนี้ได้แสดงไว้โดยละเอียดในรูปที่ 3.11 เริ่มแรกน้ำที่ใส่เข้าไปในระบบจะมีอุณหภูมิที่สูงแต่สามารถควบคุมได้โดยปรับปริมาณของน้ำที่ไหลเข้าซึ่งในระบบจะมีการใส่ประตูกั้นน้ำไว้ที่ตำแหน่งระหว่างโรเตอร์กับ casting liner โดยต่อเข้ากับที่ปิดเปิดวาล์วแบบมือบิดที่ด้านข้างของเครื่องวัดนี้ ดังแสดงในรูป



รูปที่ 3.11 แสดงโครงสร้างของ Froude Dynamometer [2]

ขนาดเล็กสุดของ Froude Dynamometer จะใช้วัดค่าในช่วง 0.05 แรงม้า ที่ความเร็ว 200 รอบต่อนาที จนถึง 16 แรงม้าที่ความเร็ว 5,000 รอบต่อนาที และสำหรับขนาดใหญ่สุดที่มีการใช้งานจะอยู่ในช่วง 55 แรงม้า ที่ความเร็ว 200 รอบต่อนาที จนถึง 800 แรงม้า ที่ความเร็ว 1,400 รอบต่อนาที

3.3.4 Fan Brakes ระบบเบรกชนิดนี้ประกอบด้วยแขนหมุน ซึ่งจะมีแผ่นหน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมหรือหน้าตัดเป็นรูปวงกลมติดที่ปลายของแขนหมุนทั้งสองด้านซึ่งเปรียบเสมือนเป็นใบพัดนั่นเอง โดยเมื่อระบบทำงาน คือหมุนแรงดันของอากาศจะสร้างแรงด้านการหมุนซึ่งจะตั้งฉากกับแผ่นดังกล่าว พิจารณาที่รูปที่ 3.12 เป็นรูปที่แสดงรายละเอียดต่างๆของแขนหมุนและแผ่นใบพัดที่ติดที่ปลายดังกล่าวมาแล้ว พบว่าระบบชนิดนี้มีรูปแบบในการสร้างที่ง่ายๆ คือตัวที่สร้างแรงด้านทานหรือแขนหมุนนั้นจะถูกยึดติดที่เพลาข้อเหวี่ยงโดยตรง ซึ่งจะไม่มีผลของแรงเสียดทานที่เกิดจากแบริ่งเลย หรือถ้าต้องนำไปใช้กับงานโดยทั่วๆไป เพลาอาจจะถูกยึดในบอลล์แบริ่งและจัดวางอยู่ในโครงเครื่องที่เหมาะสมเพื่อป้องกันอันตรายก็ได้



รูปที่ 3.12 แสดงรายละเอียดของ Fan Brake Arm และ Blades (แผ่นใบพัด) [2]

หอสมุดกลาง สำนักงานวิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

จากการศึกษาพบว่า แรงต้านทานที่วัดได้จะแปรผันตามค่าความเร็วของการหมุนยกกำลังสาม แต่ผลดังกล่าวนั้นยังขึ้นอยู่กับความยาวของแขนหมุนที่ต้องสัมพันธ์กับขนาดของแผ่นใบพัด, รูปร่างของแผ่นใบพัด, ความหนาแน่นและอุณหภูมิของอากาศ และสภาวะแวดล้อมรอบๆระบบขณะทำงานด้วย นอกจากนี้ที่ระดับความเร็วรอบหนึ่งๆก็จะวัดค่าแรงเสียดทานได้ค่าเดียวที่ความเร็วรอบนั้น ดังนั้นถ้าต้องการวัดค่าที่ความเร็วรอบอื่นๆ จะต้องทำการหยุดเครื่องเพื่อเปลี่ยนระยะในแนวรัศมีของใบพัดเสียก่อน

Morgan และ Wood [2] ได้ทำการทดลองโดยเปลี่ยนขนาดรูปร่างของแผ่นใบพัด และรัศมีของการหมุน และหาความสัมพันธ์ออกมาเป็นสูตร ดังนี้

$$Hp = 3.12\times10^{-4} AR^3N^3$$

โดยที่ A = พื้นที่รวมของแผ่นใบพัดทั้งสองข้าง (ตารางนิ้ว, in^2)
R = ระยะความยาวของรัศมีที่วัดจากตำแหน่งจุดศูนย์กลางของแรงดัน (นิ้ว, inch)
N = จำนวนรอบการหมุนต่อนาที

ซึ่งค่า R หาจากความสัมพันธ์ ดังนี้ $R = \sqrt[3]{(R_o(R_o + \frac{b^2}{4}))}$

โดยที่ R_o = ระยะความยาวของรัศมีที่วัดจากตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงของใบพัด (นิ้ว, lb)
b = ความยาวของใบพัดตามแนวที่อยู่ในแนวรัศมี (นิ้ว, lb)

แต่เพื่อให้ง่ายแก่การใช้สูตร Poppe[1] ได้ดัดแปลงสูตรเสียใหม่ ดังนี้

$$Hp = 3.12\times10^{-15} abD_o^3N^3$$

โดยที่ a, b และ D_o = ระยะความยาวตามรูปที่ 3.12
N = จำนวนรอบการหมุนต่อนาที

สูตรทั้งสองสูตรข้างต้นนี้จะใช้ได้เฉพาะสำหรับแผ่นใบพัดที่หมุนอยู่ในอากาศอิสระเท่านั้น นั่นคือต้องไม่มีวัตถุอื่นๆ อยู่ในระยะที่สามารถมารบกวนอากาศที่เข้าและออกจากใบพัดได้ แต่ปกติจะมีการป้องกันรอบๆใบพัดอยู่แล้วเพื่อเหตุผลด้านความปลอดภัยจึงทำให้การใช้งานสภาพอิสระจึงไม่เกิดขึ้นจริง Morgan และWood [2]ได้กล่าวว่าการใส่อุปกรณ์ครอบชุดใบพัดเพื่อความ

ปลอดภัยนั้น อาจก่อให้เกิดความผิดพลาดในการวัดค่าตั้งแต่ 20-90 เปอร์เซ็นต์ ทำให้กำลังที่ดูดซับจริงๆจะน้อยกว่าที่คำนวณได้จากสูตรมาก

สำหรับชุดใบพัดชุดเดียวกันซึ่งทำงานในสภาวะที่คล้ายๆกัน Morgan และWood ได้แสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนความหนาแน่นของอากาศมีผลต่อค่าคงที่ต่างๆที่ใช้ในสูตรดังนี้

คือ มีค่า 100 เปอร์เซ็นต์ ที่ระดับความดัน 30 นิ้ว-ปรอท

มีค่า 94 เปอร์เซ็นต์ ที่ระดับความดัน 29 นิ้ว-ปรอท

มีค่า 106 เปอร์เซ็นต์ ที่ระดับความดัน 31 นิ้ว-ปรอท

ส่วนผลจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมินั้นยากที่จะวิเคราะห์ และท้ายที่สุดสำหรับแผ่นใบพัดขนาดเดียวกันทำงานที่สภาวะเดียวกันค่าคงที่จะแปรผันตามระยะรัศมีถึงจุดศูนย์ถ่วงของใบพัด หรือระยะความยาวที่วัดจากจุดศูนย์กลางการหมุนจนถึงขอบนอกของใบพัด, D_o ตามรูปที่ 3.12

Upton และGage[2] ได้แสดงให้เห็นว่าค่าคงที่ในสูตรของ Poppe สำหรับ D_o ต่างๆ มีค่าเปลี่ยนแปลงดังตารางนี้

ตารางที่2.1 ค่าคงที่สำหรับสูตร Poppe

D_o (นิ้ว)	28	32	36	40	44	48	52	56	60
ค่าคงที่	2.82	3.08	3.27	3.38	3.43	3.42	3.37	3.24	3.04

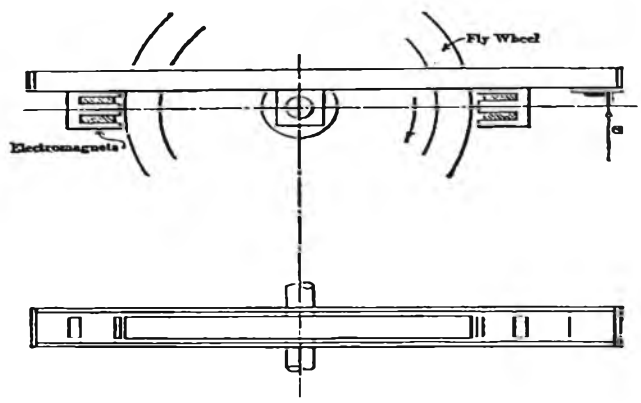
จากข้อมูลพบว่า แนวโน้มของค่าคงที่ซึ่งลดลงอย่างมากในช่วง D_o น้อยๆ เกิดจากสาเหตุเนื่องมาจากชุดใบพัดถูกติดตั้งอยู่ในตำแหน่งใกล้จุดศูนย์กลางการหมุน อากาศบริเวณตรงกลางของใบพัดมีแนวโน้มที่จะเกิดการหมุนวน ทำให้เกิดการลดลงของแรงเสียดทานระหว่างอากาศและใบพัด ในสูตรดังกล่าวได้ละผลกระทบที่เกิดจากแขนหมุนเอาไว้ แต่ถ้าชุดใบพัดมีขนาดไม่เล็กเกินไป, แขนหมุนมีความหนาไม่มากหนัก และค่า D_o ไม่เล็กเกินไป ผลกระทบดังกล่าวมาแล้วก็สามารถละทิ้งได้

ดังนั้น จะเห็นว่า Fan Brake นั้นให้ความแม่นยำในระดับหนึ่ง ถ้ามีการปรับเปรียบในสถานที่ใช้งานและเริ่มใช้งานทันทีในสภาวะเดิมที่ไม่เปลี่ยนแปลงเท่านั้น

ส่วนสุดท้ายจะกล่าวถึงเครื่องวัดกำลังแบบซึมซับที่นิยมใช้งานมากในปัจจุบันและเป็นส่วนสำคัญที่โครงงานวิจัยชิ้นนี้ได้ทำการศึกษา ได้แก่

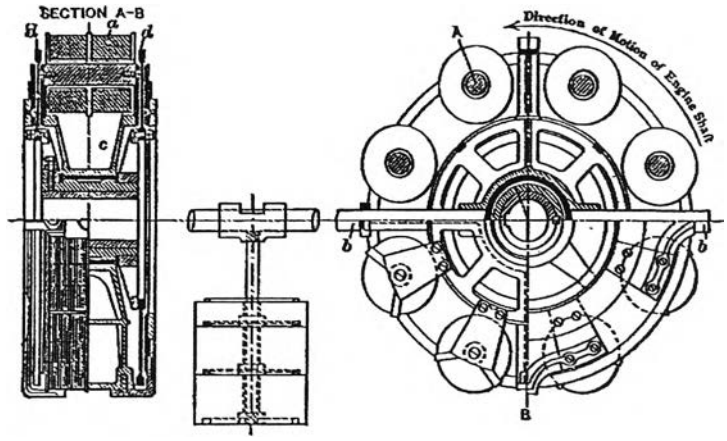
3.3.5 Eddy-current Dynamometers (Electric and Electromagnetic Brakes) ระบบเบรกหลายๆชนิดที่ใช้กันอยู่ทุกวันนี้ ได้ถูกออกแบบมาโดยอาศัยหลักการของ กระแสไฟฟ้าหมุนวน (Eddy-currents), การสูญเสียที่เกิดจากฮิสเตอริซิส (Hysteresis losses) และอาศัยแรงบิดที่เกิดขึ้นจากการผ่านกระแสไฟฟ้าเข้าไปในสนามแม่เหล็กไฟฟ้า

จากหลักกการตามที่ได้กล่าวมาจะมี 3 ประเภทหลักๆ ที่พบเห็นว่ามีการใช้กันอย่างแพร่หลาย ได้แก่ Electromagnetic Brake, Electromagnetic Generator และElectric Generator โดย 2 ประเภทแรกจะใช้เป็นอุปกรณ์ที่สร้างภาระให้กับเครื่องจักรที่ให้กำลังต่างๆ (prime mover) ส่วนประเภทหลังสุดจะใช้เป็นเครื่องวัดกำลังของเครื่องจักร (cradle dynamometer) ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้อีกหลายทางโดยส่วนใหญ่ใช้ในการทดสอบเครื่องยนต์สันดาปภายในที่มีความเร็วรอบสูงๆ โดยจะอธิบายถึงหลักการทำงานของเครื่องแต่ละประเภทดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.13 แสดงหลักการทำงานพื้นฐานของ Electromagnetic Brake [2]

รูปที่ 3.13 แสดงถึงหลักการทำงานของ Electromagnetic Brake มีดังนี้ ถ้าแผ่นจาน หรือล้อหมุนที่ทำมาจากโลหะหมุนตัดสนามแม่เหล็กไฟฟ้าจะก่อให้เกิดแรงต้านการหมุนขึ้นมาค่าหนึ่งซึ่งทำให้เกิดภาระ (load)กับเครื่องจักรได้ เพื่อก่อให้เกิดการทำงานในลักษณะดังกล่าวจะมีการติดตั้งแม่เหล็ก 2 ชิ้น เข้าที่ล้อช่วยเบรก (brake wheel) ดังรูป ซึ่งเมื่อเกิดแรงเสียดทานจะทำให้เกิดแรงที่พยายามทำให้หมุนรอบแกนตรงกลางของล้อหมุน และจะสามารถวัดแรงบิดที่เกิดขึ้นโดยทำให้สลักแกนหมุน(yoke) หยุดอยู่กับที่ วิธีการคำนวณหาค่ากำลังจะใช้วิธีเดียวกับ Prony Brake



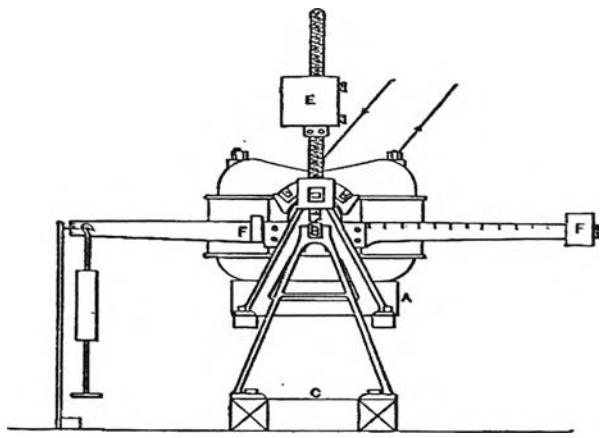
รูปที่ 3.14 และ3.15 แสดงลักษณะของ Electromagnetic Brake ในรูปแบบที่ใช้กันทั่วไป [2]

จากทั้ง 2 รูปข้างบนนี้ จะแสดงลักษณะของ Electromagnetic Brake ในรูปแบบที่ค่อนข้างซับซ้อนซึ่งเป็นรูปแบบที่มีการผลิตขายทั่วไปตามท้องตลาด จากรูปพบว่า มีชุดของตัวสร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้าชุดหนึ่ง (ส่วน a ในรูป) ถูกยึดติดเข้าที่ spider ที่ทำมาจากอลูมิเนียม(ส่วน c ในรูป) ซึ่งสามารถหมุนได้อย่างอิสระรอบแกนเพลา และเส้นแรงแม่เหล็กที่เกิดขึ้นจะถูกบังคับให้ทะลุผ่านแผ่นจานทองแดง d ซึ่งแผ่นจานนี้ถูกขับให้หมุนโดยเครื่องต้นกำลังที่ต้องการวัดค่าแรงบิดที่พยายามทำให้ spider หมุนนั้นสามารถวัดได้โดยการใส่ตุ้มถ่วงน้ำหนักเพื่อรักษาสภาพสมดุลเข้าที่แขน b ตามรูป ซึ่งจะนำไปใช้คำนวณหาค่ากำลังของเครื่องจักรนั้นๆ ต่อไป

สำรับระบบเบรกชนิดนี้ กำลังทั้งหมดที่วัดได้จะถูกทำลายในกระแสหมุนวน โดยจะเปลี่ยนให้อยู่ในรูปของพลังงานความร้อน (เปรียบเสมือนการซึมซับกำลังนั่นเอง) อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นในชิ้นส่วนที่หมุนนั้นมีผลต่อแรงต้านทานทางไฟฟ้าโดยทำให้ความจุลดลง จึงมีความจำเป็นที่จะต้องควบคุมอุณหภูมิของชิ้นส่วนที่เกิดความร้อนนั้น ให้อยู่ในระดับที่ยอมรับได้เพื่อป้องกันความเสียหายที่จะเกิดกับชิ้นส่วนนั้น ไม่มีวิธีที่ดีที่จะทำการหล่อเย็นระบบเบรกชนิดนี้ ในทางตรงกันข้ามกำลังที่ส่งออกมาอาจควบคุมได้โดยการเปลี่ยนค่าความต้านทานในวงจรได้

Electric Generator สามารถนำมาใช้เป็นโหลดได้ง่ายมากๆ ชนิดหนึ่ง ปริมาณกระแสไฟฟ้าที่ผลิตขึ้นมาได้นั้นอาจถูกนำไปใช้ในตัวต้านทานหรือจ่ายเข้าไปในระบบให้เครื่องจักรต่างๆทำงาน แต่วิธี Electromagnetic Brake จะมีการใช้งานมากกว่าเพราะว่า ต้องการโหลดที่คงที่ ข้อเสียของการใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสตรง (dynamo)อยู่ที่กำลังที่ได้ต้องวัดด้วยอุปกรณ์ทางไฟฟ้าและต้องคำนึงถึงประสิทธิภาพของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าด้วย เนื่องจากว่าตัวแปรนี้สามารถแปรเปลี่ยนได้ขึ้นอยู่กับโหลด, ความเร็ว และอุณหภูมิ ดังนั้นผลลัพธ์ที่ได้นั้นจะน่าเชื่อถือเพียงใดก็ขึ้นอยู่กับความชำนาญของวิศวกร

ในหลักการสร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้าและการสร้างโครงเครื่องให้เป็นระบบขึ้นมาในรูปของแคร่(cradle) ของเครื่องกำเนิดไฟฟ้านั้นจะทำให้การวัดแรงบิดที่เกิดขึ้นจากการไหลของกระแสไฟฟ้านั้นง่ายขึ้นมาก ซึ่งในกรณีนี้การคำนวณกำลังนั้นใช้วิธีเดียวกับหลักการของ Prony Brake ที่มีการใช้งานในขณะนั้นเป็นที่รู้จักกันในชื่อว่า Swinging Filed Generator ซึ่งเป็นต้นแบบของ Electric Dynamometer (ไดนาโมมิเตอร์ที่อาศัยหลักการทางไฟฟ้า)หรือ Eddy current Dynamometer ต่อมา

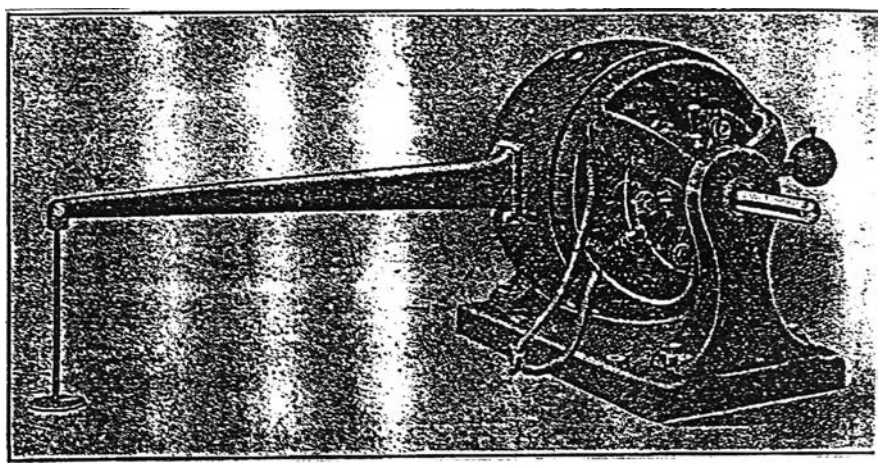


รูปที่ 3.16 แสดงโครงสร้างของ Cradle Dynamometer [2]

หลักการของแคร่นั้นเป็นหลักการที่เก่าแก่และถูกใช้ในงานทางเครื่องไดนาโมมิเตอร์ในหลายๆรูปแบบ ดังนั้นจะขอกล่าวถึงการประยุกต์ Froude hydraulic brake ดังที่ได้กล่าวมาแล้วออกมาในรูปของแคร่ ซึ่งในกรณีนี้หมายถึงการที่โครงของเครื่องจักรที่ต้องการจะวัดกำลังนั้นถูกแขวนหรือยึดให้หมุนได้อย่างอิสระรอบแกนของเพลา โดยปกติโครงสร้างแบบนี้จะมีจุดศูนย์ถ่วงของระบบต่ำกว่าแกนหมุนเล็กน้อย เพื่อให้ระบบมีเสถียรภาพและจะต้องมีตัวหยุด (limit stop) เพื่อป้องกันการหมุนการหมุนครบรอบเมื่อมีแรงบิดเกิดขึ้นทำให้ไม่สามารถวัดค่าได้ในรูปที่ 3.16 แสดงรูปของมอเตอร์ไฟฟ้าเครื่องหนึ่ง (electric motor)หรือเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (generator) ที่ถูกแขวนในลักษณะเหมือนแคร่ดังที่ได้กล่าวมา เครื่องยนต์สันดาปภายในอาจถูกแขวนได้ในลักษณะนี้และถ้าใส่โหลดด้วยพัดลมหรือใบพัดให้มันทำงานในน้ำหรือในอากาศ แรงบิดที่เกิดขึ้นกับโครงเครื่องจักรแรงบิดที่เกิดอาจวัดได้ ซึ่งถ้าทราบความเร็วในการหมุนของเครื่องก็สามารถหาค่ากำลังของเครื่องออกมาได้ วิธีนี้เป็นวิธีที่ Morgan และWood [1] ใช้ในการปรับเทียบเพื่อหาค่าแรงบิดของ Fan Dynamoter แต่วิธีในลักษณะนี้ไม่เป็นที่นิยมใช้กันมากนัก เพราะจะมีวิธีอื่นดังที่จะกล่าวต่อไปเป็นวิธีที่ง่ายกว่า โดยข้อเสียของวิธีการนี้ที่ต้องพึงระวัง ได้แก่ ประการแรกคือ ท่อหรือข้อต่อต่างๆภายนอกที่ต่อเข้ากับเครื่องยนต์หรือเครื่องจักรต้องสามารถที่จะยืดหยุนได้ และอีกประการ

หนึ่งคือ ก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกมาจากเครื่องนั้นอาจจะส่งผลต่อค่าแรงบิดที่วัดได้ ถ้าไม่ได้ถูกปล่อยในทิศทางที่ขนานกับแกนของเพลา

ในทำนองเดียวกันมอเตอร์ไฟฟ้า (electric moter) หรือเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (generator) อาจถูกแขวนในลักษณะแบบแคร่ เพื่อจะตรวจหากำลังที่ให้กับเครื่องและกำลังที่ได้รับกลับมา ระบบการติดตั้งที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในปัจจุบันคือ ติดตั้งชุดขดลวดทองแดง (coil) ไว้ที่แท่นประกบด้านข้างของแกนหมุน(ที่ซึ่งสามารถหมุนได้อิสระ)ของมอเตอร์หรือเครื่องกำเนิดไฟฟ้า เพื่อจะสร้างสนามแม่เหล็กไปซึมซับค่าแรงบิดของอุปกรณ์เหล่านั้นเพื่อวัดค่า ลักษณะเช่นนี้แสดงได้ในรูปที่ 3.17 โดยที่โครงเครื่องจะทำเป็นแขนยื่นออกมาเพื่อวัดแรงบิด แรงบิดสามารถวัดได้ด้วยการใช้ตุ้มน้ำหนักมาตรฐานถ่วงเพื่อรักษาสมดุลของระบบ

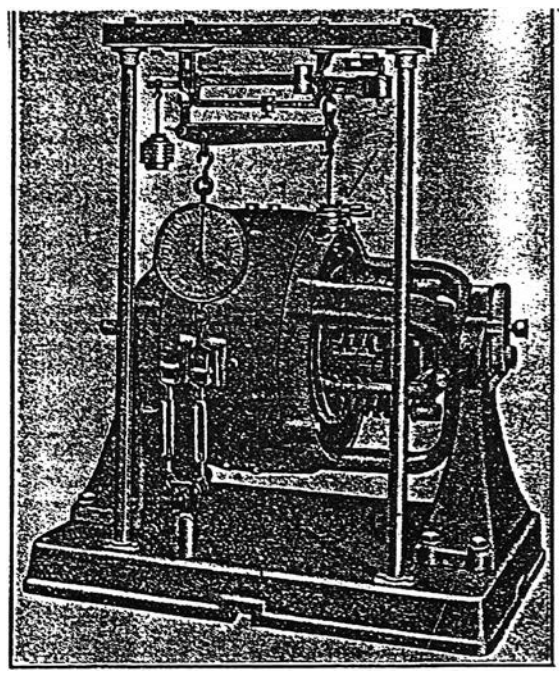


รูปที่ 3.17 แสดงลักษณะของ Electric Dynamometer หรือ Eddy-Current Dynamometer [2]

ถ้าเพลาของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดนี้ถูกขับด้วยเครื่องต้นกำลังหนึ่งๆ จะทำให้เครื่องไดนาโมมิเตอร์แบบซึมซับ (absorption dynamometer)นี้ทำหน้าที่ได้สมบูรณ์ขึ้น นั่นคือเครื่องจักรทำหน้าที่เป็นเครื่องกำเนิดไฟฟ้า กำลังที่ได้จะถูกซึมซับโดยแรงต้านทาน คือสนามแม่เหล็กไฟฟ้า แต่ถ้าในทางตรงกันข้าม จะพิจารณาถึงการใช้กำลังของเครื่องจักร เครื่องไดนาโมมิเตอร์จะถูกป้อนกระแสไฟฟ้าเข้าไปและทำหน้าที่เสมือนเป็นมอเตอร์ ซึ่งลักษณะเช่นนี้จะเป็นรูปแบบหนึ่งของเครื่องไดนาโมมิเตอร์แบบถ่ายทอด (transmission dynamometer) สำหรับการทำงานของ Electric Dynamometer จะใช้กระแสไฟฟ้าแบบกระแสตรง (direct current) เป็นแหล่งจ่ายไฟให้ชุดขดลวดทองแดงเพื่อสร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้า

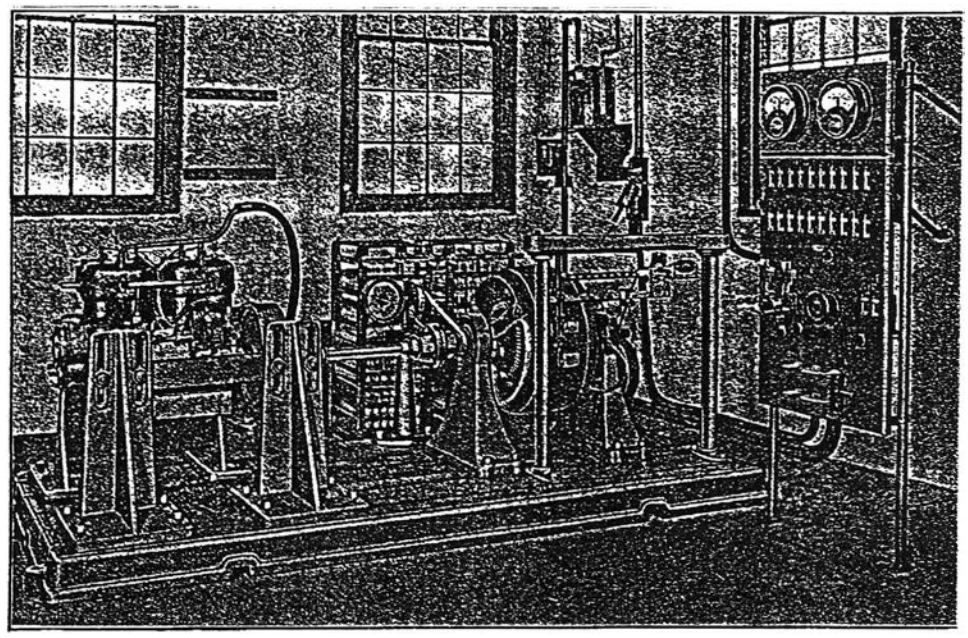
Electric Dynamometer ชนิดที่ใหญ่ขึ้น คือ Sprague Dynamometer แสดงได้ดังรูปที่ 3.18 ซึ่งการติดตั้งโรเตอร์, อาร์มาเจอร์ (ชุดขดลวดที่สร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้า)และตัวจ่ายกระแสไฟฟ้าให้ชุดขดลวด (starter) รวมไปถึงโครงเครื่องนั้นจะมีลักษณะเหมือนรูปที่ 3.17 แขนวัดแรงบิดในกรณีนี้จะเป็นห่วงสั้นๆติดอยู่ที่ด้านข้างของโครงเครื่องซึ่งออกแรงกระทำโดยตรงกับระบบคานของ

ตาชั่งผ่านชุดสปริงที่เป็นตัวรักษาสมดุล และการถ่วงสมดุลของตุ้มน้ำหนักได้ถูกออกแบบมาให้สามารถอ่านค่าได้อย่างรวดเร็วและยังเป็นเครื่องกันกระแทกระหว่างแขนวัดแรงบิดกับตาชั่งด้วย โดยปกติแล้วตาชั่งจะถูกจัดเพื่อให้อ่านค่าได้ละเอียดกว่าแบบเก่า เมื่อเครื่องไดนาโมมิเตอร์ถูกใช้เป็นเบรก ในระบบที่หมุนตามเข็มนาฬิกาอยู่จะทำให้โครงเครื่องพยายามที่จะหมุนทวนเข็มนาฬิกา เมื่อมองจากด้านปลายคอมมิวเตเตอร์ (commutator)ของอาร์มาเจอร์ นั่นคือสปริงจะถูกดึงลง แต่หนึ่งในข้อดีของเครื่องไดนาโมมิเตอร์ชนิดนี้ คือเครื่องจักรสามารถทำงานเป็นมอเตอร์ได้เมื่อได้รับกระแสไฟฟ้าจากแหล่งจ่ายภายนอก ซึ่งอาร์มาเจอร์จะหมุนในทิศทางเดียวกับกรณีแรก คล้ายลักษณะการเดินเบาของเครื่องยนต์ คือจะออกแรงเพื่อเอาชนะแรงเสียดทานของตัวมันเอง แต่แรงบิดที่เกิดขึ้นที่โครงเครื่องของไดนาโมมิเตอร์จะมีทิศทางที่กลับกัน



รูปที่ 3.18 แสดงลักษณะของ Sprague Electric Dynamometer ที่ใช้ทดสอบเครื่องยนต์แก๊สโซลีน [2]
ความเร็วรอบ 3,500 รอบต่อนาที ,กำลัง 100-200 แรงม้า

ในการบันทึกค่าแรงบิดภายใต้สภาวะเหล่านี้ จะต้องติดตั้งสลักเกลียวอันที่สองเข้าที่ตำแหน่งด้านซ้ายเพื่อเป็นตัวดึงห่วงเหล็กขึ้นดังรูปที่ 3.18 และเพื่อรักษาความสมดุลของระบบจะมีการส่งผ่านแรงบิดไปสู่ห่วงเหล็กด้านขวาทำให้เคลื่อนที่ลง ทำให้อ่านค่าโหลดได้จากตาชั่งซึ่งนำไปคำนวณหาค่าแรงบิดและค่ากำลังได้ต่อไป การใช้ไดนาโมมิเตอร์เพื่อให้ทำหน้าที่เป็นมอเตอร์จะสามารถหาค่ากำลังของเครื่องจักรที่ความเร็วหลายๆค่าได้ หรืออาจใช้เป็นตัวสตาร์ตเครื่องยนต์ได้



รูปที่ 3.19 แสดงการติดตั้งเพื่อใช้งานของ Electric Dynamometer [2]

พิจารณาที่รูปที่ 3.19 นั้นจะแสดงถึงการติดตั้งเครื่องไดนาโมมิเตอร์กับเครื่องจักรที่จะทดสอบอย่างสมบูรณ์โดยเครื่องจักรที่จะทำการทดสอบจะอยู่ทางด้านซ้าย และต่อผ่านชุดต่อพ่วง (universal couplings) 2 ตัว พร้อมต่อเพลาขับไปยังเครื่องไดนาโมมิเตอร์ และชุดขดลวดความต้านทานจะติดที่ด้านหลังของเครื่องและแผงชุดควบคุมระบบอยู่ทางด้านขวาของตัวเครื่อง โดยมีหน้าที่ควบคุมความต้านทาน รวมทั้งปริมาณกระแสไฟฟ้าในชุดขดลวดทองแดง

Sprague Dynamometer มีการสร้างมาเพื่อใช้ในงานที่มีขนาด 1-1,000 แรงม้าที่ความเร็ว 1,000 รอบต่อนาที และอาจมีการปรับความเร็วขึ้นไปได้ถึง 4,000 รอบต่อนาที

ที่กล่าวมาทั้งหมดนี้ ทำให้ทราบถึงหลักการทำงานและวิวัฒนาการเป็นลำดับของเครื่องไดนาโมมิเตอร์แบบซึมซับ และพบว่าไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสหมุนวนนี้ เป็นรูปแบบล่าสุดและยังคงมีใช้กันอยู่ในปัจจุบัน ดังนั้นจึงเป็นที่มาของการทำการวิจัยชิ้นนี้เพื่อใช้เป็นแนวทางในการพัฒนาให้ได้เครื่องไดนาโมมิเตอร์แบบกระแสหมุนวนที่สามารถใช้งานได้อย่างมีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นต่อไป