17901

กังหันลมสูบน้ำแบบกงล้อจักรยาน

โดย

นาย สมาน เสนงาม

2525

วิ.ว.
เลขหมู่ วบ ส๗๑ ๒๕๒๕ ค.๑
ลงทะ 016621
วัน เดือน ปี 25 ม.ค. 2526

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

งานวิจัยเรื่อง "กังหันลมสูบน้ำแบบกงล้อจักรยาน"

โดย นาย สมาน เล่นงาม

เสนอใน การประชุมทางวิชาการเรื่อง "ปัญหาพลังงานและการแก้ไข"

จัดโดย วสท. ภาคใต้

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี ไทย-ญี่ปุ่น

ระหว่าง วันที่ 2-4 กรกฎาคม 2524

ณ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ หาดใหญ่

หัวข้องานวิจัย กังหันลมสูบน้ำแบบกงล้อจักรยาน

ชื่อผู้วิจัย นายสมาน เสนงาม วศ.ม.

สถานที่ทำงาน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ หาดใหญ่

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นลักษณะโครงงานออกแบบและสร้างต้นแบบ เพื่อทดสอบสมรรถนะของกังหันลมสูบน้ำแบบกงล้อจักรยาน ต้นแบบที่สร้างขึ้นเป็นกังหันขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ๓.๐ เมตร มีขอบล้อและดุมล้อสำหรับยึงซี่ลวดขึ้นเป็นโครงกังหัน แล้วใช้สังกะสียึดติดกับซี่ลวดเป็นใบพัด จำนวน ๒๔ ใบ ทำมุมใบเฉลี่ย ๓๐ องศา สำหรับความเร็วลม ๔ เมตร/วินาที จากปลายเพลากังหัน มีข้อเหวี่ยงช่วงชัก ๖๐ มม. ต่อกับก้านชัก ซึ่งเป็นท่อประปาขนาด ๑ นิ้ว จากยอดหอคอยลงมาขับปั๊มสูบน้ำที่สร้างจากกระบอกสูบเหล็กกล้า และลูกสูบยาง ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ๑$\frac{7}{8}$ นิ้ว

การทดสอบสมรรถนะได้ผลว่า สามารถใช้งานได้ดี โดยมีประสิทธิภาพสูงสุดประมาณ ๒๓% และสามารถส่งน้ำได้ความสูง สูงสุด ๑๒ เมตร ให้อัตราไหลสูงสุด ๔ ลิตร/นาที ที่ความสูงน้ำ ๘ เมตร ความเร็วลม ๖ เมตร/วินาที

ผลการวิจัยทดสอบ สรุปได้ว่า กังหันลมแบบนี้ สามารถใช้งานได้ดี เหมาะสำหรับความเร็วลมต่ำ ๆ โดยสามารถเริ่มทำงานได้ตั้งแต่ความเร็วลม ๒ เมตร/วินาที ขึ้นไป สำหรับส่วนที่ควรดัดแปลงปรับปรุง ได้แก่ การใช้จำนวนใบพัดหรือพื้นที่ใบพัดให้เหมาะสมกับความเร็วลมของแต่ละท้องที่ และควรใช้ลูกสูบหนัง กระบอกสูบทองเหลือง เพื่อเพิ่มระดับการส่งน้ำให้สูงขึ้นและอายุการใช้งานที่นานขึ้น

คำนำ

ผลงานวิจัยเรื่องกังหันลมสูบน้ำแบบกงล้อจักรยานนี้ข้าพเจ้าได้รวบรวมขึ้นมาใหม่ ประกอบด้วยสาระที่สำคัญ 2 ส่วนคือ ส่วนแรกเป็นผลงานวิจัยโดยสรุปที่ใช้ประกอบการบรรยายในการเสนอต่อที่ประชุมทางวิชาการเรื่อง "ปัญหาพลังงานและการแก้ไข" วันที่ 2-4 ก.ค. 2524 ณ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ซึ่งจัดขึ้นโดย วสท.ภาคใต้, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์, และสมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี ไทย-ญี่ปุ่น และส่วนที่สอง เป็นภาคผนวกสำหรับแสดงรายละเอียดเพิ่มเติมเฉพาะส่วนที่สำคัญ สำหรับบุคคลที่สนใจแต่ไม่ได้มีโอกาสเข้าร่วมประชุมในครั้งนั้น ทั้งนี้โดยตั้งสมมุติฐานว่าท่านที่สนใจงานวิจัยเรื่องนี้คงมีพื้นฐานทางด้านทฤษฎีพอสมควรจึงจะไม่แสดงบททฤษฎีเอาไว้ อย่างไรก็ตาม ถ้าหากมีข้อผิดพลาดประการใด หรือท่านใดมีข้อแนะนำ ปรึกษา หารือ กับข้าพเจ้าในเรื่องนี้ทั้งในส่วนของผลงานวิจัยและปัญหาอื่นๆในด้านพลังงานลม ข้าพเจ้ายินดีน้อมรับเป็นอย่างยิ่ง

สมาน เสนงาม

สารบัญ

หน้า

คำนำ

บทคัดย่อ SM-1

บทนำ SM-2

ต้นแบบ SM-2

ผลการทดสอบ SM-5

สรุป SM-6

เอกสารอ้างอิง SM-7

ภาคผนวกที่ ๑

รายละเอียดการคำนวณ ออกแบบ

การออกแบบตัวกังหัน 1

การออกแบบเพลา 7

การออกแบบปั๊ม 13

การทำงานของแพนหาง 25

การออกแบบระบบถ่ายทอดกำลัง 33

ภาคผนวกที่ ๒

ชนิด คุณสมบัติ และข้อแนะนำของกังหันลม

ชนิด คุณสมบัติ และข้อแนะนำของกังหันลม 40

สัญญลักษณ์และความหมาย

A	พื้นที่กวาดของใบพัด, พื้นที่หน้าตัด
c	ความกว้างของคอร์ด
C_A	สัมประสิทธิ์แรงในแนวแกน
C_d	สัมประสิทธิ์แรงฉุด
C_l	สัมประสิทธิ์แรงยก
C_m	สัมประสิทธิ์แรงบิด
C_p	สัมประสิทธิ์กำลัง
d	เส้นผ่าศูนย์กลาง
E	โมดูลัสของยัง
F.S.	ค่าความปลอดภัย
f	ความโค้งของใบพัด
H,h	ความสูงของน้ำ
k	รัศมีไจเรชัน
M	โมเมนต์
m	มวล
n	ความเร็วรอบ
P	กำลัง, ความดัน
P_{air}	กำลังของกระแสลม
Q	อัตราการไหล
R	รัศมีของกังหัน
R_A	แรงปฏิกิริยาที่จุด A
Re	เลขเรโนลด์ส
r	ระยะรัศมี
t	ความหนาของแพนอากาศ
V	ความเร็วลมสัมบูรณ์, ปริมาตร
W	น้ำหนัก
α	มุมปะทะของใบพัด
β	มุมบิดของใบพัด
λ	อัตราส่วนความเร็วปลายใบพัด
λ_r	อัตราส่วนความเร็วตำแหน่งใดๆ
ψ	มุมสัมพัทธ์ของลมกับระนาบการหมุน
ρ	ความหนาแน่น
σ	ตัวประกอบความแน่นของใบพัด,ความเ
ν	ความหนืดจลนคณิตศาสตร์
τ	ความเค้นเฉือน
ω	ความเร็วเชิงมุมของกังหัน

กังหันลมสูบน้ำแบบกงล้อจักรยาน

บทนำ

โครงสร้างแบบกงล้อจักรยาน ที่ประกอบขึ้นจากดุมล้อ ซี่ลวด และขอบล้อ ทำให้กังหันมีน้ำหนักเบาและราคาต้นทุนต่ำ โครงสร้างประกอบส่วนอื่นก็สามารถใช้ขนาดเล็กลงได้ การสร้างประกอบไม่ยากนัก เหมาะแก่การพัฒนาเพื่อใช้งาน กังหันลมชนิดนี้ เป็นแบบหลายใบ เนื่องจากความเหมาะสมทางโครงสร้าง จึงให้แรงบิดเริ่มต้นสูง สามารถใช้กับงานสูบน้ำได้ดี และสามารถเริ่มทำงานได้ตั้งแต่ความเร็วลมต่ำ ๆ จนกระทั่งความเร็วลมสูง ดังนั้น โครงงานวิจัยนี้จึงมีจุดประสงค์ที่จะทดลองสร้างและทดสอบต้นแบบกังหันลมสูบน้ำขนาดเล็ก เพื่อประโยชน์ในการแผยแพร่ต่อไป สำหรับใช้งานในชนบทที่มีปัญหาทางด้านสาธารณูปโภค

ต้นแบบ

การออกแบบต้นแบบ ได้ยึดถือแนวทางดังนี้คือ มีขนาดเล็กเหมาะสำหรับสูบน้ำที่มน้ำใช้ในระดับครอบครัวหรือหมู่บ้านเล็ก ๆ ในบริเวณที่มีความเร็วลมระดับปานกลาง มีอายุใช้งานพอสมควร และราคาค่าก่อสร้างไม่สูงนัก

กังหันลมต้นแบบมีส่วนประกอบที่สำคัญ ๔ ส่วนคือ

๑. ตัวกังหัน

๒. ปั๊มสูบน้ำ

๓. อุปกรณ์ส่งกำลัง

๔. หอคอย

๑. <u>ตัวกังหัน</u> ประกอบขึ้นจาก

๑.๑ ดุมล้อ เชื่อมประกอบจากแผ่นเหล็กกล้าวงกลม ๒ แผ่น และมีแกนกลางเป็นท่อเหล็กกล้าขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ๒ นิ้ว ทำเป็นดุมล้อที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ๓๐๐ มม. กว้าง ๓๐๒ มม. เจาะรูข้างละ ๒๔ รู รอบขอบ สำหรับยึดซี่ลวด

๑.๒ ขอบล้อ ม้วนขึ้นรูปจากแผ่นเหล็กกล้า หนา ๐.๕ มม. กว้าง ๑๐๐ มม. ยาว ๔.๘๒๔ เมตร ขึ้นขอบเป็นรูปตัว U เพื่อความแข็งแรงแล้วม้วนเป็นวงล้อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ๓.๐ เมตร

๑.๓ ขี้ลวด ใช้ลวดเหล็กกล้า ขนาด ๓ มม. ยาว ๑.๕ เมตร จำนวน ๕๐ เส้น ปลายด้านหนึ่งพับงอสำหรับเกี่ยวกับตุ้มถ่วง อีกด้านหนึ่งทำเกลียวสำหรับขันติดกับขอบถ้วย

๑.๔ ใบพัด ตัดจากแผ่นสังกะสี เบอร์ ๓๓ จำนวน ๒๕ แผ่น

๑.๕ ส่วนประกอบอื่น ๆ ที่ประกอบขึ้นให้สามารถติดตั้งใช้งานได้ ได้แก่

- เพลาและลูกปืน
- แท่นติดตั้งพร้อมหางเสือที่หมุนได้รอบตัว

๒. <u>ปั๊มสูบน้ำ</u> ประกอบขึ้นจาก

๒.๑ กระบอกสูบ ทำจากท่อเหล็กกล้า กลึงและขัดผิวในให้เรียบ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน ๔๖.๗๕ มม. หนา ๒.๕ มม. ยาว ๑๖๕ มม.

๒.๒ ลูกสูบ เป็นลูกสูบยางสำเร็จรูป ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง $1\frac{5}{8}$ นิ้ว ติดกับก้านสูบโดยประกับแหวนแล้วขันเกลียว

๒.๓ ท่อดูดและท่อส่งน้ำ ใช้ท่อประปา ขนาด $\frac{3}{4}$ นิ้ว

๒.๔ ลิ้นทางเดียวแบบสปริง ประกอบอยู่กับท่อดูดและท่อส่งน้ำข้างละตัว

๓. <u>อุปกรณ์ส่งกำลัง</u>

๓.๑ ข้อเหวี่ยง ทำหน้าที่เปลี่ยนลักษณะการเคลื่อนที่แบบหมุนของถังหมักให้เป็นการเคลื่อนที่แบบชักขึ้น - ลง ในแนวดิ่ง เพื่อประกอบขึ้นจากเหล็กกล้า มีระยะช่วงชัก ๖๐ มม. สามารถถอดเปลี่ยนได้ ติดตั้งที่ปลายเพลาถังหมักตรงจุดศูนย์กลางของยอดหอคอย

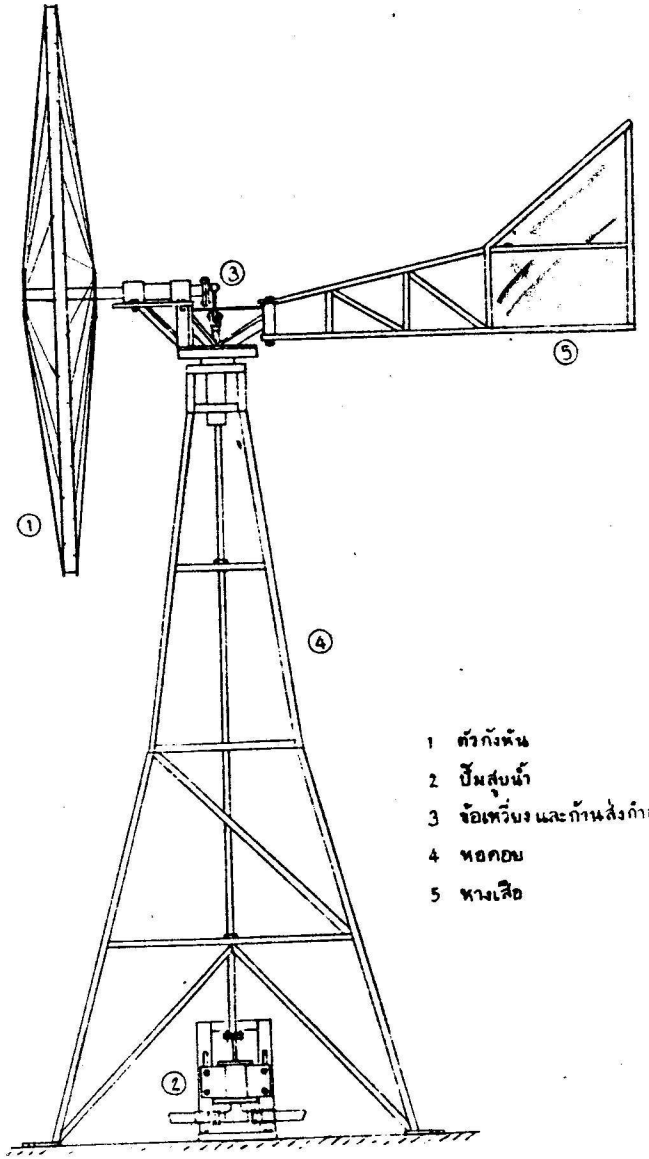
๓.๒ ก้านส่งกำลัง ต่อกับปลายข้อเหวี่ยงบนหอคอย ปลายส่วนล่างต่อกับก้านสูบของปั๊มสูบน้ำ ทำจากท่อประปา ขนาด $\frac{3}{4}$ นิ้ว มีข้อต่อที่หมุนได้รอบตัว และปลอกจับ ๒ ชุด สำหรับบังคับให้ก้านส่งชักขึ้นลงในแนวดิ่ง และอยู่ที่กึ่งกลางหอคอยเสมอ ไม่แกว่ง

๔. <u>หอคอย</u> เชื่อมประกอบจากเหล็กฉาก ๕๐ x ๕๐ x ๔ มม. มี ๓ ขา สูง ๔ เมตร ฐานกว้าง ๑.๔ เมตร ส่วนยอดกว้าง ๐.๒๔ เมตร

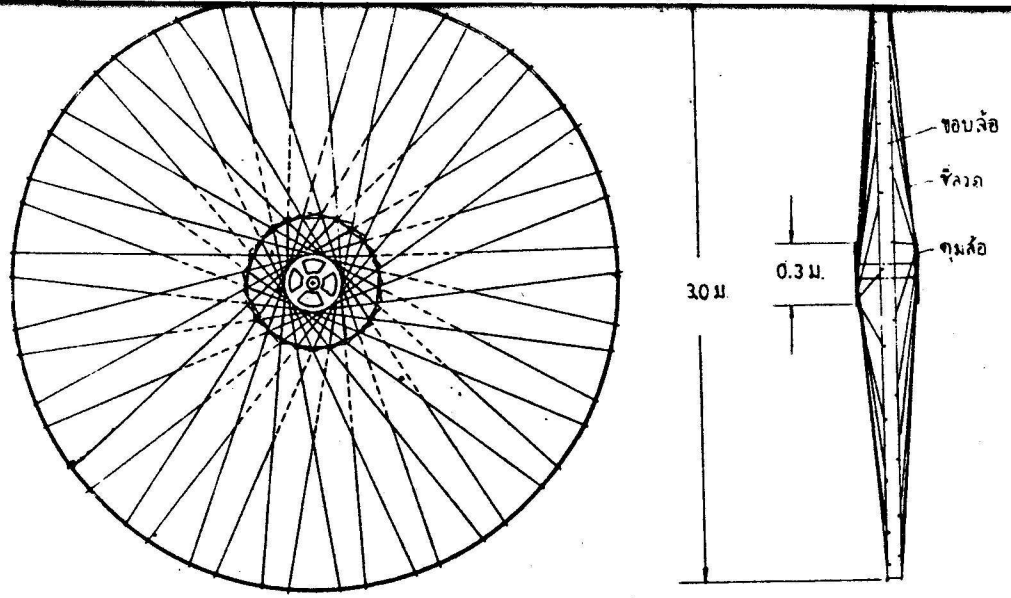
<u>การติดตั้งและทดสอบ</u>

หลังจากได้ประกอบและติดตั้งถังหมักแล้วได้ทำการทดสอบสมรรถนะของถังหมักสูบน้ำดังนี้

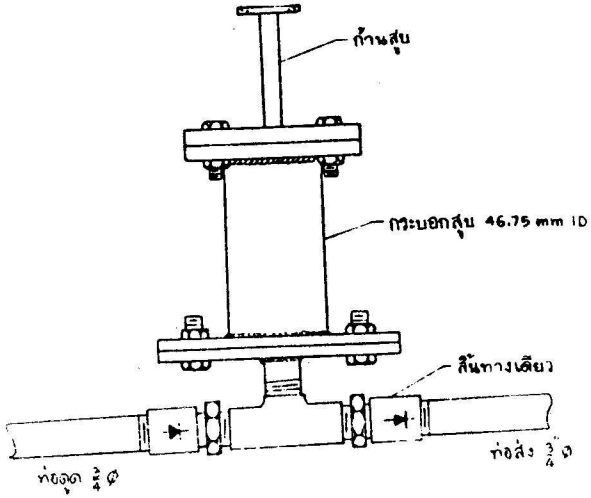
- ทดสอบเฉพาะถังหมักอย่างเดียว
- ทดสอบรวมทั้งระบบโดยการสูบน้ำ



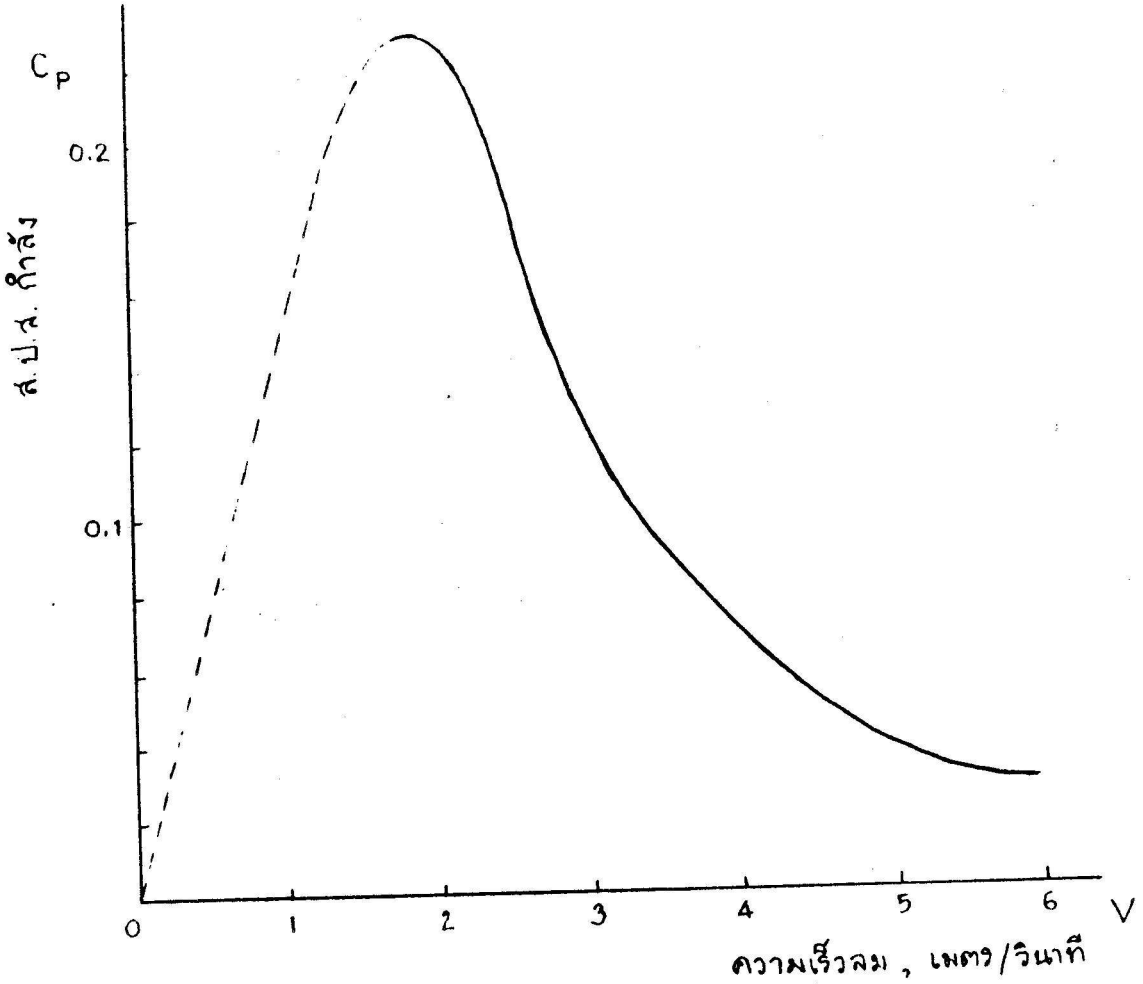
รูปที่ 3 กังหันลมสูบน้ำแบบกงล้อจักรยาน



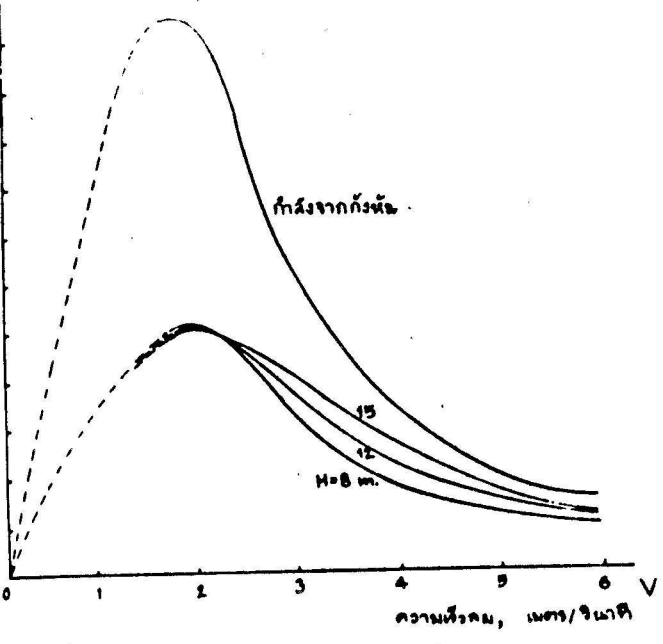
รูปที่ 1 ตัวกังหัน



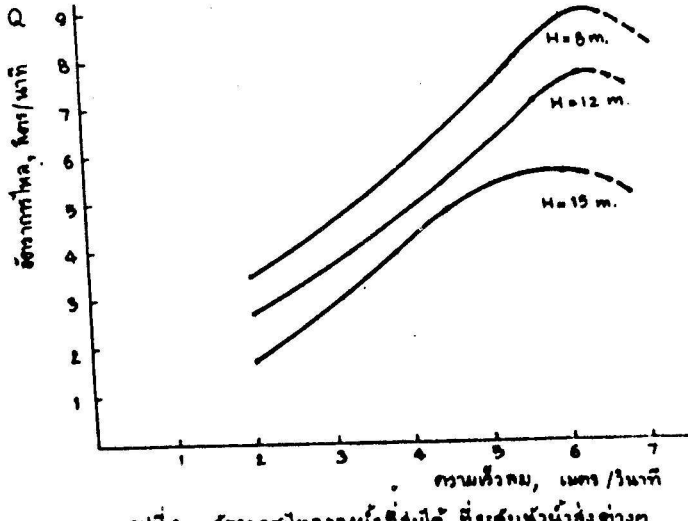
รูปที่ 2 ปั๊มสูบน้ำ



รูปที่ 4 ประสิทธิภาพกังหัน (ไม่ติดตั้งปั๊ม)



รูปที่ 5 ประสิทธิภาพกังหันในการสูบน้ำ ที่ระดับหัวน้ำต่างๆ



รูปที่ 6 อัตราการไหลของน้ำที่สูบได้ ที่ระดับหัวน้ำต่างๆ

สรุป

- กังหันลมมีประสิทธิภาพสูงสุด ๒๓% ที่ความเร็วลม ๒ เมตร/วินาที
- ระบบสูบน้ำด้วยกังหันลมมีประสิทธิภาพสูงสุด ๑๐% ที่ความเร็วลม ๒ เมตร/วินาที
- นั่นคือสูญเสียกำลังในอุปกรณ์ส่งกำลังและปั๊มไปประมาณ ๙๖.๙%
- อัตราการไหลของน้ำสูงสุด ๙ ลิตร/นาที ที่ความสูงน้ำ ๙ เมตร ความเร็วลม ๖ เมตร/วินาที
- กังหันลมตัวนี้เหมาะสำหรับทำงานที่ความเร็วลมต่ำ ประมาณ ๒ เมตร/วินาที เมื่อลมแรงขึ้นประสิทธิภาพจะต่ำลง เนื่องจาก solidity factor สูงประมาณ ๐.๙ .

เสนอแนะ

จากผลการทดสอบกังหันลมต้นแบบ พบว่า มีส่วนที่ควรแก้ไขปรับปรุงดังนี้

๑. ควรลด solidity factor หรือพื้นที่ใบพัด เพื่อให้กังหันลมมีช่วงทำงานที่มีประสิทธิภาพดีกว้างขึ้น แต่ก็จะมีผลต่อการเริ่มทำงานด้วย

๒. ควรใช้ลูกสูบหนังและกระบอกสูบทองเหลือง เพื่อเพิ่มอายุใช้งานของปั๊ม

๓. ในการใช้งานจริง ควรยกระดับหอคอยให้สูง ประมาณ ๑๒ เมตร และเลือกสถานที่ติดตั้งที่มีลมดีที่สุด ไม่มีสิ่งกีดขวาง และต้องมีถังสำหรับเก็บน้ำ

๔. เหมาะสำหรับติดตั้งใช้งานได้ตามบ้านหรือหมู่บ้าน, โรงเรียนเล็ก ๆ ในชนบท

เอกสารอ้างอิง

๑. โสภณ ชัยธัมมาวุธ, "กังหันลมสูบน้ำ" รายงานหมายเลข ๑๙/๒๕๒๒,
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์, ๒๕๒๓

๒. อรุณ จินดารัตนวงศ์, "พัฒนากังหันลมสูบน้ำ" รายงานหมายเลข ๓/๒๕๒๓
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์, ๒๕๒๓

๓. United Nations, "Proceedings of the Meeting of the Expert Working Group on the Use of Solar and Wind Energy", United Nations, New York; 1976.

****

การออกแบบตัวกังหัน

ตัวกังหัน เป็นสิ่งที่ต้องคำนึงที่สำคัญที่สุดในระบบกังหันลม สำหรับในงานสูบน้ำนั้นการออกแบบจะยึดเอาค่า แรงบิดเริ่มหมุน เป็นหลักในการพิจารณาหาขนาดที่เหมาะสม และสามารถเปรียบเทียบกับขนาดของผู้อื่นที่ผ่านการใช้งานมาแล้ว ซึ่งโดยทั่วไปกังหันจะมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ๓-๔ เมตร ในการใช้งานกับปั๊มแบบลูกสูบ

ในงานนี้เลือกใช้กังหันแบบกงล้อจักรยาน ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ๓.๐ เมตร ออกแบบให้ทำงานอย่างมีประสิทธิภาพที่ความเร็วลม ๔.๐ เมตร/วินาที จากภาคผนวกที่ ๒ รูปที่๓ เมื่อความเร็วกังหันเป็นศูนย์ ส.ป.ส.แรงบิด, $C_m = 0.62$

นั่นคือ แรงบิดเริ่มหมุนของกังหันลมแบบนี้ (หลายใบ) , M_s

$$M_s = \tfrac{1}{2}\rho A V^2 R\, C_m$$

$$= \tfrac{1}{2}\times 1.225 \times (4)^2 \times \tfrac{1}{4}\pi (3.0)^2 \times 1.5 \times 0.62$$

$$= 64.4 \quad \text{N-m}$$

เมื่อ ρ = ความหนาแน่นของอากาศ, ๑.๒๒๕ กก./ม.^{3}

V = ความเร็วลม, ออกแบบที่ ๔.๐ ม./ว.

A = พ.ท.หน้าตัดที่กังหันลมกวาดไป,

R = รัศมีของตัวกังหัน, ๑.๕ เมตร

จากภาคผนวกที่ ๒ รูปที่ ๒ เลือกใช้ค่า tip speed ratio = 1.0 ,(λ)

ดังนั้นกังหันจะหมุนด้วยความเร็วรอบ , n

$$n = \frac{\lambda V}{2\pi R}$$

$$= \frac{1.0 \times 4.0}{2\pi \times 1.5}$$

$$= 0.424 \quad \text{rps}$$

$$= 25.46 \quad \text{rpm}$$

จากภาคผนวกที่ ๒ รูปที่ ๒ ส.ป.ส.กำลัง C_p ที่ =1 มีค่าประมาณ 0.28 นั่นคือสามารถคำนวณหากำลังงานของกังหันได้ว่ามีค่าประมาณ

$$P = \frac{1}{2} C_p \rho A V^3$$

$$= \frac{1}{2} \times 0.28 \times 1.225 \times \frac{1}{4}\pi (3.0)^2 \times (4.0)^3$$

$$= 77.6 \quad \text{วัตต์}$$

ฉะนั้นสรุปได้ว่า กังหันลมตัวนี้จะให้ค่าแรงบิดเริ่มหมุนประมาณ ๖๔.๔ นิวตัน-เมตร และให้กำลังงานประมาณ ๗๘ วัตต์ โดยมีความเร็วรอบประมาณ ๒๕ รอบ/ นาที

1.ใบพัด

จากกราฟคุณสมบัติกังหันลม ในภาคผนวกที่ ๒ รูปที่๕ ค่าแนะนำความแน่นของใบพัดมีค่าที่เหมาะสมเป็น ๐.๓๕-๐.๔ ในที่นี้จะเลือกใช้ค่า ๐.๔

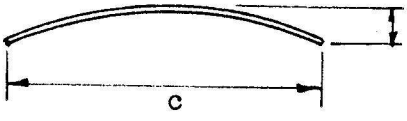
พ.ท.ใบพัดมีค่า เท่ากับ อัตราส่วนความแน่นของใบพัดx พ.ท.กวาดของใบพัด

นั่นคือ พ.ท.ใบพัด $= 0.8 \times \frac{1}{4}\pi (3.0)^2$

$= 5.655$ ตารางเมตร

ถ้าใช้ใบพัดจำนวน ๒๕ ใบ ดังนั้นแต่ละใบจะมีพื้นที่ ๐.๒๒๖๒ ตารางเมตร

จากภาคผนวกที่ ๒ รูปที่ ๘ เลือกใช้ใบพัดแบบ 7 % arched steel plate



f/c = 0.07

ใบพัดแบบนี้มีค่า $(C_d/C_l)_{min} = 0.02$

$\alpha = 4^\circ$

$C_l = 0.9$

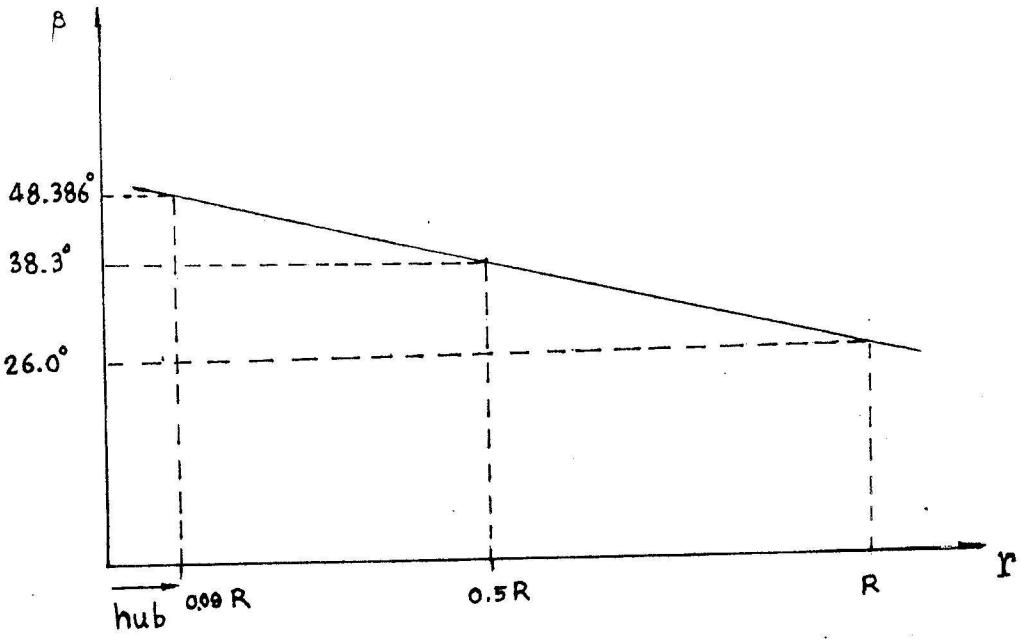
ตารางในหน้าถัดไปแสดงค่า การวางมุมใบพัด,มุมปะทะของใบพัดที่ตำแหน่งต่างๆ ตามทฤษฎีโดยใช้สมการ(4)

$$\lambda_r = \frac{\lambda r}{R} = \frac{\sin\psi\,(2\cos\psi - 1)}{(1-\cos\psi)(2\cos\psi + 1)}$$

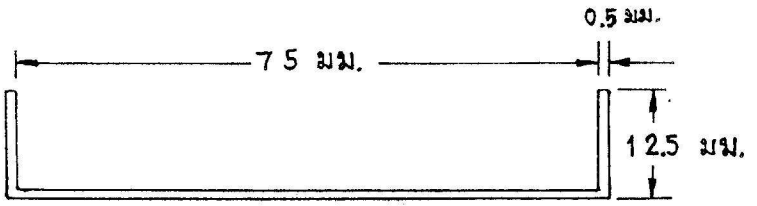
$$\beta = \psi - \alpha$$

Section no.	r (m)	λ_r	ψ°	α°	β°
1	0.1875	0.125	55.2	4	51.2
2	0.3750	0.250	50.6	4	46.6
3	0.5625	0.375	46.3	4	42.3
4	0.7500	0.500	42.3	4	38.3
5	0.9375	0.625	38.7	4	34.7
6	1.1250	0.750	35.4	4	31.4
7	1.3125	0.875	32.5	4	28.5
8	1.5000	1.000	30.0	4	26.0

จากตารางจะเห็นว่าค่า β เปลี่ยนแปลงตามค่า r ในการสร้างจริงใช้ค่า β ที่ R และ R/2 เป็นหลัก แล้วปรับความสัมพันธ์ระหว่าง β กับ r ให้เป็นแบบเส้นตรง เมื่อยึดปลายทั้งสองของใบพัดให้มีค่า β ตามกำหนด ที่หน้าตัดต่างๆจะได้ค่า β ตามที่ปรับไว้ จะทำให้การติดตั้งใบพัดง่ายขึ้น



2 การออกแบบขอบนอก



รูปหน้าตัดของขอบนอก

พิจารณาความแข็งแรงของขอบนอกอย่างคร่าวๆ เพื่อเป็นแนวทางในการเลือกขนาด และวัสดุ สมมติให้ขอบนอกรับแรงหนีศูนย์กลางเนื่องจากมวลของขอบเองทั้งหมด

แรงหนีศูนย์กลาง = ปริมาตรเหล็ก × ความหนาแน่นของเหล็ก × $\omega^2 R$

ความหนาแน่นของเหล็ก = 0.283 ปอนด์/(นิ้ว)^3

= 7867.785 กิโลกรัม/(เมตร)^3

ปริมาตรของเหล็ก = ความกว้าง(0.1) × ความหนา(0.0005) × ความยาว($\pi \times 3$)

= 4.7×10^{-4} (เมตร)^3

แรงหนีศูนย์กลาง = $4.7 \times 10^{-4} \times 7867.785 \times 1.5 \times (2.664)^2$

= 39.365 นิวตัน

สมมติให้ขอบนอกเป็นแผ่นเรียบ ไม่มีปก

ความดัน = $\frac{\text{แรงหนีศูนย์กลาง}}{\text{พ.ท.ของขอบ}}$

= $\frac{39.365}{\pi \times 3 \times 0.075}$ = 55.69 นิวตัน/(เมตร)^2

คิดเป็นลักษณะของ thin wall cylinder

hoop stress = $\frac{\text{ความดัน} \times \text{รัศมี}}{\text{ความหนา}}$

= $\frac{55.69 \times 1.5}{0.0005}$ = 1.6707×10^5 นิวตัน/(เมตร)^2

จากค่าความแข็งแรงของเหล็ก = 60,000 ปอนด์/ตารางนิ้ว

$= 4.153 \times 10^8$ นิวตัน/ตารางเมตร

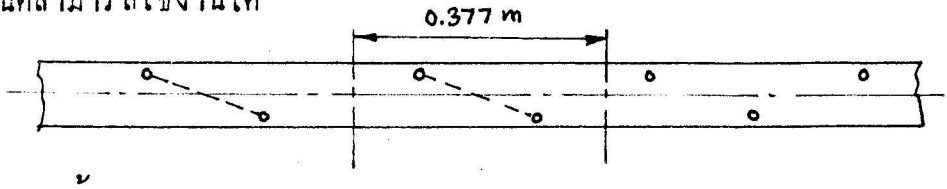
ความเค้นที่อนุญาตให้ได้ $= \frac{\text{ความแข็งแรง}}{\text{ค่าความปลอดภัย}}$

กำหนด ค่าความปลอดภัย, F.S.= 6

ดังนั้นความเค้นที่อนุญาต $= \frac{4.153 \times 10^8}{6}$

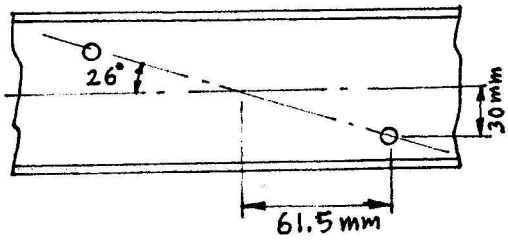
$= 6.92 \times 10^7$ นิวตัน/ตารางเมตร

เนื่องจากความเค้นที่เกิดขึ้น มีค่าน้อยกว่าความเค้นที่อนุญาต ฉะนั้นวัสดุ และขนาดที่กำหนดสามารถใช้งานได้



ความยาวเส้นรอบวงของขอบนอก = π (3.0) = 9.425 เมตร

จะติดใบพัดจำนวน ๒๕ ใบ ต้องใช้ลวด ๕๐ เส้น เพื่อความสะดวกจะเจาะรูสำหรับยึดลวดก่อบการม้วนขอบ โดยแบ่งขอบนอกออกเป็น ๒๕ ส่วนเท่ากัน แต่ละส่วนยาว ๐.๓๗๗ เมตร ในแต่ละส่วนจะมีรูเจาะ ๒ รูดังในรูปข้างบน

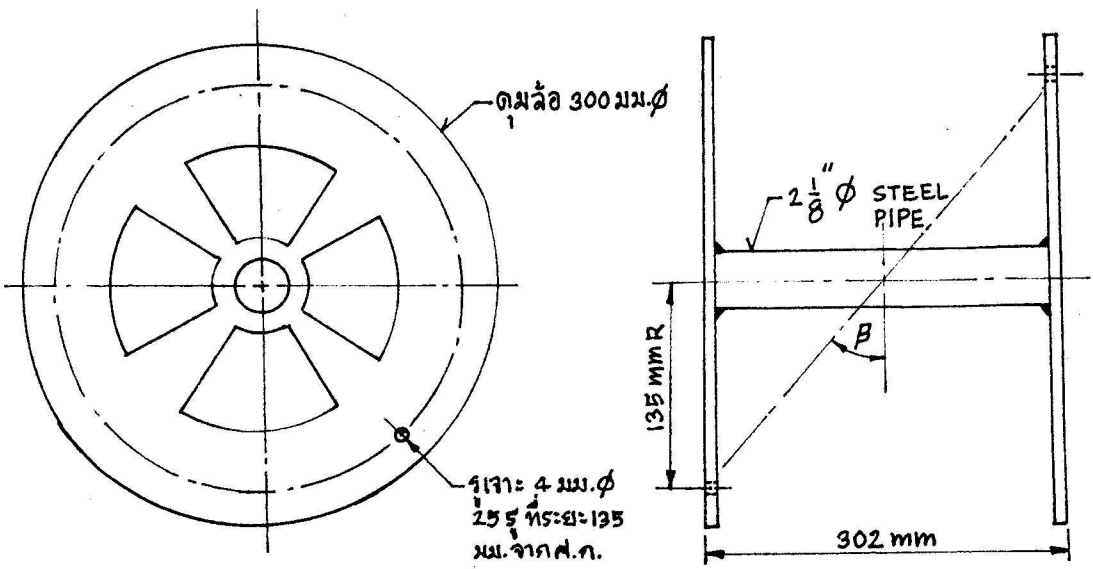


จากรูปจะเห็นได้ว่า แนวรูทั้งสองต้องทำมุมกับเส้นกลาง เป็นมุม ๒๖ องศา และจัดให้แต่ละรูห่างจากเส้นกลาง ๓๐ มม.ตามความกว้างของขอบ ระยะห่างระหว่างรูแต่ละคู่มีค่า ๑๓.๖๙ มม. เท่ากับความกว้างคอร์ดของปลายใบพัด

เนื่องจากขอบนอกมีเส้นรอบวงยาวกว่าความยาวของโลหะแผ่นที่จะนำมาใช้ทำขอบ จึงจำเป็นต้องต่อเข้าด้วยกันให้ได้ความยาวตามที่ต้องการ

3. ดุมล้อ

ดุมล้อที่ใช้มีลักษณะดังภาพข้างล่าง โดยสร้างจากแผ่นวงกลมเหล็กกล้า ๒ แผ่น เจาะรู ๒๕ รูที่แนวรัศมี ๑๓๕ มม. เชื่อมติดกับแกนหมุนซึ่งทำจากท่อขนาด ๒ ๑/๘" จากหัวข้อที่ ๑ การออกแบบใบพัดนั้นจะมีค่า มุม β ที่ดุมล้อเป็น ๔๘.๔ องศา ดังนั้นจึงต้องคำนวณหาระยะห่างของรูซึ่งลวดคู่สมนัยกัน ในที่นี้ได้ว่า คู่รูที่สมนัยกันบนขอบดุมแต่ละข้างจะห่างกัน ๑๘๐ องศา (แต่ในการออกแบบจริงเพื่อความสะดวก จะกำหนดค่ามุมที่ห่างกันเท่ากับ ๑๘๐องศาแล้วคำนวณหาค่าความกว้างของดุมล้อได้เป็น๓๐๒มม.) ดังนั้น ใบพัดที่ติดตั้งบนชิ้นลวดคู่ที่สมนัยกันนี้จะมีค่ามุม β ที่ดุมล้อเป็น ๔๘.๔ องศาพอดี



รูปแสดงลักษณะดุมล้อและมิติที่สำคัญ

ข. การออกแบบเพลา

1. เพลา

ประมาณภาระที่เพลาจะต้องรับดังต่อไปนี้

-น้ำหนักของตัวกังหัน = น้ำหนักขอบนอก + น้ำหนักใบ + น้ำหนักซี่ลวด + น้ำหนักดุมล้อ

น.น.ขอบนอก $= (4.7\times10^{-4}\,m^3)(7867.79\ kg/m^3)(9.81\ m/s^2)$

$= 36.3$ นิวตัน

น.น.ใบ $= 149.4$ นิวตัน

น.น.ซี่ลวด $= (7867.79\ kg/m^3)(9.81\ m/s^2)(\frac{1}{4}\pi \times 0.003^2\ m^3)(1.6m)\times 50$

$= 13.893\pi$

$= 43.646$ นิวตัน

น.น.ดุมล้อ $= [2\pi(0.15)^2\times0.004 + \frac{1}{4}\pi(0.0603^2-0.54^2)\times0.302]$

$\times 7867.79\times 9.81$

$= 56.83$

ดังนั้นน้ำหนักตัวกังหันทั้งหมดเป็น 286.2 นิวตัน

-หาแรงในแนวแกนของเพลา จากภาคผนวกที่ ๒ รูปที่ ๔ ขณะที่กังหันหมุนจะมีค่า

$C_A = 0.98$

แรงในแนวแกน $= \frac{1}{2}\rho AV^2C_A$

$= \frac{1}{2}\times1.225\times\frac{1}{4}\pi(3)^2(4)^2\times 0.98$

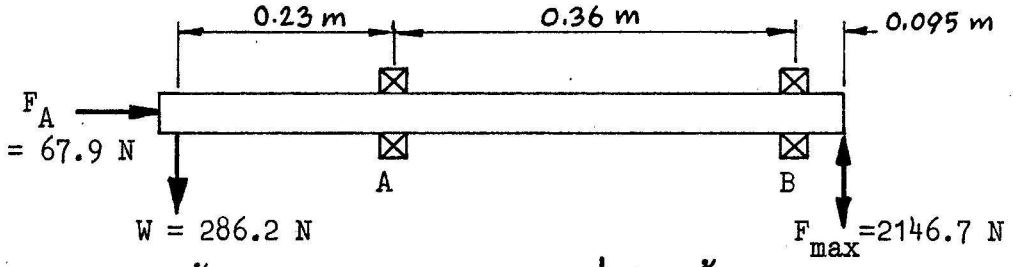
$= 67.9$ นิวตัน

-แรงบิดมากสุดบนเพลาเกิดขึ้นเมื่อเริ่มหมุน ตามรูปที่ ๓ ในภาคผนวกที่ ๒ นั่นคือ

แรงบิดบนเพลา $= 64.4$ นิวตัน-เมตร

เมื่อระยะแขนข้อเหวี่ยงเป็น ๓๐ มม. แรงกระทำต่อก้านสูบมีค่าสูงสุดเป็น

$$F_{max} = \frac{64.4}{0.03} = 2146.7 \text{ นิวตัน}$$



พิจารณาเป็น ๒ กรณีด้วยกัน ตามทิศทางของ F_{max} ซึ่งมีทิศ ขึ้น และลง

-<u>กรณีแรก</u> F_{max} มีทิศทาง ลง

$\Sigma F_y=0$; $R_A + R_B - 286.2 - 2146.7 = 0$ .. .. ..(1)

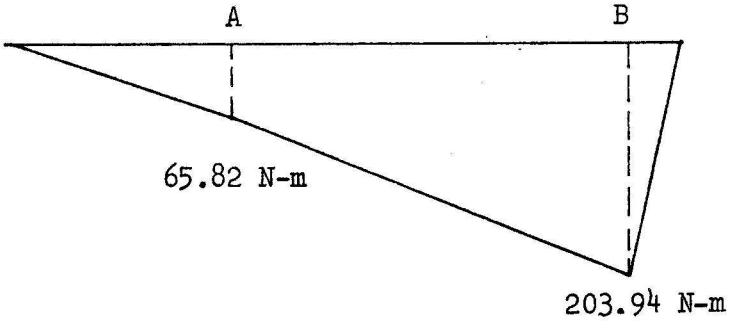
$\Sigma M_B=0$; $R_A(0.36) + (2146.7)(0.095) - (286.2)(0.59) = 0$ .. ..(2)

จากสมการทั้งสอง หาค่าได้ว่า

R_A = -97.4 นิวตัน (มีทิศทาง ลง)

R_B = 2530.34 นิวตัน

และเขียน moment diagram ได้ดังนี้



-กรณีที่ ๒ F_{max} มีทิศทาง ขึ้น

$F_y = 0;$

$$R_A + R_B - 286.2 + 2146.7 = 0 \quad .. \quad .. \quad .. \quad (3)$$

$M_B = 0;$

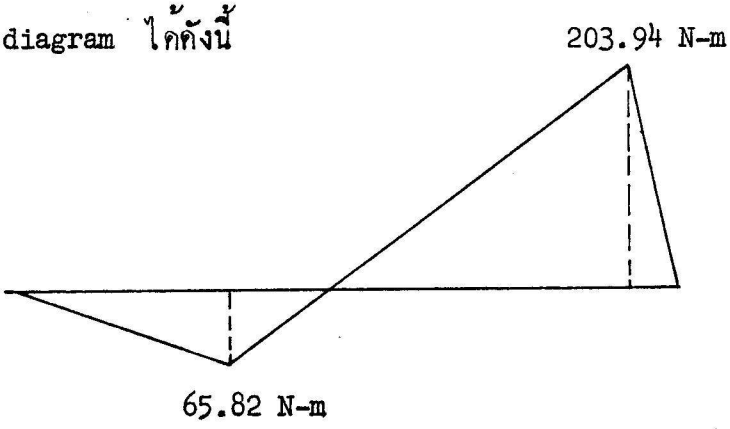
$$R_A(0.36) - (286.2)(0.59) - (2146.7)(0.095) = 0 \quad .. \quad .. \quad (4)$$

จากสมการทั้งสอง คำนวณได้ค่า

$R_A = 1035.54$ นิวตัน

$R_B = -824.96$ นิวตัน

เขียน moment diagram ได้ดังนี้



จากทั้งสองกรณี ได้ว่าค่า bending moment ที่มากที่สุดคือ 203.94 นิวตัน-เมตร

ในกรณีของเพลากลวง,

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi d_o^3(1-K^4)} \sqrt{\left[C_m M + \frac{\alpha F_A d_o(1+K^2)}{8}\right]^2 + (C_t T)^2}$$

สมมุติเลือกใช้เพลาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก ๕๗.๑๕ มม.(๒ ๑/๔")

เส้นผ่าศูนย์กลางภายใน ๔๔.๔๕ มม.(๑ ๓/๔")

นั่นคือ $K = d_i/d_o = 0.78$

และ $F_A = 67.9$ N

$T = 64.4$ N-m

$M = 203.94$ N-m

$C_m = 1.5$

$C_t = 1.0$

$\alpha = 1.1$

แทนค่าลงในสมการข้างบน

$$\tau = \frac{16}{\pi(.0572)^3(1-.78^4)} \sqrt{\left[(1.5x203.94) + \frac{1.1x67.9x.0572(1+.78^2)}{8}\right]^2 + (64.4)^2}$$

$$= 43,206.11\sqrt{(305.91 + 0.85894)^2 + (64.4)^2}$$

$$= 1.354 \times 10^7 \quad N/m^2$$

ดังนั้น

$$F.S. = \frac{4.153 \times 10^8}{1.354 \times 10^7}$$

$$= 30.8$$

นั่นคือขนาดเพลาที่เลือก มีค่าความปลอดภัยสูง สามารถใช้งานได้

2. ตลับลูกปืน[1] คำนวณจาก SKF Bearing Catalog

ตลับลูกปืนทั้งสองตัวคือ ที่ตำแหน่ง A และ B ใช้ tapered roller bearing หมายเลข SKF 32211 ทั้งสองตัวเพื่อความสะดวก ซึ่งมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน ๕๕ มม. ค่าภาระพื้นฐาน และตัวประกอบต่างๆ เป็นดังนี้

ค่า basic dynamic load rating, C = 20,000 lb

ค่า basic static load rating, C_o = 17,000 lb

ค่า load factor, e = 0.4

ค่า radial factor, X = 1 ; axial factor, Y = 0 ถ้า $F_a/F_r \leq e$

ค่า radial factor, X = 0.4 ; axial factor, Y = 1.5 ถ้า $F_a/F_r > e$

สำหรับ static load, axial factor, Y_o = 0.8

-ตลับลูกปืน B , แรงในแนวรัศมี, F_r = 2530.34 นิวตัน

= 568.5 ปอนด์

แรงในแนวแกน, F_a = 67.9 นิวตัน

= 15.26 ปอนด์

ดังนั้น อัตราส่วน $F_a/F_r = \frac{15.26}{568.5} = 0.027 < 0.4$

นั่นคือ equivalent dynamic load, $P = X F_r + Y F_a$

$= F_r = 568.5 < C$

นั่นแสดงว่าสามารถใช้ตลับลูกปืนที่เลือกนี้ได้

equivalent static load, $P_o = 0.5 F_r + 0.8 F_a$

$= (0.5 \times 568.5) + (0.8 \times 15.26)$

$= 296.5 < C_o$

นั่นแสดงว่าสามารถใช้ตลับลูกปืนที่เลือกนี้ได้

-ตลับลูกปืนA , แรงในแนวรัศมี, F_r = 1035.54 นิวตัน

= 232.65 ปอนด์

แรงในแนวแกน, F_a = 67.9 นิวตัน

= 15.26 ปอนด์

ดังนั้น อัตราส่วน $F_a/F_r = \frac{15.26}{232.65} = 0.066 < 0.4$

นั่นคือ equivalent dynamic load, $P = X F_r + Y F_a$

$= F_r = 232.65 < C$

นั่นแสดงว่าสามารถใช้ตลับลูกปืนที่เลือกนี้ได้

equivalent static load, $P_o = 0.5 F_r + 0.8 F_a$

$= (0.5 \times 232.65) + (0.8 \times 15.26)$

$= 128.53 < C_o$

นั่นแสดงว่าสามารถใช้ตลับลูกปืนที่เลือกนี้ได้

จากการพิจารณาค่า equivalent dynamic load กับ basic dynamic load rating จะเห็นว่ามีค่าน้อยกว่ากันมาก อันจะทำให้ตลับลูกปืนมีอายุใช้งานได้นานขึ้น ตามสมการว่า

ชั่วโมงการใช้งาน, $L_h = \frac{1,000,000}{60\ n} (C/P)^p$

โดยที่ $p = \frac{10}{3}$ สำหรับ roller bearing

และ n เป็นค่าความเร็วรอบ, รอบ/นาที

ค. การออกแบบ Pump ลูกสูบ

ทฤษฎี

Theoritical work done per second = $\rho g V (h_s + h_d) \frac{N}{60}$ .....(1)

ให้

ρ = ความหนาแน่นของของเหลว ในที่นี้คือน้ำมีค่า 1,000 Kg/m^3

g = ความเร่งเนื่องจากความโน้มถ่วงของโลกมีค่า 9.81 m/s^2

V = Swept volume (m^3)

h_s = Suction head (m)

h_d = delivery head (m)

N = Speed (rpm)

V = AL

= $\frac{\pi d^2}{4} . L$ ..... (2)

d = เส้นผ่าศูนย์กลาง กระบอกสูบหรือลูกสูบ (m)

L = ระยะชัก (stroke) . (m).

A = พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบ (m^2)

∴Theoritical work done per second = $\rho g \frac{\pi d^2}{4} L (h_s + h_d) \frac{N}{60}$

ข้อมูลที่ใช้ในการออกแบบ

ในการใช้งานจริงนั้น ต้องการให้กังหันลมเริ่มทำงานตั้งแต่ความเร็วลมต่ำๆ ในที่นี้จะกำหนด V_{cut-in} เป็น 2 เมตร/วินาที จึงใช้ค่าความเร็วลมค่านี้เป็นหลักในการออกแบบปั๊มให้สามารถทำงานได้
กรณีนี้จะได้ค่า

แรงบิดเริ่มต้น, $M_s = \frac{1}{2} C_m \rho A V^2 R$

$= \frac{1}{2} \times 0.62 \times 1.225 \times \frac{1}{4}\pi(3)^2 \times 1.5 \times (2)^2$

$= 16.12$ N-m

กำลังที่ได้จากตัวกังหัน,

$P = \frac{1}{2} C_p \rho A V^3$

$= \frac{1}{2} \times 0.28 \times 1.225 \times \frac{1}{4}\pi(3)^2(2)^3 = 9.7$ W

ความเร็วรอบที่ สมมูลกัน, $n = \frac{60\lambda V}{2\pi R} = \frac{1 \times 2 \times 60}{2 \times \pi \times 1.5} = 12.7$rpm

ถ้ากำหนดให้ปั๊มมีประสิทธิภาพ ประมาณ ๗๐ %
และความสูญเสียเชิงกลในอุปกรณ์ส่งกำลัง ๒๐ %
จะได้ว่ากำลังงานที่ใช้สูบน้ำจริงมีค่าเป็น,

$P_w = 9.7 \times 0.7 \times 0.8$

$= 5.43$ Watts

โดยที่ C_m เป็น ส.ป.ส. แรงบิด ดูจากภาคผนวกที่ ๒
ρ เป็น ความหนาแน่นของอากาศ, ๑.๒๒๕ กก./ม.^{3}
A เป็น พื้นที่กวาดของกังหันลม
V เป็น ความเร็วลม
R เป็น รัศมีของใบพัด
C_p เป็น ส.ป.ส.กำลัง

แทนค่ากำลังงานลงในสมการที่(1)ได้

$$5.43 = 1,000 \times 9.81 \times V(h_s+h_d) \times \frac{12.7}{60}$$

กำหนดให้ $h_s = 7$ m

$h_d = 18$ m

ดังนั้น $$5.43 = 1,000 \times 9.81 \times V(25) \times \frac{12.7}{60}$$

$$V = 1.043 \times 10^{-4} \quad m^3$$

แทนค่า V จากสมการที่ (2)

$$\tfrac{1}{4}\pi d^2 L = 1.043 \times 10^{-4}$$

ลูกสูบที่ใช้เป็นลูกสูบยางที่ซื้อจากท้องตลาด ในที่นี้เลือกใช้ขนาด ๑ ๗/๘"

นั่นคือ $$d = 1.875 \times 25.4 \quad mm$$

$$= 0.0476 \quad m$$

จากสมการข้างบน

$$L = 1.043 \times 10^{-4} \times \frac{4}{\pi(0.0476)^2}$$

$$= 0.059 \quad m$$

เพื่อความสะดวกใช้ค่า $L = 0.06$ m

สรุป ลูกสูบแบบยางขนาด ๑ ๗/๘" มีช่วงชัก ๖๐ มม. (ดูรูปที่หน้า ๒๓)

ทดสอบหาว่า starting torque ของกังหันลมสามารถฉุด pump ได้

จาก starting torque = 16.12 N-m

Torque = แรง x ระยะแขนหมุน

แรงคือ แรงที่ลูกสูบได้รับ จากกังหันลม

ระยะแขนหมุน $= \frac{\text{Stroke}}{2}$

$= \frac{0.06}{2}$

$= 0.03$ m.

แรงที่ส่งไปยังกระบอกสูบ $= \frac{\text{Torque}}{\text{ระยะแขนหมุน}}$

$= \frac{16.12}{0.03}$

$= 540$ N.

คิดเป็นความดันที่ลูกสูบกระทำต่อน้ำได้

$P = \frac{F}{A}$

P = ความดัน (N/m^2)

A = พื้นที่หน้าตัดกระบอกสูบ (m^2)

F = แรงที่กระทำต่อลูกสูบ

$P = \frac{540 \times 4.0}{\pi (0.0476)^2}$

$= 303,452$ N/m^2

คิดความดัน P เป็นความสูงของน้ำ (H) m.

$H = \frac{P}{\rho g}$

$$\therefore H = \frac{303,452}{9.81 \times 1000} \simeq 31 \text{ m}$$

ความสูงของน้ำที่ต้องการยก 18 เมตร

ฉะนั้นความดันตอนกังหันเริ่มหมุนมีค่าสูงพอ

<u>การคำนวณออกแบบส่วนประกอบของตัวปั๊มแบบลูกสูบ</u>

ส่วนประกอบที่ต้องออกแบบมีดังนี้ คือ

๑ ความหนาของกระบอกสูบ

๒ ขนาดของก้านสูบ

๓ ขนาดของท่อดูดและท่อส่งน้ำ

<u>วัสดุที่ใช้ในการสร้าง</u>

- ท่อเหล็กกล้าขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ๒ นิ้ว
- เหล็กกลมตัน ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ๓/๔ นิ้ว

ค่าความแข็งแรงของวัสดุโดยประมาณ $\sigma_y = 210 \text{ N/mm}^2$

<u>ความหนาของกระบอกสูบ</u>

กำหนด ความหนาของกระบอกสูบเป็น 2.50 mm

จากสมการ ทรงกระบอกบาง

$$\sigma_d = \frac{PR}{t} \quad .. \quad .. \quad .. \quad .. \quad ..(1)$$

σ_d = ความเค้นที่ใช้ในการออกแบบ N/mm^2

σ_y = ความเค้นที่จุดคลากของวัสดุ N/mm^2

P = ความดันในกระบอกสูบ N/mm^2

t = ความหนาของกระบอกสูบ mm

F.S. = ค่าความปลอดภัย

R = รัศมีของท่อหรือลูกสูบ (๒๓.๘๑ มม.)

$\sigma_d = \sigma_{Y}/\ F.S.$

แทนค่า σ_d ใน (1)

$$\frac{\sigma y}{F.S.} = \frac{P\ R}{t} \quad .. .. \quad (2)$$

P เป็นความดันสูงสุดที่กระบอกสูบต้องรับคือ ความดันน้ำสูง 18 เมตร

$P = \rho g H$

$= 1000 \times 9.81 \times 18$

$= 176,580 \quad N/m^2$

$P = 0.17658 \quad N/mm^2$

แทนค่าใน (2)

$$\frac{210}{F.S.} = \frac{0.17658 \times 23.81}{2.50}$$

$F.S. = 125$

ฉะนั้น ความหนาที่เลือกใช้พอเพียงรับความดันได้

<u>การคำนวณออกแบบก้านสูบ</u>

ความเสียหายของก้านสูบ เกิดจากแรงอัดในขณะที่เครื่องปั๊มส่งน้ำขึ้นสูง 18 เมตร

เมื่อให้

d = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของก้านสูบ เลือกใช้ขนาด ๑๗.๕ มม.

A = พื้นที่หน้าตัดของก้านสูบ

$= \pi d^2/4 \quad mm^2$

F = แรงที่ก้านสูบรับ ที่ความดันน้ำสูง 18 เมตร

= 314.23 N

$F = \sigma_d . \pi d^2/4$

$$F = \frac{\sigma_y}{F.S.} . \frac{\pi d^2}{4}$$

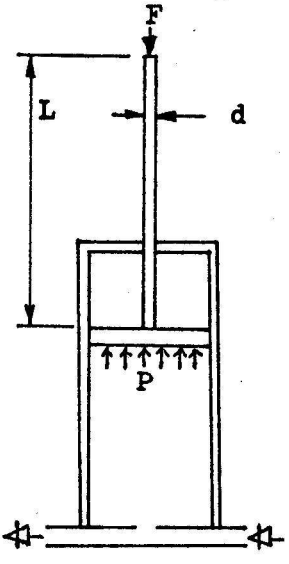
แทนค่า ในสมการข้างบนได้

$$314.23 = \frac{210}{F.S.} . \frac{\pi (17.5)^2}{4}$$

$$F.S. = 160.7$$

ฉะนั้น ขนาดของก้านสูบที่เลือกมีค่าเพียงพอที่จะรับแรงได้

การหาความยาวของก้านสูบ



รูปแสดงมิติที่สำคัญของเครื่องสูบน้ำ

Central Library
Prince of Songkhla University

การคำนวณ

จากทฤษฎีความเสียหายเนื่องจาก เสา รับแรงตามแนวแกน

$$F = \frac{\pi^2 EA}{F.S.(Le/k)^2}$$

เมื่อ

E = Young's modulus ของเหล็ก = 207 GPa

A = พื้นที่หน้าตัดของก้านสูบ, $\pi d^2/4$ m^2

Le = ความยาวสมมูลของเสา ที่มีการยึดที่ปลายข้างเดียว มีค่า = 2L

F.S. = ค่าความปลอดภัย

k = รัศมีไจเรชัน

= d/4 m

แทนค่าในสมการข้างบน

$$314.23 = \frac{\pi^2 \times 207 \times 10^9 \times \pi d^2/4}{F.S.(2L/\frac{d}{4})^2}$$

F.S. = 3.33

ในที่นี้ d ของก้านสูบ = 17.5 mm

= 0.0175 m

L = ความยาวสูงสุดของก้านสูบขณะส่งน้ำออก ในที่นี้ความดันน้ำสูง 18 m.

p = ความดันในกระบอกสูบเนื่องจากน้ำ (N/m^2)

F = แรงที่กระทำต่อก้านสูบ (N)

L = ความยาวของก้านสูบ

= 1.5 m (กำหนด)

การสร้างจริง ความยาวของก้านสูบส่วนที่พ้นจากจุดยึดขณะส่งน้ำออกไม่ควรเกิน 1.5 m

<u>การออกแบบหาขนาดท่อดูดและท่อส่งน้ำของ pump</u>

<u>ข้อมูลที่ใช้ในการออกแบบ</u>

- ความเร็วของรอบสูงสุดที่วัดได้ที่ความเร็วลม 6m/sec จากการออกแบบกังหันลมได้ 58 rpm.
- ให้ค่า Volumetric efficiency เป็น 100%

ให้

Q = Volume flow rate ของน้ำ (m^3/sec)

V = Swept volume (m^3)

L = Stroke (m)

D = เส้นผ่าศูนย์กลางกระบอกสูบ (m)

n = ความเร็วรอบของเพลาขับ (rpm)

$Q = \frac{Vn}{60} \quad \frac{m^3}{sec}$

$V = \pi \frac{D^2}{4} L$

$\therefore Q = \pi \frac{D^2}{4} \cdot \frac{Ln}{60}$

ในที่นี้ $D = 1\frac{7}{8}$ นิ้ว

$= 0.0476$ m.

$L = 6$ cm.

$= 0.06$ m.

$Q = \frac{(0.0476)^2}{4} \cdot 0.06 \times \frac{58}{60}$

$= 1.032 \times 10^{-4}$ m^3/sec

$= 3.38 \times 10^{-4}$ ft^3/sec

จาก Universal pipe friction diagram

กำหนดให้ความเร็วเฉลี่ยของน้ำในท่อ = 1 ft/sec

Head loss per Thousand feet= 30 ft.

ค่า Reynold number $= \frac{VD}{\nu}$

ν = Kinematic viscosity (stroke) (.0085)

$VD = 0.022$

ได้ค่า Reynold number $= 1.3 \times 10^3$

$\frac{D}{k} = 59.37$

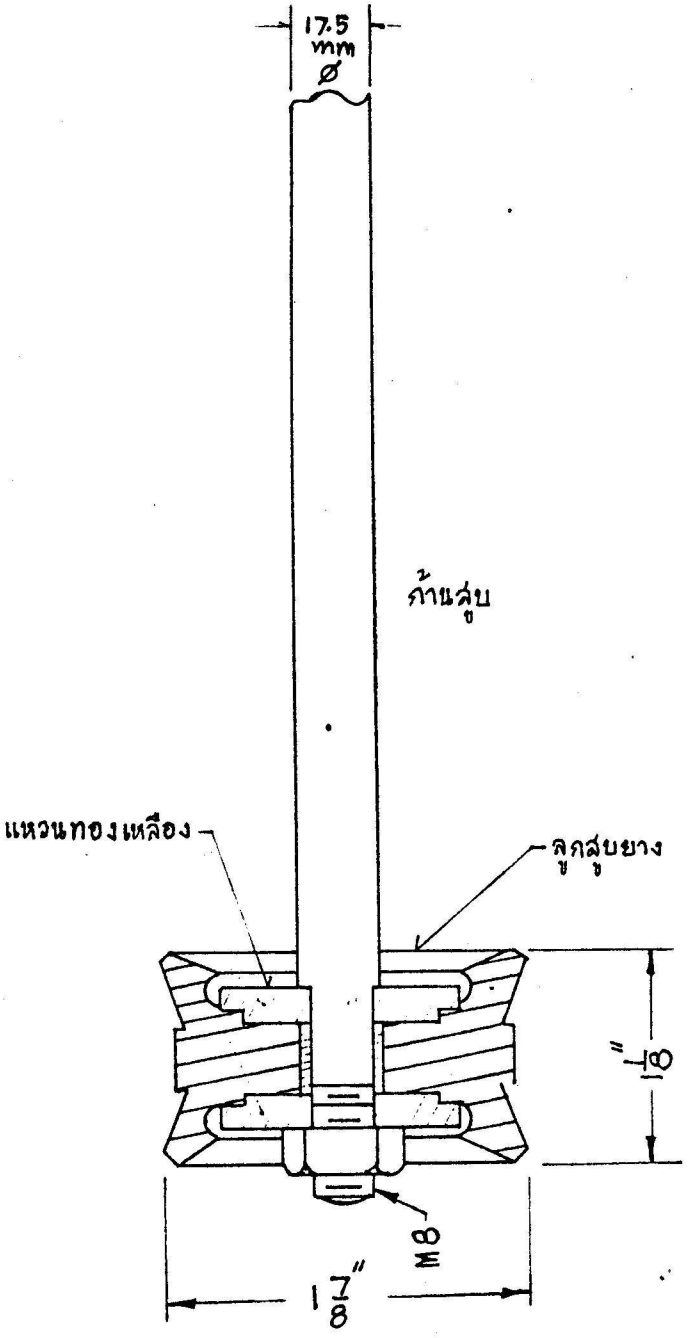
ค่า k ของท่อน้ำประปาประมาณ 0.015 นิ้ว

$\therefore D = 59.37 \times 0.015$

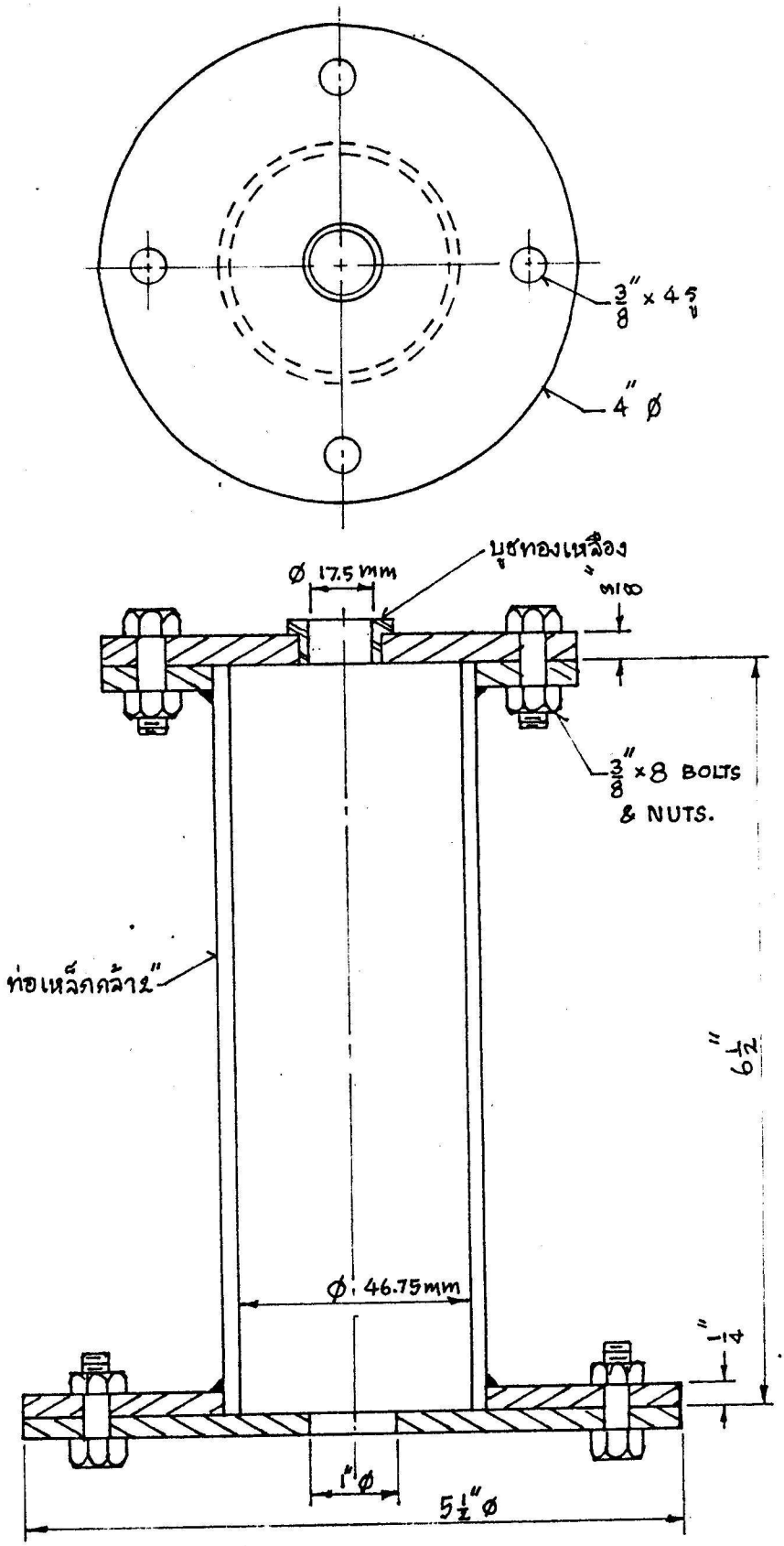
$= 0.890$ "

จากมาตรฐานท่อ; ท่อ $\frac{3}{4}$" มีค่าใกล้เคียงที่สุด

ใช้ท่อ $\frac{3}{4}$" เป็นท่อดูดและท่อส่ง และใช้ check valve ขนาด $\frac{3}{4}$" ด้วย



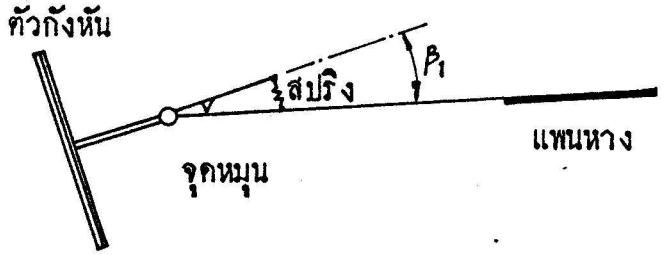
รูปแสดงส่วนประกอบลูกสูบของปั๊ม



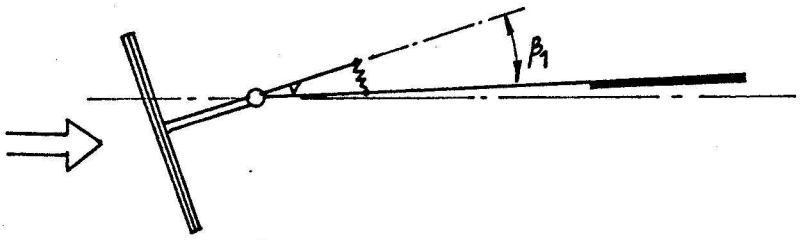
รูปแสดงรายละเอียดของกระบอกสูบ

ง. การทำงานของแพนหาง

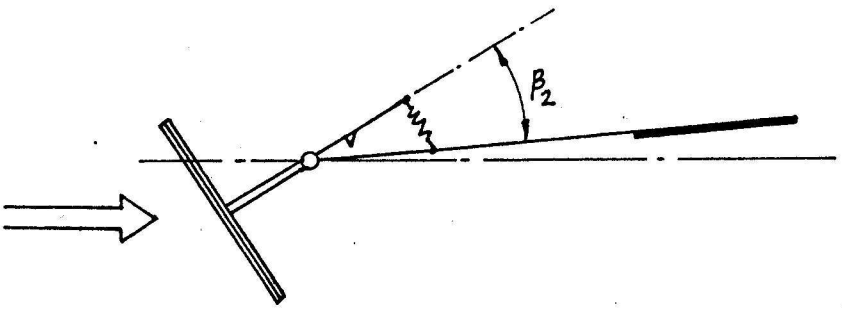
๑. ไม่มีลม



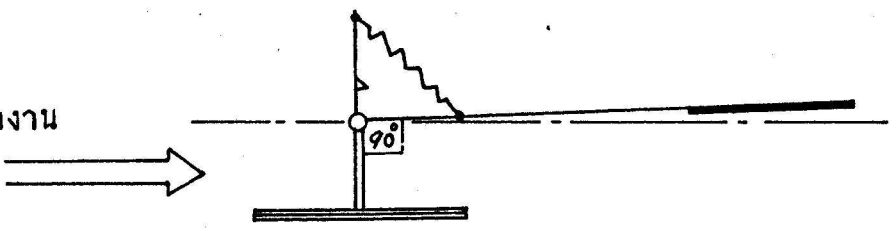
๒. ลมปานกลาง



๓. ลมแรง



๔. หยุดทำงาน



รูปแสดงลักษณะการทำงานของแพนหาง

รูปที่ ๑ แสดงลักษณะแพนหางที่ทำมุมกับแนวแกนตัวกังหันเป็นมุม β_1 เมื่อไม่มีลมพัด

รูปที่ ๒ แสดงลักษณะแพนหางที่ความเร็วลม ๔ เมตร/วินาที (rated speed) แกนกังหันจะทำมุมกับแกนแพนหางเป็นมุม β_1

รูปที่ ๓ แสดงลักษณะแพนหางและตัวกังหันเมื่อความเร็วลมมากขึ้น ทำให้มุม offset เพิ่มขึ้นเป็น β_2

รูปที่ ๔ แสดงลักษณะแพนหาง เมื่อความเร็วลมสูงกว่ากำหนด (furling speed) แพนหางจะพับไป ทำมุม 90° กับตัวกังหัน ทำให้กังหันหยุดทำงาน ป้องกันความเสียหายอันอาจเกิดขึ้น

การทำงานร่วมกันระหว่างแพนหาง ตัวกังหัน นั้นอาศัยการเบี่ยงตัวหนีลมของกังหันอันเนื่องมาจากโมเมนต์ของแรงฉุดที่เกิดขึ้นบนตัวกังหัน และแรงดึงของสปริงที่ทำหน้าที่เป็นโมเมนต์ต้าน

ในการออกแบบแพนหางแบบนี้นั้น จะต้องกำหนดให้โมเมนต์ของพื้นที่แพนหางมากกว่าโมเมนต์ของพื้นที่กวาดของใบพัดพอสมควร ทิศทางลมและแพนหางจึงจะอยู่ในแนวเดียวกันได้

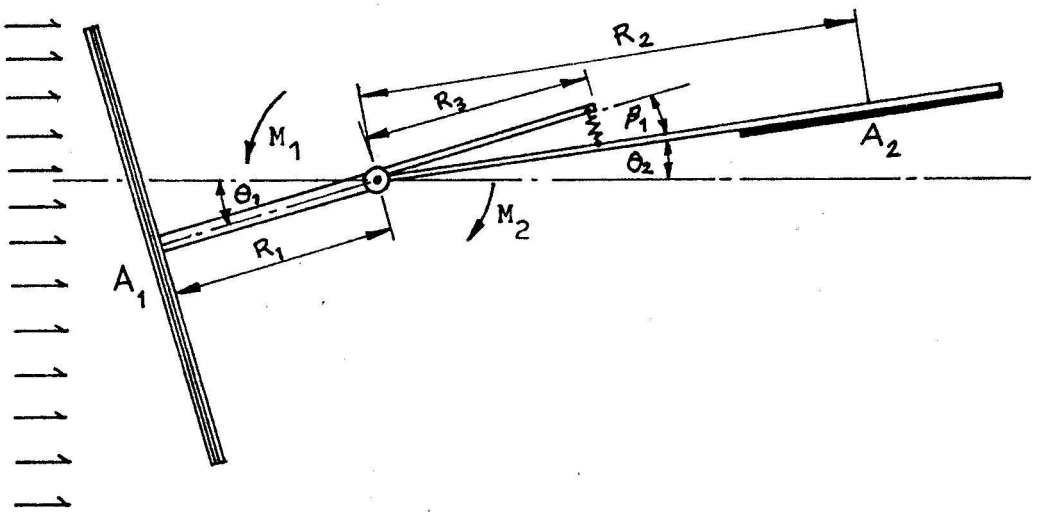
ลักษณะการวางตัวกังหัน แพนหาง และส่วนประกอบอื่นๆที่สำคัญแสดงไว้ในรูปในหน้าถัดไป

โดยที่ A_1 เป็นพื้นที่กวาดของใบพัด

A_2 เป็นพื้นที่ของแพนหาง

R_1 เป็นระยะตัวกังหันถึงจุดหมุน

R_2 เป็นความยาวของแกนแพนหาง



ในภาวะสมดุลจะได้ว่า

โมเมนต์เนื่องจากกังหัน = โมเมนต์เนื่องจากแพนหาง

หรือ $M_1 = M_2$

เมื่อคิดเฉพาะแรงกระทำเนื่องจากความดันของอากาศ จะได้ว่า

$$\tfrac{1}{2}\rho V^2 A_1 \cos\theta_1 R_1 \sin\theta_1 = \tfrac{1}{2}\rho V^2 A_2 \sin\theta_2 R_2 \sin\theta_2$$

หรือ $$\frac{A_2 R_2}{A_1 R_1} = \frac{\cos\theta_1 \sin\theta_1}{\sin^2\theta_2} \qquad (ง\text{-}1)$$

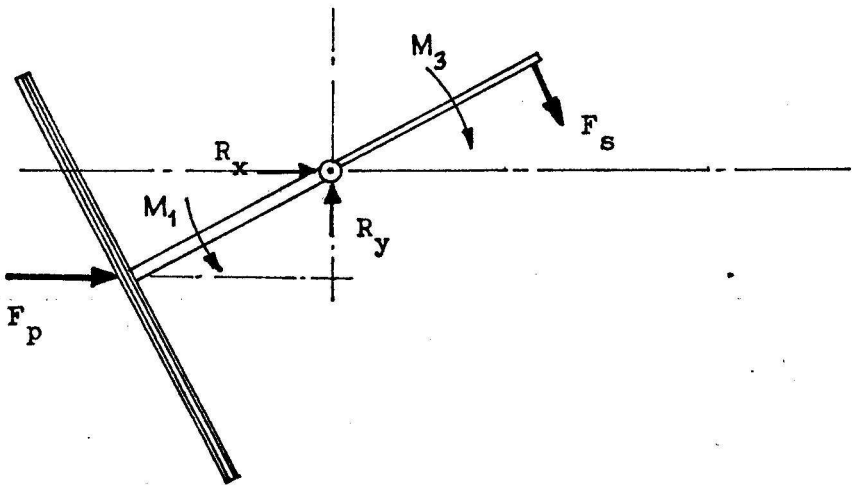
และ $$\theta_1 = \beta_1 + \theta_2 \qquad (ง\text{-}2)$$

จากสมการทั้งสอง จะเห็นได้ว่าในการออกแบบนั้นตัวแปรที่สำคัญที่ต้องคำนึงถึงมากที่สุดคือ

A_2 ไม่ควรมีขนาดใหญ่มากนัก ในแง่ของการประหยัดวัสดุ

Q ซึ่งเป็นบน offset ของตัวกังหันกับทิศทางลมไม่ควรเกิน ๑๕ องศา ที่ลม

พิจารณาผังรูปอิสระและแรงกระทำต่อระบบปรับทิศทางของกังหัน



ในสภาพสมดุล

$$M_1 = M_3$$

$$\tfrac{1}{2}\rho V^2 A_1 R_1 \cos\theta_1 \sin\theta_1 = F_s \cdot R_3$$

.. .. .. (๗-3)

เมื่อกังหันตัวที่ออกแบบ มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ๓ เมตร มีเพลายาว ๐.๖๘๕ เมตร และกำหนดให้ R_3 = ๐.๕ เมตร ดังนั้นที่ความเร็วลม ๔ เมตร/วินาที สปริงจะต้องมีค่า pretension เป็น

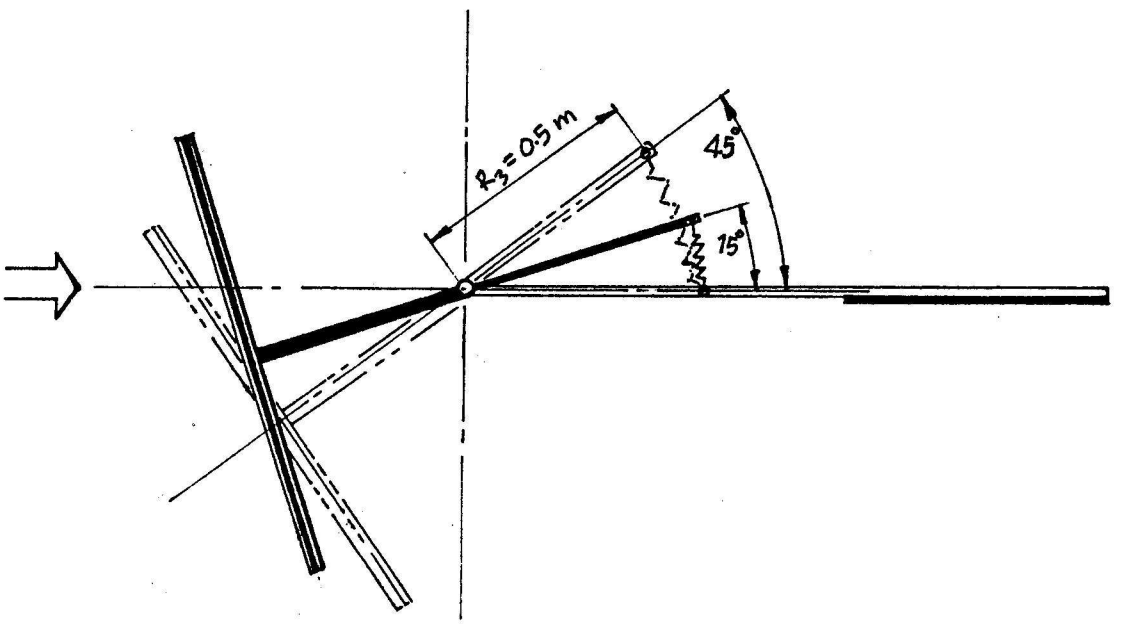
$$F_{s1} = \frac{\tfrac{1}{2}(1.225)(4)^2(7.0686)(0.685)\cos 15^\circ \sin 15^\circ}{0.5}$$

$$= 23.7 \quad N$$

จากสมการ(๔-3) จะเห็นได้ว่าค่าโมเมนต์ทางซ้ายมือ มีค่ามากที่สุดเมื่อ มุม $\theta_1 = 45^\circ$ ดังนั้นจะออกแบบ furling ที่ค่านี้ โดยกำหนด $V_{furl.} = 15$ m/s นั่นคือ

$$\text{furling;} \quad F_{s2} = \frac{\frac{1}{2}\rho(15)^2 A_1 R_1 \cos 45^\circ \sin 45^\circ}{R_3}$$

$$= 667.3 \text{ N}$$



จากค่า F_{s1} และ F_{s2} และจากมิติทางเรขาคณิต สามารถคำนวณได้ว่า

ค่าคงที่ของสปริง $k = 2.54$ kN/m

แท่นหมุน

แท่นหมุนเป็นตัวรองรับระบบกังหันส่วนบน ที่ต้องหมุนตามทิศทางลม ติดตั้งอยู่บนยอดหอคอย ระบบกังหันส่วนบน ได้แก่

-ตัวกังหัน

-เพลา ตุกตาและลูกปืน

-ข้อเหวี่ยง

-แพนหาง

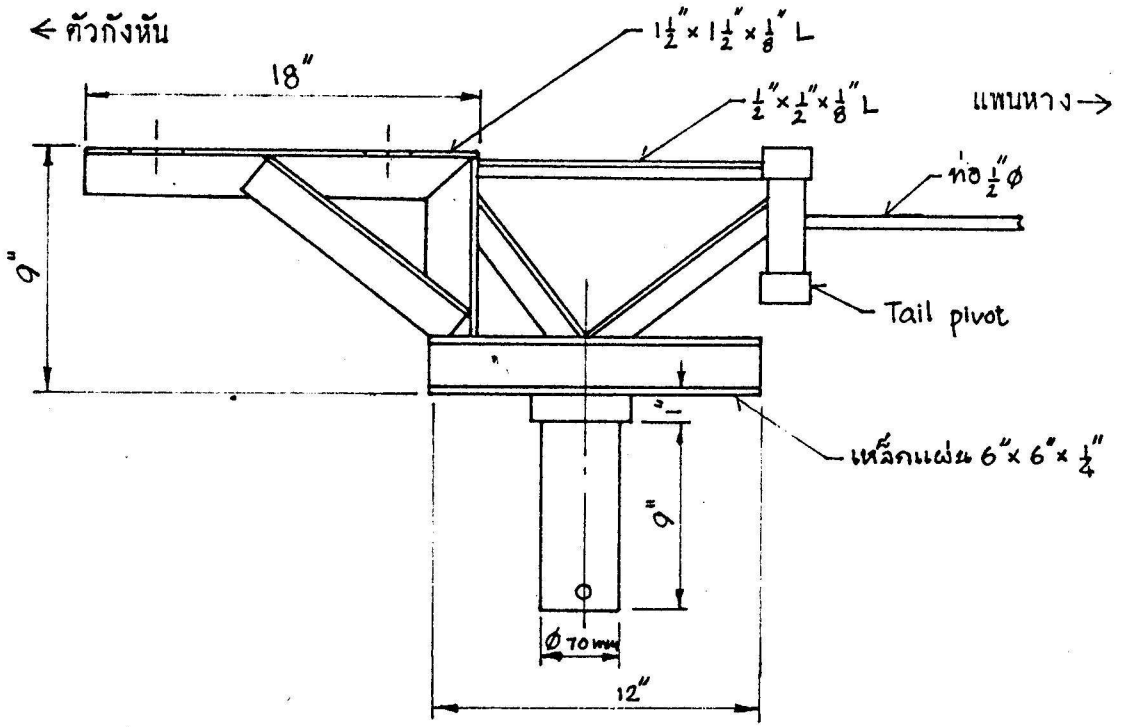
ดังนั้นแท่นหมุนจึงต้องสร้างเป็นลักษณะโครงสร้างที่แข็งแรง และสามารถหมุนได้รอบตัว

โครงสร้างของแท่นหมุนเชื่อมประกอบขึ้นจาก เหล็กฉากขนาด ๑ ๑/๒" คูณ ๑ ๑/๒"หนา ๑/๘" มีแท่นวางชุดเพลาและกังหันที่สามารถปรับเลื่อนได้ เพื่อความสะดวกในการติดตั้งที่จำเป็นต้องปรับให้ก้านส่ง และข้อเหวี่ยงที่ใช้ส่งกำลังอยู่ที่จุดศูนย์กลางของการหมุนพอดี

ด้านล่างของแท่นหมุนจะมีเพลากลาง 70 mm เป็นแกนกลางของการหมุน ปลายบนรับแรงด้วยลูกปืนแบบ tapered roller bearing ปลายล่างใช้แบบ bushing

แพนหางที่สามารถปรับมุมได้นั้น ติดตั้งที่ส่วนท้าย โดยมีจุดหมุนต่างหากเป็นแบบbushing ดังในรูป

ขนาดและมิติต่างๆ ของแท่นหมุน แสดงไว้ในรูปหน้าถัดไป



วัสดุ: เหล็กกล้า

รูปแสดงแท่นหมุนของกังหันลม

จ. การออกแบบระบบถ่ายทอดกำลัง

1 ลักษณะการถ่ายทอดกำลัง

การออกแบบระบบถ่ายทอดกำลังของกังหันลม จะขึ้นอยู่กับวัตถุประสงค์และลักษณะการทำงานของอุปกรณ์ที่ต้องการขับ ในกรณีนี้นำไปขับ pump ลูกสูบ การเคลื่อนที่เป็นไปในลักษณะชักขึ้น-ลง จึงต้องเปลี่ยนการหมุนของแกน shaft มาเป็นชักขึ้น-ลง

2 การเปลี่ยนจากการหมุนมาเป็นการเคลื่อนที่ขึ้นลง

สามารถทำได้ดังนี้

2.1 ใช้ลูกเบี้ยว

2.3 ใช้ข้อเหวี่ยง

3 ส่วนประกอบของระบบถ่ายทอดกำลังกังหันลมสูบน้ำแบบ pump ลูกสูบ

3.1 ระบบข้อเหวี่ยงและ coupling

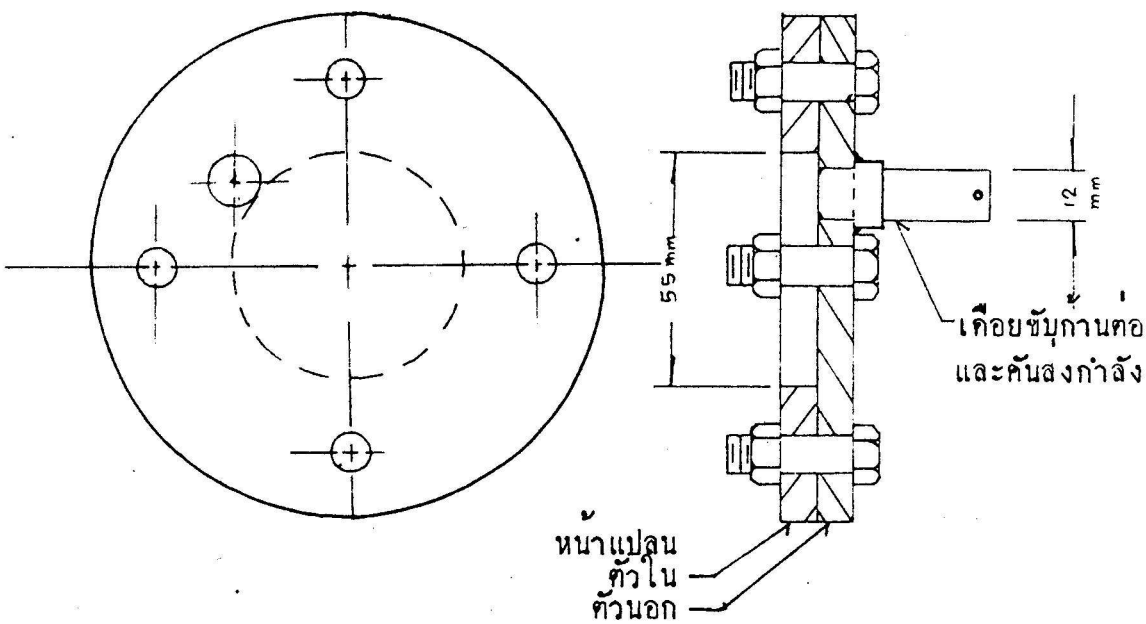
3.2 ระบบการส่งกำลังขณะมีการหมุนรอบตัวเอง

3.3 ระบบคันส่งกำลังที่มีระยะทางยาว

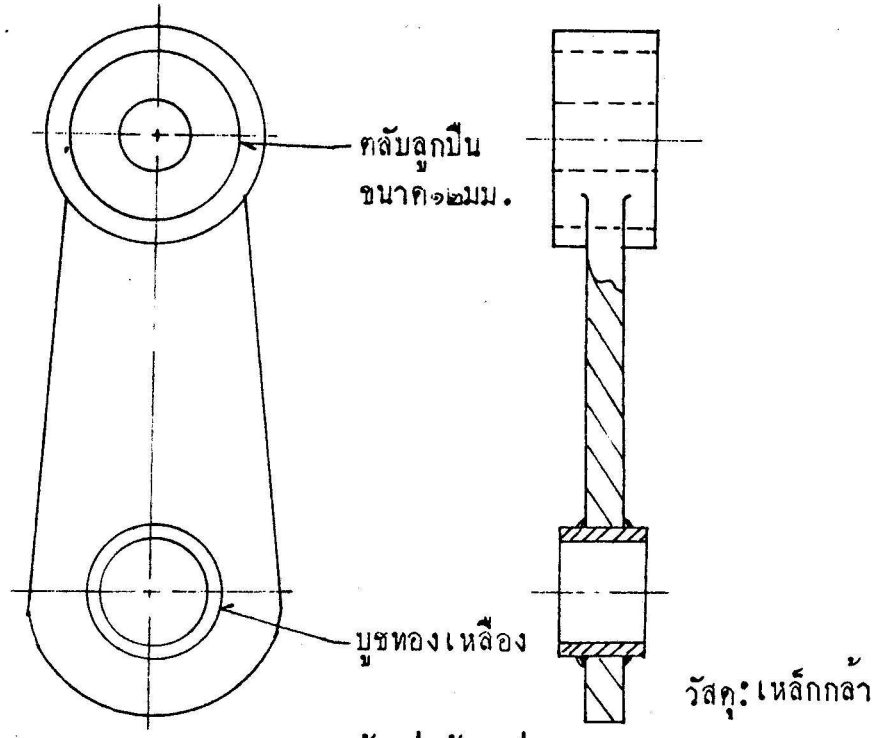
3.1 ระบบข้อเหวี่ยงและ coupling

เนื่องจากแกนเพลามีลักษณะต่อกันโดยตลอดการออกแบบ ระบบข้อเหวี่ยงจึงถูกบังคับให้อยู่ที่ปลาย ดังนั้นจึงออกแบบเป็นแผ่นวงกลมเจาะรูให้ได้ระยะชักตามต้องการ การ coupling ใช้แบบหน้าแปลนมีสลักเกลียวเป็นตัวยึด

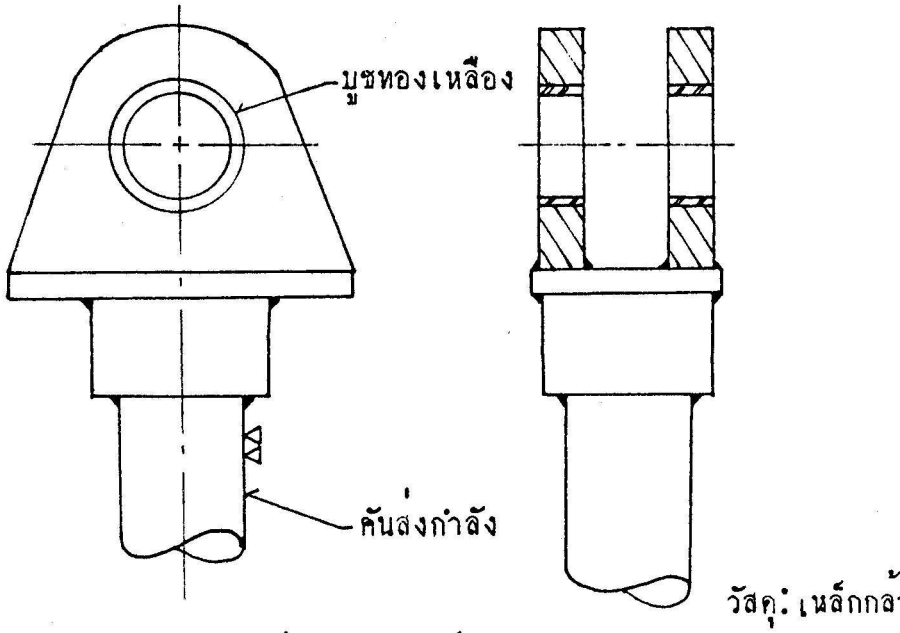
ข้อเหวี่ยงแบบหน้าแปลนนี้มีข้อดีที่สามารถเปลี่ยนระยะชักได้สะดวก ทำได้โดยการเปลี่ยนหน้าแปลนตัวนอกซึ่งยึดติดไว้ด้วยสกรู ส่วนหน้าแปลนตัวในนั้นจะเชื่อมติดอยู่กับปลายเพลาของกังหันลมโดยตรง



รูปแสดงข้อเหวี่ยงแบบหน้าแปลนที่ใช้กับกังหันลม



รูปแสดงลักษณะก้านต่อข้อเหวี่ยง



รูปแสดงส่วนบนของคันส่งกำลัง

3.2 การออกแบบข้อต่อข้อเหวี่ยง

ข้อต่อข้อเหวี่ยง เป็นส่วนที่รับแรงไม่คงที่จะแปรตามมุมที่ข้อเหวี่ยงหมุนไป ตรงจุดนี้จะมี bearing แบบ ball bearing ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางรูใน 12 mm ฉะนั้นข้อต่อมีขนาด 12 mm

ข้อต่อทำจากเหล็กเหนียวค่า $\sigma_y = 210$ N/mm^2

การเสียหายของข้อต่อเนื่องจากแรง shear , τ

ใช้ค่า $\tau_y = 0.5\ \sigma_y$

$= 0.5 \times 210$

$= 105$ N/mm^2

พื้นที่หน้าตัดรับแรง $= \frac{\pi d^2}{4}$

$= \frac{\pi (12)^2}{4}$

$= 113.09$ mm^2

แรงที่รับได้ $F = \tau \times$ พื้นที่รับแรง

$= 105 \times 113.09$

$F = 11,874.45$ N

แรงที่รับเมื่อ pump ส่งน้ำขึ้นสูง 18 m = 314.23 N

ค่า safety factor $= \frac{11874.45}{314.23}$

$= 37.8$

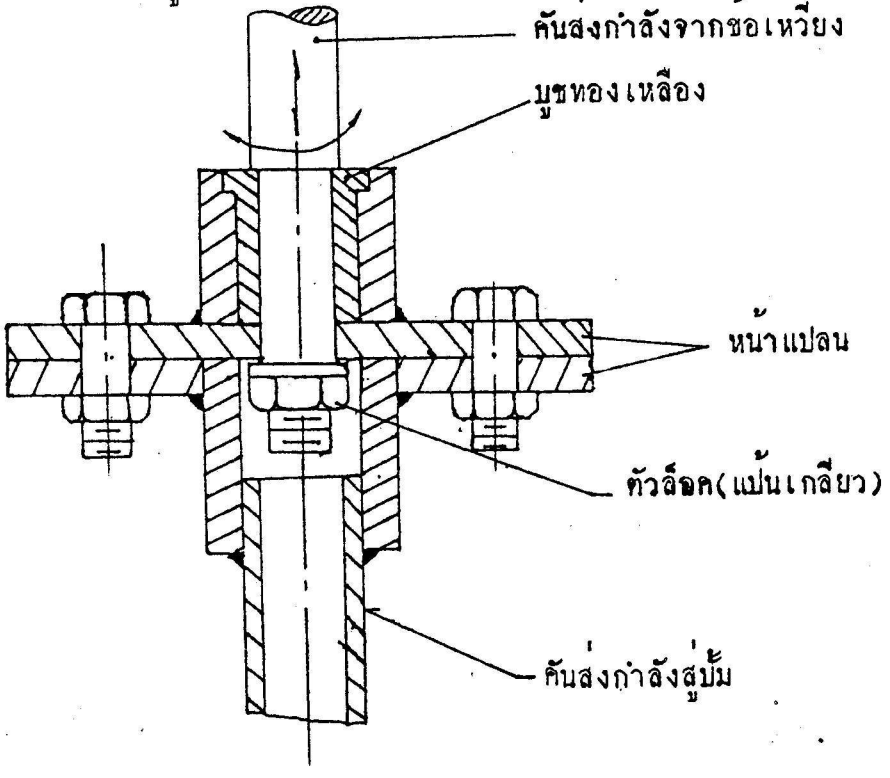
เมื่อคิดแรงเกิดจาก starting torque ของกังหันลม 2146.7 N

ได้ safety factor $= \frac{11874.45}{2146.7}$

$= 5.5$

3.3 ระบบการส่งกำลังขณะที่ตัวกังหันหมุนตามทิศทางลม

เนื่องจากกังหันลมที่ออกแบบต้องการให้รับลมได้ทุกทิศทาง ฉะนั้นการถ่ายทอดกำลังจำเป็นต้องทำได้ทุกลักษณะของการรับลม การออกแบบเพื่อให้ง่ายต่อการถอดประกอบจึงทำเป็นหน้าแปลนยึดโดยสลักเกลียว มีรูสำหรับสอดแกนถ่ายทอดกำลังจากกังหัน เมื่อแท่นกังหันหมุน แกนก็จะหมุนในรูปทรงกระบอกนี้ ในขณะเดียวกันก็ชักขึ้นลงตามที่ ข้อเหวี่ยงหมุนด้วย ส่วนประกอบดังรูปข้างล่าง



รูปแสดงระบบส่งกำลังขณะมีการหมุนรอบตัว

เอกสารอ้างอิง

1. โสภณ ชัยชัมมาวุธ, "กังหันลมสูบน้ำ" รายงานหมายเลข ๑๘/๒๕๒๒, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล,คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์, ๒๕๒๓.

2. อรุณ จินดารัตนวงศ์, "พัฒนากังหันลมสูบน้ำ" รายงานหมายเลข ๓/๒๕๒๓, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์, ๒๕๒๓.

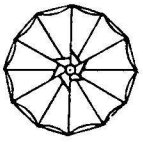
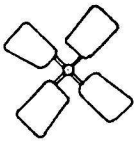
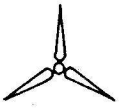
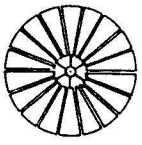
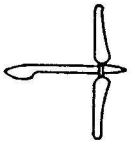
3. สมาน เสนงาม และคณะ, รายงานความก้าวหน้าครั้งที่ ๑ "โครงการวิจัยและพัฒนาการผลิตไฟฟ้าด้วยกังหันลม" คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์, ๒๕๒๓.

4. Jansen,W.A.M. and Smulders,P.T. "Rotor Design for Horizontal Axis Wind mills.", S.W.D.,Netherlands; 1977.

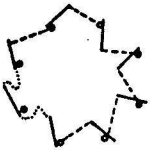
5. United Nations."Proceeding of the Meeting of the Expert Working Group on the Use of Solar and Wind Energy." Uinted Nations, New York; 1976.

6. von Mises,R."The Theory of Flight.",Dover Publication,New York; 1959.

7. Park,J. "Simplified Wind Power Systems for Experimenters." Helion, California; 1975.

1. Slow-speed λ up to 2	2. Medium-speed λ 2 – 5	3. High-speed λ 5 – 10	4. Very-high-speed λ above 10
			
1a. Greek sail rotor	2 a. 4 - blade cambered metal plate rotor	3 a. 3 - blade rotor	4 a. 2 - blade rotor
			
1 b. Multi-vane rotor	2 b. Princeton sail - wing rotor	3 b. Darrieus rotor	4 b. 1 – blade rotor

1c. Savonius rotor



1d. Chinese vertical-axis rotor

A	=	Swept area	n	=	Rev/sec
C	=	Chord length	u	=	Tip speed
C_A	=	Axial force coefficient	v	=	Wind velocity
C_D	=	Drag coefficient	v_{rel}	=	Relative air velocity
C_L	=	Lift coefficient	λ	=	Tip speed ratio
C_M	=	Torque coefficient	ρ	=	Air density
C_P	=	Power coefficient	σ	=	Solidity factor
F_A	=	Axial force			
M	=	Torque	Units –		m, kg, sec, kW
P	=	Power			
R	=	Radius of rotor			
Re	=	Reynolds number			
Vk	=	Kinematic viscocity			

Tip speed ratio $\lambda = \frac{u}{v} = \frac{2\pi n R}{v}$

Power coefficient $C_P = \frac{2P}{\rho v^3 A}$

Torque coefficient $C_M = \frac{2M}{\rho v^2 R A} = \frac{C_P}{\lambda}$

Axial force coefficient $C_A = \frac{2F_A}{\rho v^2 A}$

$Re = \frac{v_{rel} C}{Vk}$

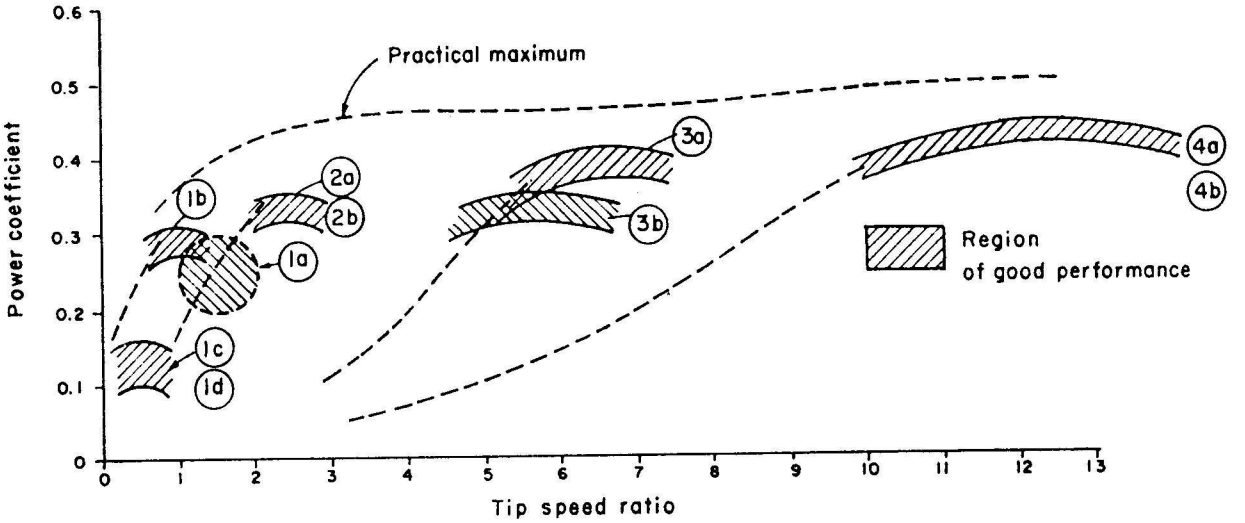
$\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$

$Vk = 15 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{sec}$

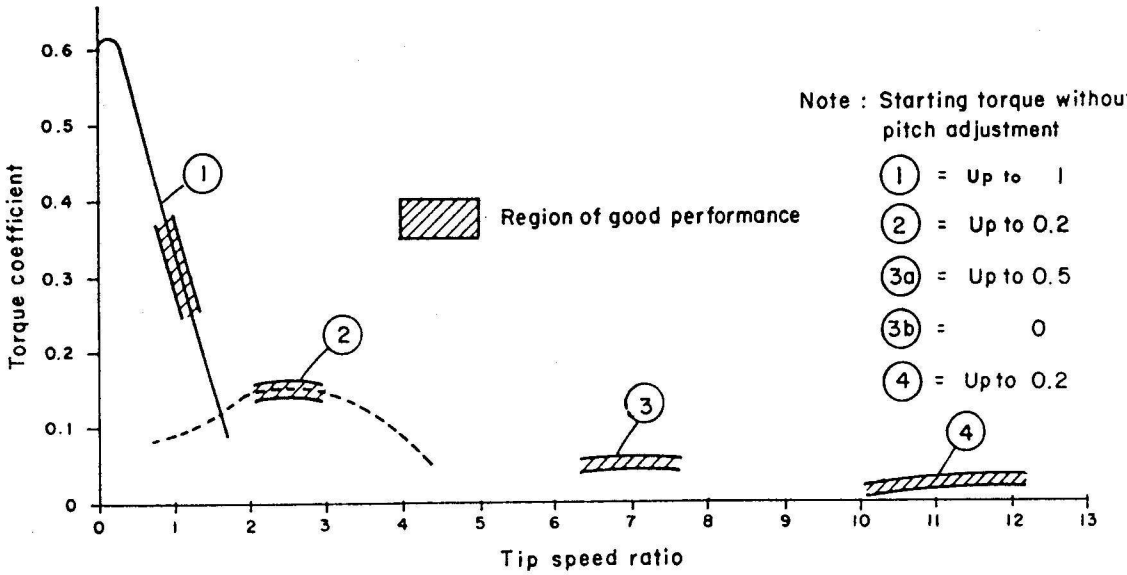
σA = Frontal blade area measured along chord

$M = \frac{P}{2\pi n}$

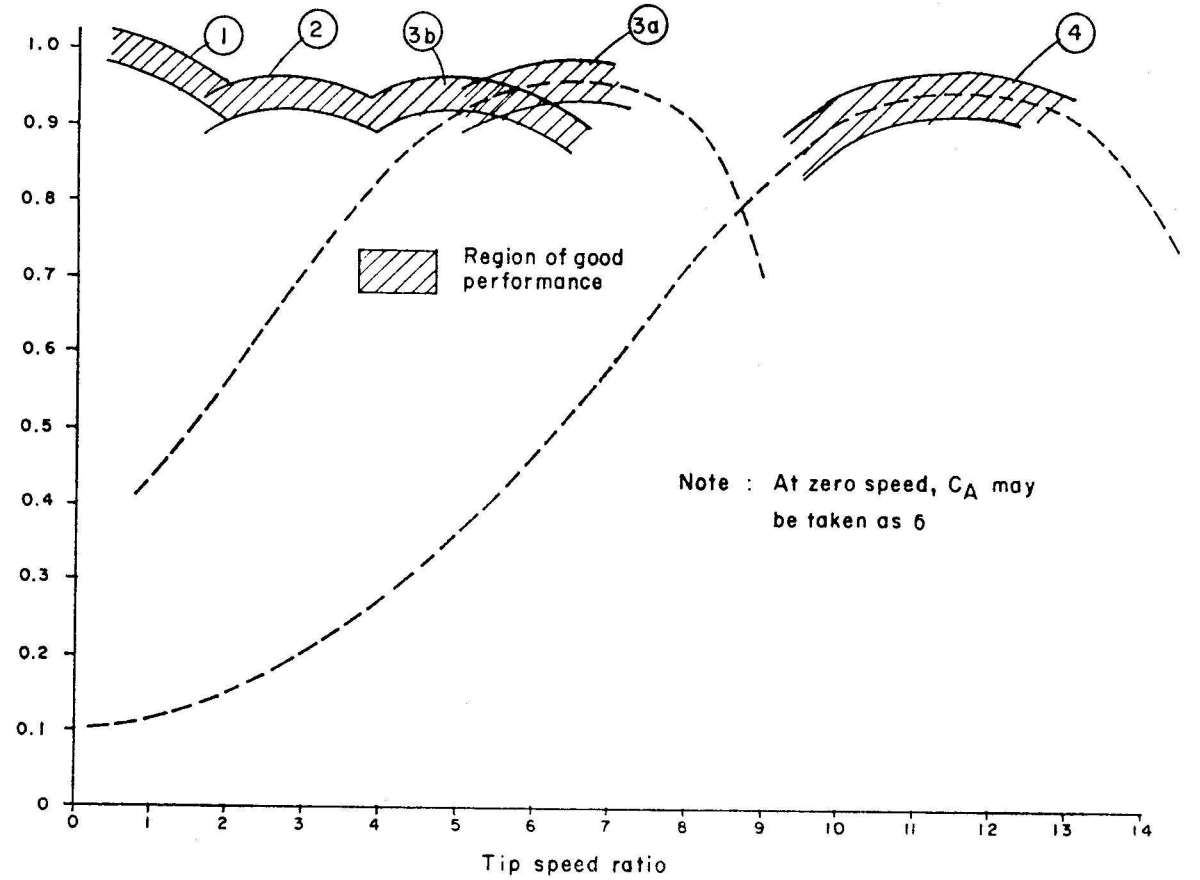
รูปที่ ๑ ลักษณะพื้นฐานของกังหัน (5)



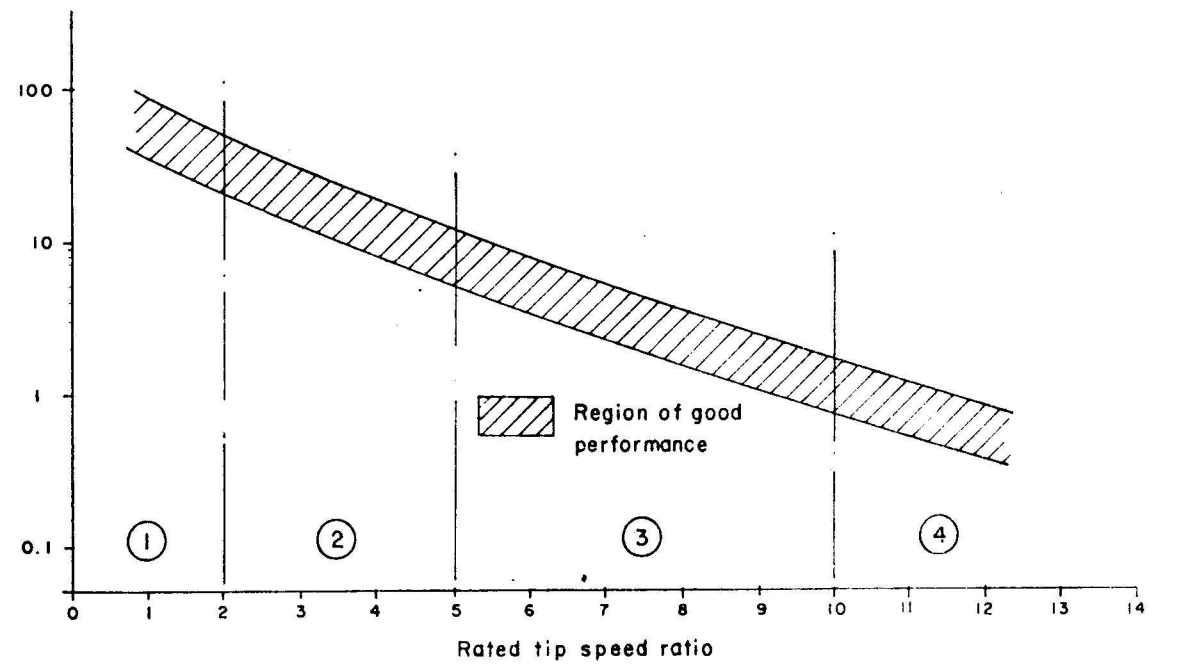
รูปที่ ๒ สัมประสิทธิ์กำลัง (5)



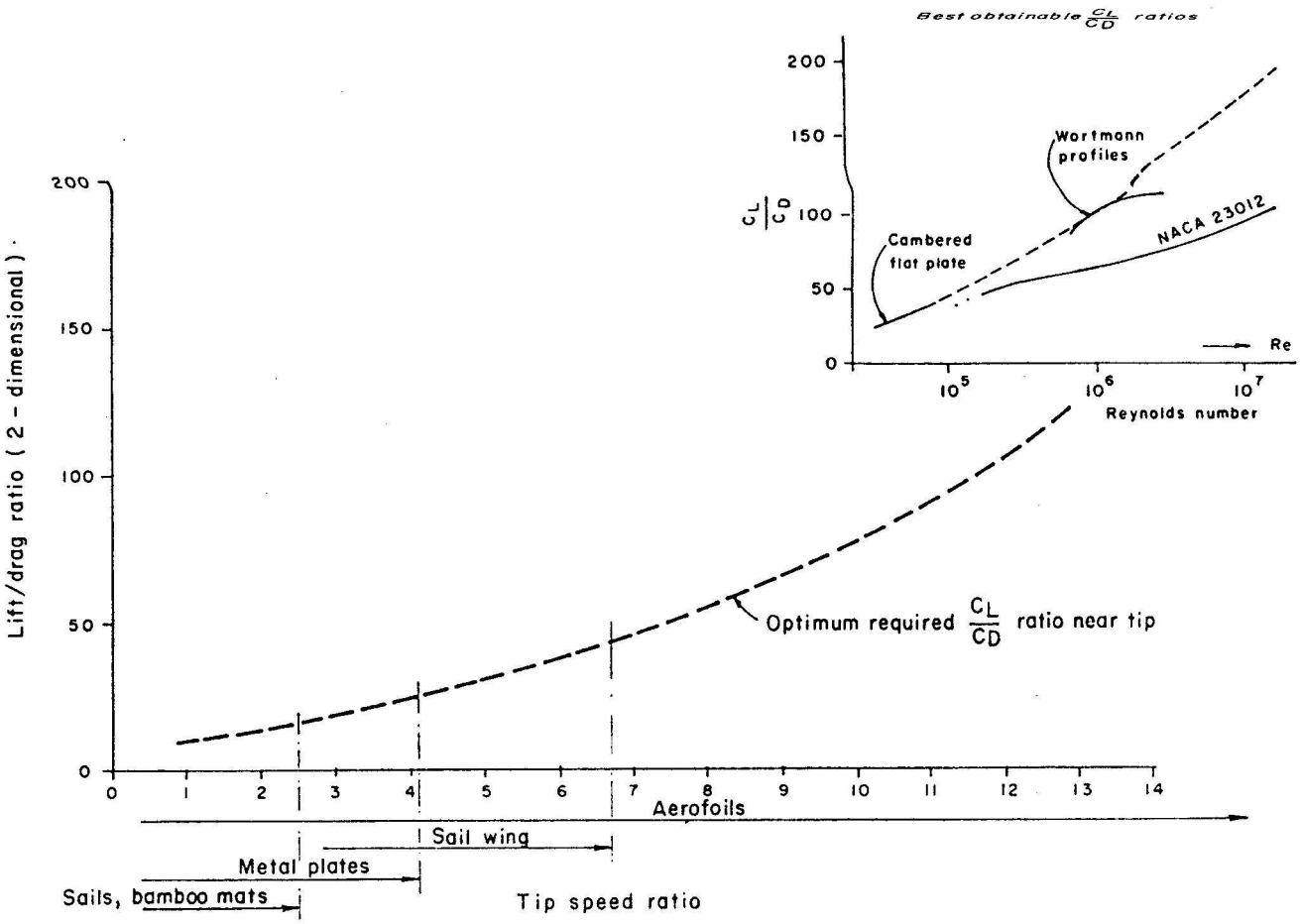
รูปที่ ๓ สัมประสิทธิ์แรงบิด (5)



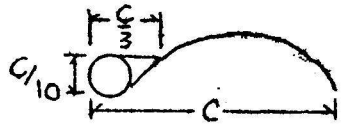
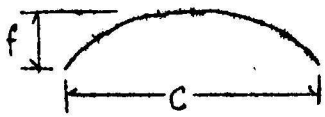
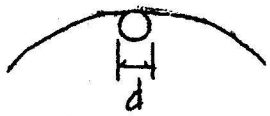
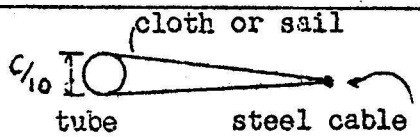
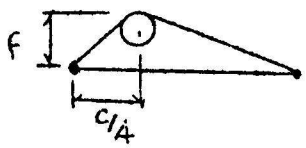
รูปที่ ๔ แรงในแนวแกนของกังหันขณะหมุน (5)



รูปที่ ๕ อัตราส่วนความแน่นของใบพัดที่เหมาะสม (5)



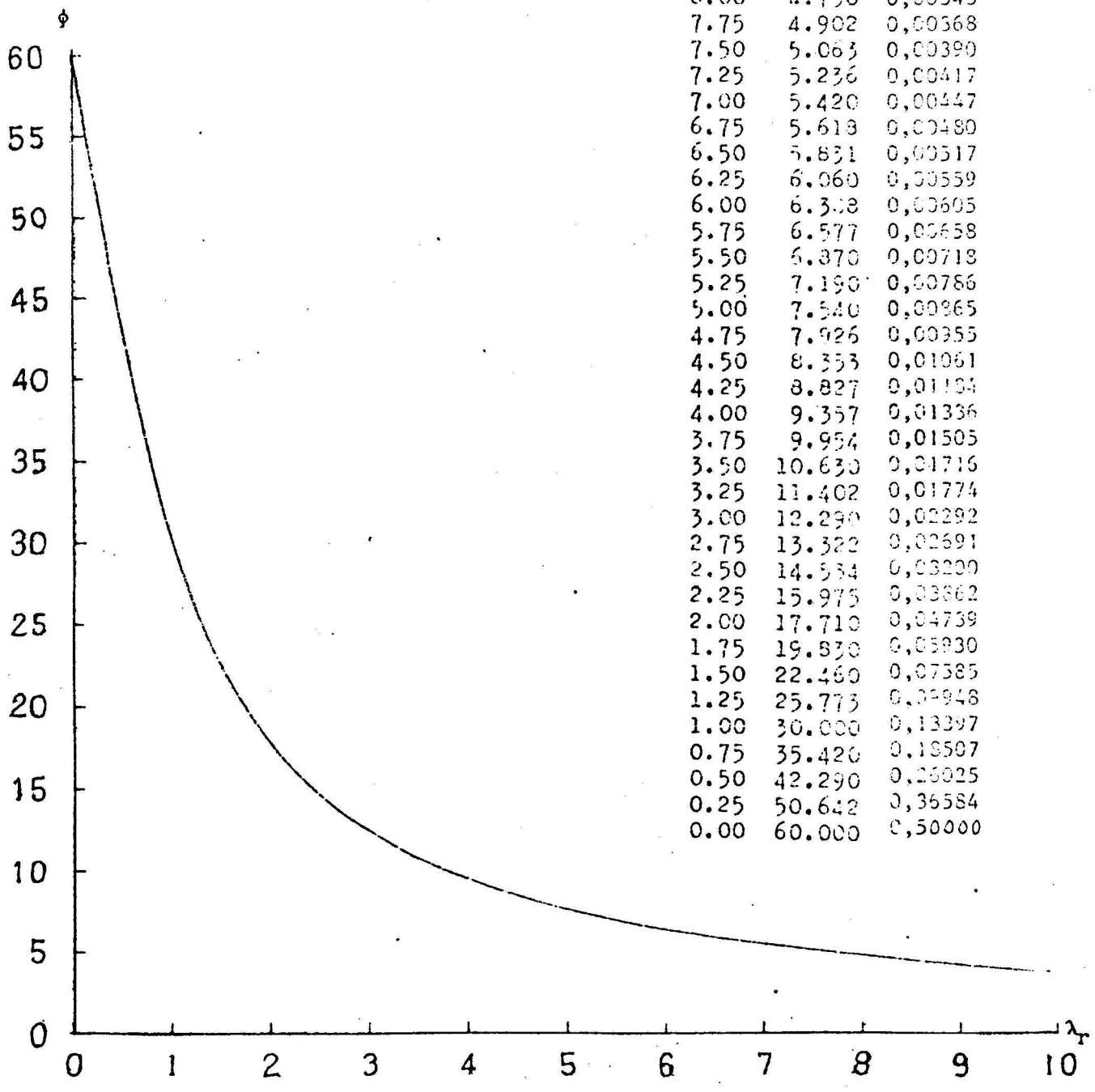
รูปที่ ๖ อัตราส่วนแรงยก/แรงฉุด[5]

ชื่อของแพนอากาศ	รายละเอียดทางเรขาคณิต		$(C_D/C_L)_{min}$	α^o	C_L
Sail and pole			0.1	5	0.8
Flat steel plate			0.1	4	0.4
Arched steel plate		f/c=0.07 f/c=0.1	0.02 0.02	4 3	0.9 1.25
Arched steel plate with tube on concave side	 $d < 0.1c$	f/c=0.07 f/c=0.1	0.05 0.05	5 4	0.9 1.1
Arched steel plate with tube on convex side		f/c=0.1	0.2	14	1.25
Sail wing			0.05	2	1.0
Sail trouser		$f/c \simeq 0.1$ $d_{tube} \simeq 0.6f$	0.1	4	1.0
NACA 4421	ดูหนังสืออ้างอิง		0.01	4	0.8
NACA 23015	ดูหนังสืออ้างอิง		0.01	4	0.8

รูปที่ ๘ เปรียบเทียบคุณสมบัติของแพนอากาศแบบต่างๆ[4]

$$\lambda_r = \frac{\sin\phi(2\cos\phi-1)}{(1-\cos\phi)(2\cos\phi+1)}$$

λ_r	ϕ	$(1-\cos\phi)$
10.00	3.807	0,00220
9.75	3.904	0,00232
9.50	4.006	0,00244
9.25	4.113	0,00258
9.00	4.227	0,00272
8.75	4.347	0,00288
8.50	4.473	0,00305
8.25	4.607	0,00323
8.00	4.750	0,00343
7.75	4.902	0,00368
7.50	5.063	0,00390
7.25	5.236	0,00417
7.00	5.420	0,00447
6.75	5.618	0,00480
6.50	5.831	0,00517
6.25	6.060	0,00559
6.00	6.308	0,00605
5.75	6.577	0,00658
5.50	6.870	0,00718
5.25	7.190	0,00786
5.00	7.540	0,00865
4.75	7.926	0,00955
4.50	8.353	0,01061
4.25	8.827	0,01184
4.00	9.357	0,01336
3.75	9.954	0,01505
3.50	10.630	0,01716
3.25	11.402	0,01974
3.00	12.290	0,02292
2.75	13.322	0,02691
2.50	14.534	0,03200
2.25	15.975	0,03862
2.00	17.710	0,04739
1.75	19.830	0,05930
1.50	22.460	0,07585
1.25	25.773	0,09948
1.00	30.000	0,13397
0.75	35.420	0,18507
0.50	42.290	0,26025
0.25	50.642	0,36584
0.00	60.000	0,50000



รูปที่ ๗ ความสัมพันธ์ระหว่างมุม ψ กับอัตราส่วนความเร็วที่ระยะ r ของใบพัด