

การทดสอบสมรรถนะเครื่องจักรไอน้ำขนาดเล็ก

นักสิทธิ์	คุณฉวีชัย
กำพล	ประทีปชัยกูร
ปัญญรักษ์	งามศรีตระกูล
สมเกียรติ	นาคกุล
ไพโรจน์	คีรีรัตน์

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นบทความที่กล่าวถึงผลของการศึกษาและทดสอบความเป็นไปได้ของการผลิตพลังงานจากเครื่องจักรไอน้ำขนาดเล็ก ระบบของเครื่องจักรไอน้ำขนาดเล็กดังกล่าวมีหม้อน้ำซึ่งเป็นแบบท่อน้ำ (water-tube) ใช้ไม้พินและเกลียวเป็นเชื้อเพลิง ไอน้ำที่ได้จากหม้อน้ำจะไหลผ่านท่อไปยังตัวเครื่องจักรไอน้ำ ซึ่งเป็นชนิด 2 สูบแบบแกว่ง (oscillating) ตัวเตาสำหรับหม้อน้ำได้สร้างขึ้น 2 แบบ คือ แบบใช้พินเป็นเชื้อเพลิง และแบบใช้เกลียวเป็นเชื้อเพลิง

1. บทนำ

เนื่องจากในปัจจุบันสถานการณ์ด้านพลังงานของโลก และของประเทศเรเริ่มที่จะมีความตึงเครียดขึ้น โดยเฉพาะราคาน้ำมันดิบของโลก ซึ่งเมื่อ 2-3 ปี ที่ผ่านมาราคาคง แต่ปัจจุบันปรากฏว่าราคาน้ำมันดิบเริ่มมีราคาสูงขึ้น และมีแนวโน้มจะสูงขึ้นอีกในอนาคตอันใกล้ สถานการณ์เช่นนี้ย่อมกระทบต่อประเทศไทยอย่างมาก เนื่องจากประเทศไทยยังต้องสั่งน้ำมันดิบเข้าประเทศจำนวนมาก ถึงแม้ว่าเราจะสามารถผลิตแก๊สธรรมชาติได้แล้ว และสามารถผลิตน้ำมันดิบได้บ้าง แต่ปริมาณก็ยังน้อยอยู่ เมื่อเทียบกับปริมาณที่ประเทศต้องใช้ ดังนั้น การพัฒนาพลังงานรูปแบบอื่น ๆ เพื่อมาทดแทนพลังงานจากน้ำมัน จึงเป็นสิ่งจำเป็นและสำคัญ เช่น พลังงานจากแสงอาทิตย์ พลังงานลม และพลังงานชีวมวล

* เอกสารเสนอในที่ประชุมวิชาการวิศวกรรมเครื่องกล ครั้งที่ 3 คณะวิศวกรรมศาสตร์

เครื่องจักรไอน้ำเป็นเครื่องต้นกำลังชนิดหนึ่ง ซึ่งสามารถผลิตพลังงานกลเพื่อใช้ประโยชน์ได้ และการที่เครื่องจักรไอน้ำสามารถทำงานได้ ก็จำเป็นต้องอาศัยไอน้ำเป็นตัวขับเคลื่อน และไอน้ำได้รับความร้อนจากการสันดาปของเชื้อเพลิง ซึ่งในที่นี้ใช้ไม้ฟืนและถ่านเป็นเชื้อเพลิง

เครื่องจักรไอน้ำเคยมีการใช้กันอย่างแพร่หลายเมื่อหลายทศวรรษมาแล้ว ในภาคอุตสาหกรรม แต่เมื่อมีการขุดค้นพบน้ำมันในโลก ทำให้มีการพัฒนาเครื่องยนต์สันดาปภายในซึ่งใช้น้ำมันขึ้น ทำให้ความนิยมในเครื่องจักรไอน้ำเสื่อมถอยลง จนถึงในปัจจุบันการใช้เครื่องจักรไอน้ำลดน้อยลงมาก จะมีการใช้ก็เฉพาะในวงการอุตสาหกรรมบางชนิดเท่านั้น เช่นในเมืองไทยพบว่าตามโรงสีข้าวขนาดใหญ่ ๆ หรือโรงเลื่อยไม้ จะยังคงใช้เครื่องจักรไอน้ำกันอยู่ เนื่องจากความเชื่อถือได้ (reliability) ในการทำงานของเครื่อง และค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาที่ต่ำ อีกประการหนึ่งก็คือ ในโรงสีและโรงเลื่อย มีถ่านและเศษไม้ ซึ่งสามารถนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิง โดยไม่ต้องซื้อหาอยู่แล้ว ดังนั้น ต้นทุนด้านเชื้อเพลิงก็ไม่มี

จากการประมาณจากการสำรวจในประเทศไทยพบว่า มีการใช้เครื่องจักรไอน้ำอยู่กว่า 1000 เครื่อง ซึ่งแต่ละเครื่องจะเป็นเครื่องที่มีขนาดกำลังการผลิตค่อนข้างสูงทั้งสิ้น ได้มีการทำการวิจัยทดสอบ และศึกษาถึงความเป็นไปได้ในเชิงเศรษฐศาสตร์ และเชิงปฏิบัติในการที่จะนำเอาเครื่องจักรไอน้ำขนาดเล็ก 5 แรงม้ามาใช้ ทางภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ ได้ทำการศึกษาและทดสอบสมรรถนะของเครื่องโดยใช้ฟืน และถ่านเป็นเชื้อเพลิง และทำการติดตั้งใช้งานในสนามเพื่อการเกษตร (สูบน้ำ)

2. เครื่องมือ

การทดสอบกระทำ 2 แบบด้วยกัน คือ

- ก. การทดสอบแบบไม่มีการกลั่นตัว รูปที่ 1, 2
- ข. การทดสอบแบบมีการกลั่นตัว รูปที่ 3

2.1 เครื่องจักรไอน้ำ

เครื่องจักรไอน้ำที่ใช้ในการทดสอบเป็นแบบแกว่ง 2 จังหวะ 2 สูบ แต่ละสูบมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 6.35 ซม. ช่วงชักมีความยาว 12.7 ซม. (รูปที่ 4)

2.2 หม้อน้ำ

เป็นชนิดก่อนนำหินที่ผิวถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 3.25 ตารางเมตร มีท่อรับ 2 ท่อ วางในแนวขนานต่อเข้ากันด้วยท่อทองแดง

2.3 คอนเดนเซอร์

ในการทดสอบแบบกลั่นตัวจำเป็นต้องมีคอนเดนเซอร์ติดตั้งไว้ด้วย ในระบบนี้ใช้หม้อน้ำารถยนต์ขนาดกว้าง 57 ซม. สูง 70 ซม. และหนา 7 ซม. ด้านหน้าของคอนเดนเซอร์มีท่ออากาศซึ่งมีพัดลมติดอยู่ ทำหน้าที่เป่าอากาศระบายความร้อนจากตัวคอนเดนเซอร์

2.4 ปั๊มน้ำ

ในระบบจะมีปั๊มน้ำอยู่ 2 ตัว ตัวแรกเป็นปั๊มลูกสูบขนาดเล็กติดอยู่กับกระบอกสูบของเครื่องจักรไอน้ำ ได้รับกำลังจากตัวเครื่องจักร ปั๊มอีกตัวเป็นปั๊มลูกสูบเช่นกัน แต่อาศัยแรงคนทำงาน ติดตั้งไว้ในกรณีฉุกเฉินเมื่อปั๊มตัวแรกไม่สามารถทำงานได้

2.5 เตา

2.5.1 เตาฟืน

ก่อด้วยอิฐฉาบดินเหนียวภายใน ส่วนภายนอกก่อด้วยก้อนคอนกรีตบล็อกแล้วฉาบด้วยดินเหนียว (ดูรูปที่ 5) แก๊สที่เกิดจากการเผาไหม้จะไหลผ่านท่อทองแดงของหม้อน้ำ ก่อนที่จะเข้าไปยังปล่องควัน ด้านหน้าของเตามีช่องอากาศเข้า ซึ่งสามารถปรับขนาดพื้นที่หน้าตัดเพื่อรับปริมาณการไหลของอากาศได้

2.5.2 เตาถ่าน

ก่อด้วยอิฐฉาบซีเมนต์ผสมซีเมนต์ (ดูรูปที่ 6) ตัวเตาแครงทำมุมเอียง 45° เจาะรูเล็ก ๆ ไว้ทั่วเป็นทางเข้าของอากาศ อากาศอาจเข้าสู่ตัวเตาได้อีกทางคือ ผ่านทางช่องทุติยภูมิ (secondary air port) ซึ่งเจาะไว้ข้างตัวเตา ทางด้านหน้าของตัวเตาเจาะช่องไว้คอยดูการติดไฟของถ่าน ด้านบนของตัวเตาติดตั้งอุปกรณ์ใส่และป้อนถ่าน (hopper) ซึ่งถ่านจะไหลเข้าสู่ตัวเตาและเกิดการสันดาป ส่วนตัวท่อน้ำของหม้อน้ำจะวางอยู่บนตัวเตาตั้งรูปที่ 7

3. ขบวนการทดสอบ

การทดสอบสมรรถนะของเครื่องจักรไอน้ำขนาดเล็กนี้ เพียงเพื่อศึกษาถึงค่าพารามิเตอร์พื้นฐานของระบบเท่านั้น อาทิเช่น ค่าการใช้เชื้อเพลิงจำเพาะ (specific fuel consumption) ประสิทธิภาพของเตา (furnace efficiency) และประสิทธิภาพเครื่องจักรไอน้ำ (engine efficiency) ซึ่งในการทำทดสอบได้มีการปรับค่าความดันไอน้ำที่เข้าสู่เครื่องจักรไอน้ำที่ค่าต่าง ๆ จาก 653 kPa ไปถึง 790.8 kPa.

เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ (steady state) ซึ่งใช้เวลาประมาณชั่วโมงครึ่ง จึงได้ทำการบันทึกปริมาณต่าง ๆ ที่จำเป็น เช่น

- อุณหภูมิไอน้ำที่หม้อน้ำ
- ความดันไอน้ำที่หม้อน้ำ
- อุณหภูมิไอน้ำตรงทางออกของเครื่องจักร
- ความดันไอน้ำทางเข้าเครื่องจักร
- อุณหภูมิไอน้ำทางเข้าเครื่องจักร
- อุณหภูมิน้ำป้อน
- อุณหภูมิอากาศเข้า
- อุณหภูมิแก๊สร้อนที่ปล่องควัน
- อัตราการผลิตไอน้ำ
- อัตราการใช้เชื้อเพลิง
- ความเร็วเครื่องจักร
- พลังงานไฟฟ้าที่ผลิต

4. ข้อมูล

ในการทดสอบที่ใช้ไม้เป็นเชื้อเพลิง ได้แสดงผลในตารางที่ 1 ส่วนผลการทดสอบที่ใช้ถ่านเป็นเชื้อเพลิงแสดงไว้ในตารางที่ 2

จากปริมาณต่าง ๆ ที่บันทึกไว้ในการทดลองใช้ในการคำนวณหาปริมาณต่าง ๆ ดังนี้คือ

- กำลังเพลลาของเครื่องจักร (BHP)
- ประสิทธิภาพเตา (η_F)
- การใช้เชื้อเพลิงจำเพาะ (sfc)
- การใช้ไอน้ำจำเพาะ (ssc)
- ประสิทธิภาพรวมเครื่องจักร (η_o)
- ประสิทธิภาพรวมทางไฟฟ้า ($\eta_{o,e}$)

ค่ากำลังเพลลาของเครื่องจักรหาได้จากสมการ

$$BHP = PLANMF/33,000$$

- เมื่อ P = ความดันไอน้ำในท่อก่อนเข้าเครื่องจักร (เป็นความดันเกจ) มีหน่วยเป็นปอนด์ต่อตารางนิ้ว
- L = ความยาวช่วงชัก (ฟุต)
- A = พื้นที่หน้าตัดลูกสูบ (ตารางนิ้ว)
- N = จำนวนรอบต่อนาที
- M = จำนวนจังหวะกำลังต่อรอบหมุน
- F = ตัวประกอบประสิทธิภาพ (efficiency factor) มีค่า 0.8 สำหรับ $200 < N < 500$

ค่าการใช้เชื้อเพลิงจำเพาะคำนวณได้จาก

$$sfc = \text{อัตราการใช้เชื้อเพลิง/กำลังเพลลาเครื่องจักร}$$

ค่าการใช้ไอน้ำจำเพาะคำนวณได้จาก

$$ssc = \text{อัตราการผลิตไอน้ำ/กำลังเพลลาเครื่องจักร}$$

ค่าประสิทธิภาพเตาคำนวณได้จาก

$$\eta_F = \text{พลังงานที่ดูดกลืนโดยไอน้ำ/พลังงานที่ป้อนเข้าสู่เตา}$$

ค่าประสิทธิภาพรวมเครื่องจักรคำนวณจาก

$$\eta_o = \text{กำลังเวลาเครื่องจักร/พลังงานที่ป้อนเข้าสู่เตา}$$

ประสิทธิภาพรวมทางไฟฟ้าคำนวณจาก

$$\eta_{o,e} = \text{กำลังไฟฟ้าที่ผลิตออกมา/พลังงานที่ป้อนเข้าสู่เตา}$$

สถานะของของไหลในระบบสามารถกำหนดใน T-s ไดอะแกรมได้ โดยสมมติว่า จุดที่ของไหลออกจากหม้อน้ำและจุดที่ออกจากคอนเดนเซอร์เป็นจุดอิ่มตัว ดังรูปที่ 8

จากข้อมูลการทดลองที่ 1 ตารางที่ 1

ที่อุณหภูมิ 52.3°C.

$$h_{f,1} = 218.9 \text{ kJ/kg}, \quad v_{f,1} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

$$w_p = v_{f,1} (P_4 - P_1)$$

$$P_4 = 130 \text{ psig}$$

$$P_1 = 101 \text{ kPa}.$$

$$w_p = 0.001 (998-101)$$

$$= 0.906 \text{ kJ/kg}.$$

$$h_2 = h_1 + w_p = 218.9 + 0.906$$

$$= 219.81 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_g = 2778.02 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{2-3} = m_s (h_3 - h_2)$$

$$= 1.28/60 (2778.01 - 219.81)$$

$$= 54.58 \text{ kW}$$

กำหนดค่าความร้อนของไม้พื้เท่ากับ 13,600 kJ/kg
ความร้อนที่ให้กับเตามีค่า

$$Q_f = (25/3600) \times 13600 = 94.44 \text{ kW}$$

$$\eta_f = (Q_{2-3}) / (Q_f) = 54.58 / 94.44 = 57.8\%$$

$$\text{BHP} = \text{PLANMF} / 33000$$

$$P = 80 \text{ psig}$$

$$L = 0.417 \text{ ft}$$

$$A = 4.9 \text{ in}^2$$

$$N = 210$$

$$M =$$

$$F =$$

สำหรับ

$$\text{BHP} = \quad \quad \quad / 33,000$$

$$= 3.33 \text{ hp}$$

$$= 2.5 \text{ kW}$$

$$\text{พลังงานไฟฟ้า, } P_{\text{ไฟฟ้า}} = (205 \times 3.3) / 1,000 = 0.68 \text{ kW}$$

$$\eta_o = \text{BHP} / G_f = 2.5 / 94.44 = 2.65\%$$

$$\eta_{\text{ไฟฟ้า}} = P_{\text{ไฟฟ้า}} / Q_f = 0.68 / 94.44 = 0.72\%$$

$$\text{sfc} = \text{mf} / 3.33 = 7.5 \text{ kg/hr hp}$$

$$\text{ssc} = (1.28 \times 60) / 3.33 = 23.06 \text{ kg/hr hp}$$

5. บทวิจารณ์

จากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องจักรไอน้ำขนาดเล็กดังกล่าวปรากฏผลว่า การทำงานของเครื่องจักรนั้น ไม่มีปัญหาทางด้านเทคนิคอะไรมาก และอีกประการหนึ่งนั้น เตาพืนที่ใช้ยังสามารถใช้ร่วมกับชีวมวลชนิดอื่น ๆ อีกได้ อาทิ เช่น ชิงช้าวโหด เป็นต้น

ระบบเครื่องจักรไอน้ำนี้ ไม่จำเป็นต้องดูแลรักษามากนัก เพียงแต่ว่าในขณะที่เดินเครื่อง จำเป็นต้องหยุดน้ำมันหล่อลื่นเล็กน้อยทางรูหยุดน้ำมันหล่อลื่นทุก ๆ 3 ชั่วโมง ซึ่งน้ำมันหล่อลื่นนี้จะ ไปผสมกับไอน้ำผ่านเข้าไปในกระบอกสูบ ทำหน้าที่หล่อลื่นกระบอกสูบไปในตัว การดูแลอีกประการหนึ่งก็คือ การทำความสะอาดผิวนอกของท่อทองแดงของหม้อน้ำ โดยการฉีดล้างเจ็ตไอน้ำทุก ๆ 1 สัปดาห์

ในกรณีที่ระบบติดตั้งคอนเดนเซอร์ด้วยนั้นจะพบว่า พลังงานไฟฟ้าที่ได้จะมีค่าต่ำกว่าในระบบที่ไม่มีคอนเดนเซอร์ (ดูตารางที่ 1) ทั้งนี้เนื่องจากว่างานที่ได้จากเพลลาของเครื่องจักรบางส่วนจะ ใช้ไปในการขับเคลื่อนตัวพัดลม ซึ่งต้องใช้พลังงานประมาณ 1.5 กิโลวัตต์ แต่อย่างไรก็ตาม ถึงแม้ว่าระบบที่มีคอนเดนเซอร์จะสามารถให้พลังงานไฟฟ้าออกมาต่ำ แต่จะสามารถให้ลมร้อนออกมาที่อุณหภูมิประมาณ $60^{\circ}\text{C} - 90^{\circ}\text{C}$ ซึ่งเราสามารถนำเอาลมร้อนส่วนนี้ไปใช้งานในวัตถุประสงค์อื่นได้ด้วย เช่น การอบแห้ง (จากตารางที่ 1) เราจะได้ว่า พลังงานจากเพลลาของเครื่องจักรที่ได้ออกมาประมาณ 2 กิโลวัตต์นี้ จะสามารถให้ความร้อนออกมาถึง 100 กิโลวัตต์ ในรูปของลมร้อนที่อุณหภูมิ $60^{\circ}\text{C} - 90^{\circ}\text{C}$

รูปที่ 9 และรูปที่ 10 เป็นกราฟแสดงผลของอัตราการใช้เชื้อเพลิงกับประสิทธิภาพเตาและประสิทธิภาพรวม ทั้งของเตาพืนและเตาแก๊ส จะพบว่า ประสิทธิภาพเตาจะลดลงเมื่ออัตราการใช้เชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น สำหรับเตาพืนประสิทธิภาพลดลงจาก 57% ที่อัตราการใช้เชื้อเพลิง 25 kg/hr เป็น 41% ที่อัตราการใช้เชื้อเพลิง 67 kg/hr. ในขณะที่ประสิทธิภาพเตาแก๊สลดลงจาก 40% ที่อัตราการใช้เชื้อเพลิง 50 kg/hr เป็น 33% ที่อัตราการใช้เชื้อเพลิง 65 kg/hr สำหรับประสิทธิภาพรวมของระบบจะมีลักษณะที่คล้ายคลึงกัน

รูปที่ 11 แสดงถึงกราฟระหว่างความเร็วเครื่องยนต์กับพลังงานเพลลา สำหรับระบบที่ใช้พืนเป็นเชื้อเพลิงพบว่า พลังงานจากเพลลาสูงสุดที่ได้มีค่า 3.5 kW ที่ความดันไอน้ำก่อนเข้าเครื่องจักร 80 psig และที่ความดันไอน้ำ 100 psig จะได้พลังงานเพลลาสูงสุด 5.1 kW

6. บทสรุป

จากการสร้างเตาและทำการทดสอบเครื่องจักรไอน้ำดังกล่าวจะพบว่า ระบบหม้อน้ำ และเครื่องจักรไอน้ำดังกล่าว สามารถใช้ได้กับเชื้อเพลิงชีวมวลใด ๆ ก็ได้ เพียงแต่จะต้อง ออกแบบเตาให้เหมาะสมกับเชื้อเพลิงชนิดนั้น ๆ

ด้วยเครื่องจักรไอน้ำขนาด 5 แรงม้า (3.7 kW) ตามที่ออกแบบ เมื่อทำการเดินเครื่องจะสามารถให้พลังงานกลออกมาสูงสุดถึง 6.5 แรงม้า (4.85 kW) เมื่อทำการทดสอบแบบไม่มีการกลั่นตัว และพลังงานกลสูงสุดมีค่า 4.5 แรงม้า เมื่อทำการทดสอบแบบมีการกลั่นตัว

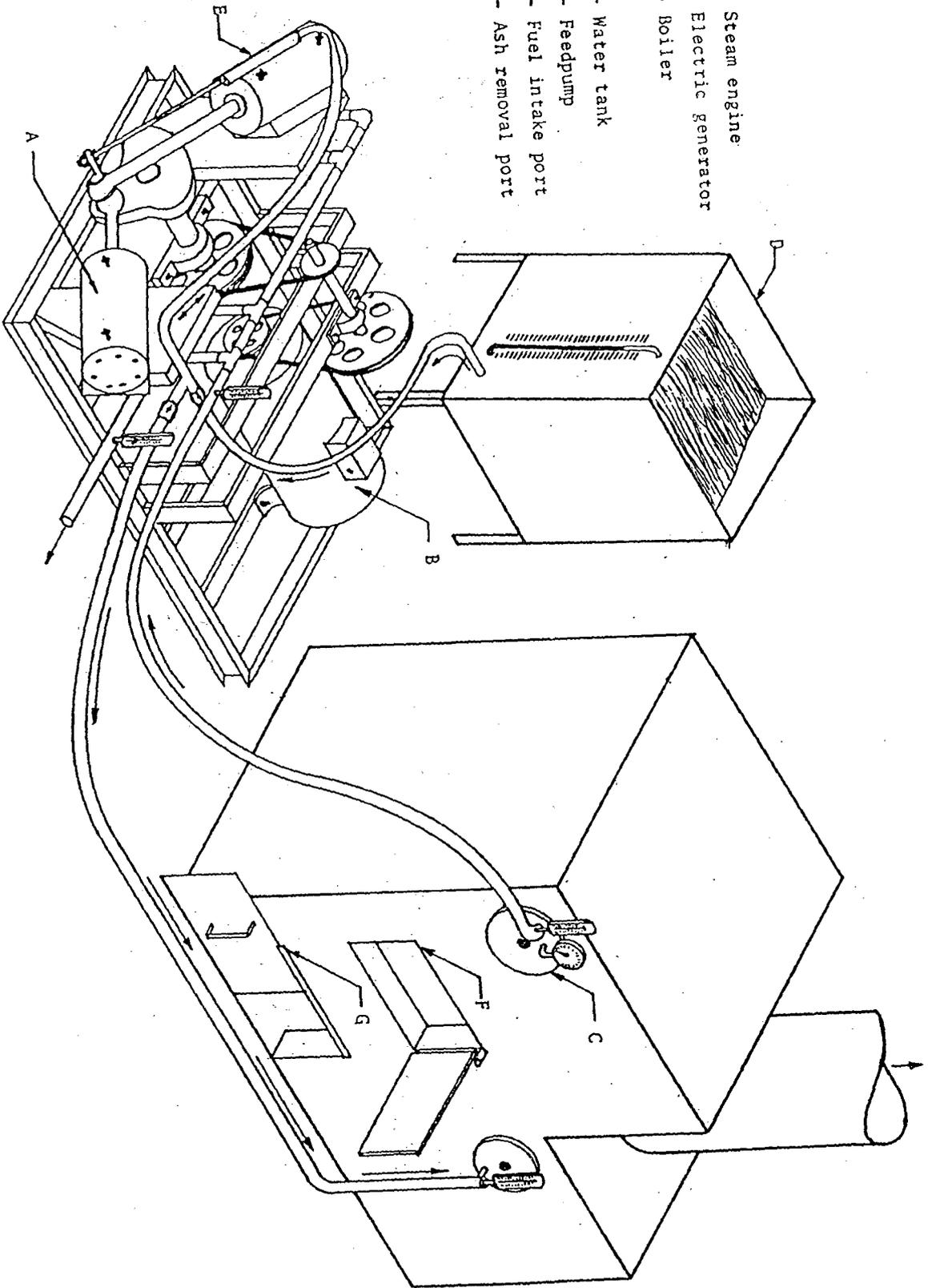
ในระบบที่มีการกลั่นตัวนอกจากจะได้พลังงานกลออกมาแล้ว ยังจะได้พลังงานความร้อนในรูปของอากาศร้อน ซึ่งสามารถที่จะนำไปใช้ในกระบวนการอบแห้งได้

ประสิทธิภาพของเตามีค่าลดลง เมื่ออัตราการใช้เชื้อเพลิงสูงขึ้น ทั้งในกรณีของเตาน้ำและเตากลอบ

7. เอกสารอ้างอิง

1. "Assessment of Small Steam Engine for Field Application in Thailand", RAPA Bulletin on Rural Energy, 1981/1.
2. "Report on the Installation and Performance Evaluation in the Laboratory of a Small Steam Engine Using Wood as Fuel", Submitted to FAO by the Department of Mechanical Engineering, Prince of Songkla University, June, 1987.
3. "Final Report on the Installation and Performance Evaluation in the Laboratory of A Small Steam Engine Using Rice Husk as Fuel", Submitted to FAO by the Department of Mechanical Engineering, Prince of Songkla University, December, 1987.

- A - Steam engine
- B - Electric generator
- C - Boiler
- D - Water tank
- E - Feedpump
- F - Fuel intake port
- G - Ash removal port



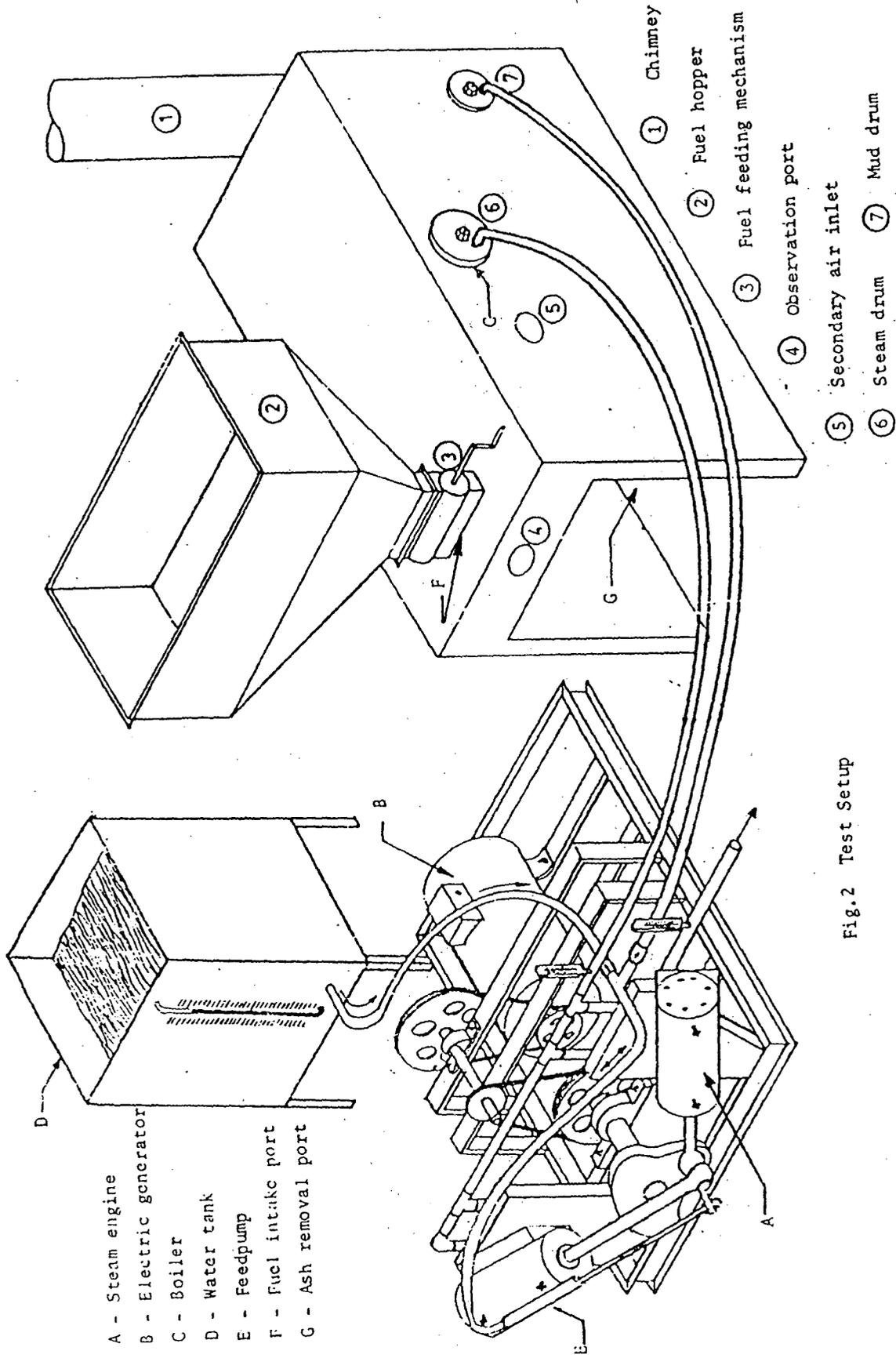
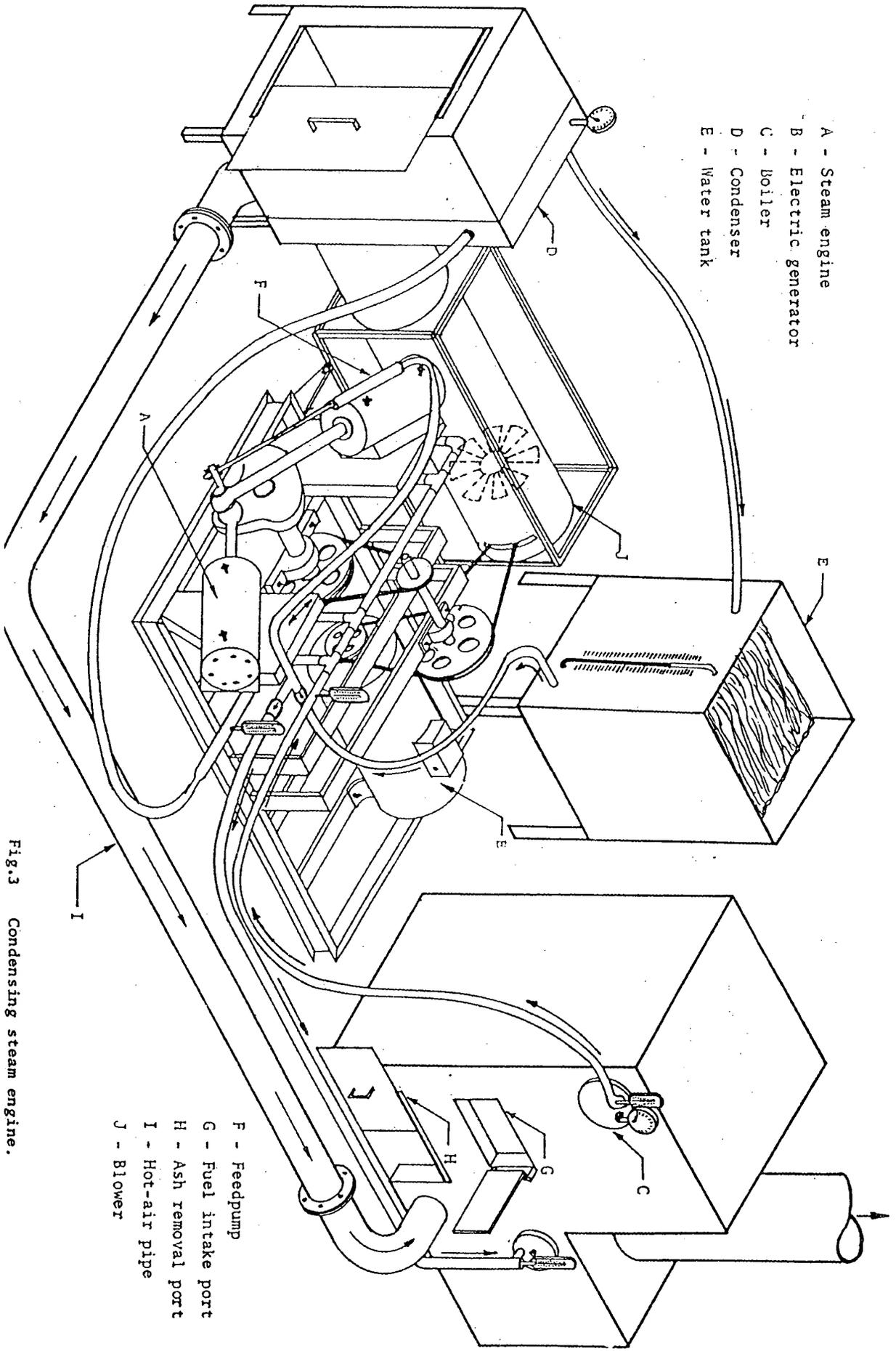


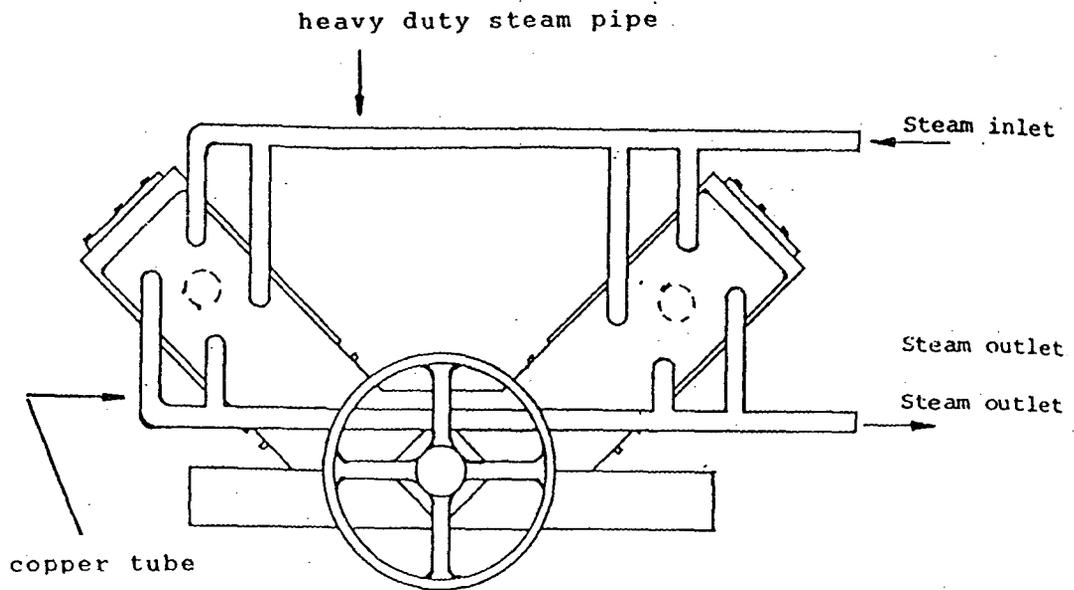
Fig.2 Test Setup



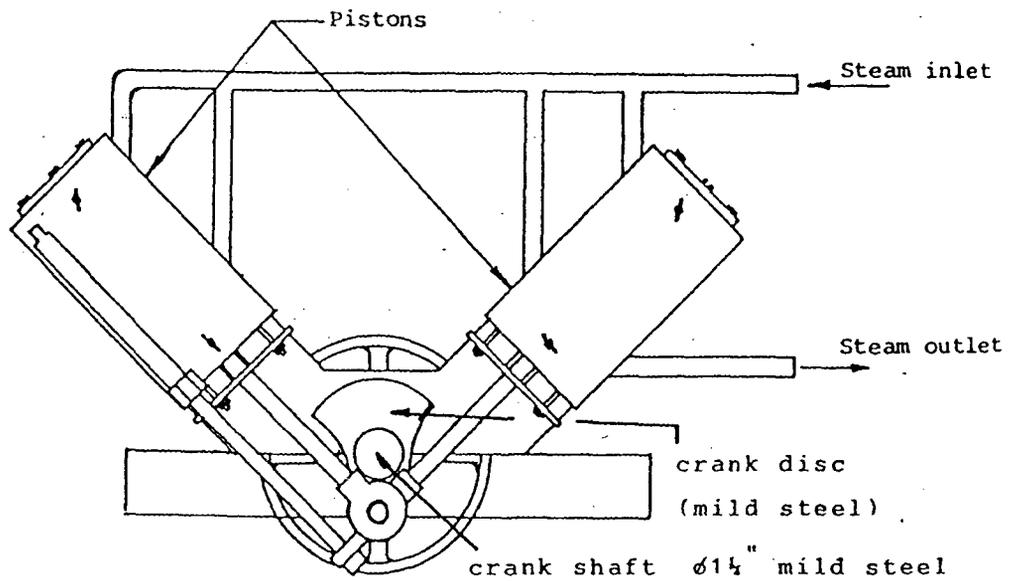
- A - Steam engine
- B - Electric generator
- C - Boiler
- D - Condenser
- E - Water tank

- F - Feedpump
- G - Fuel intake port
- H - Ash removal port
- I - Hot-air pipe
- J - Blower

Fig. 3 Condensing steam engine.



Cylinders &



Specification

- stroke = 5"
- bore = 2½"
- double action
- steam consumption 43 lbs/hp.hr at 75 psi inlet steam pressure, 120 boiler pressure and 400 rpm engine speed
- internal lubricating every 4 hrs
- max. operating speed 500 rpm
- efficiency 4-5% (as prime mover only) 50%-60% (in combined heat and power)

Fig.4 Steam Engine

Scale 1 : 5

All dimensions in cm.

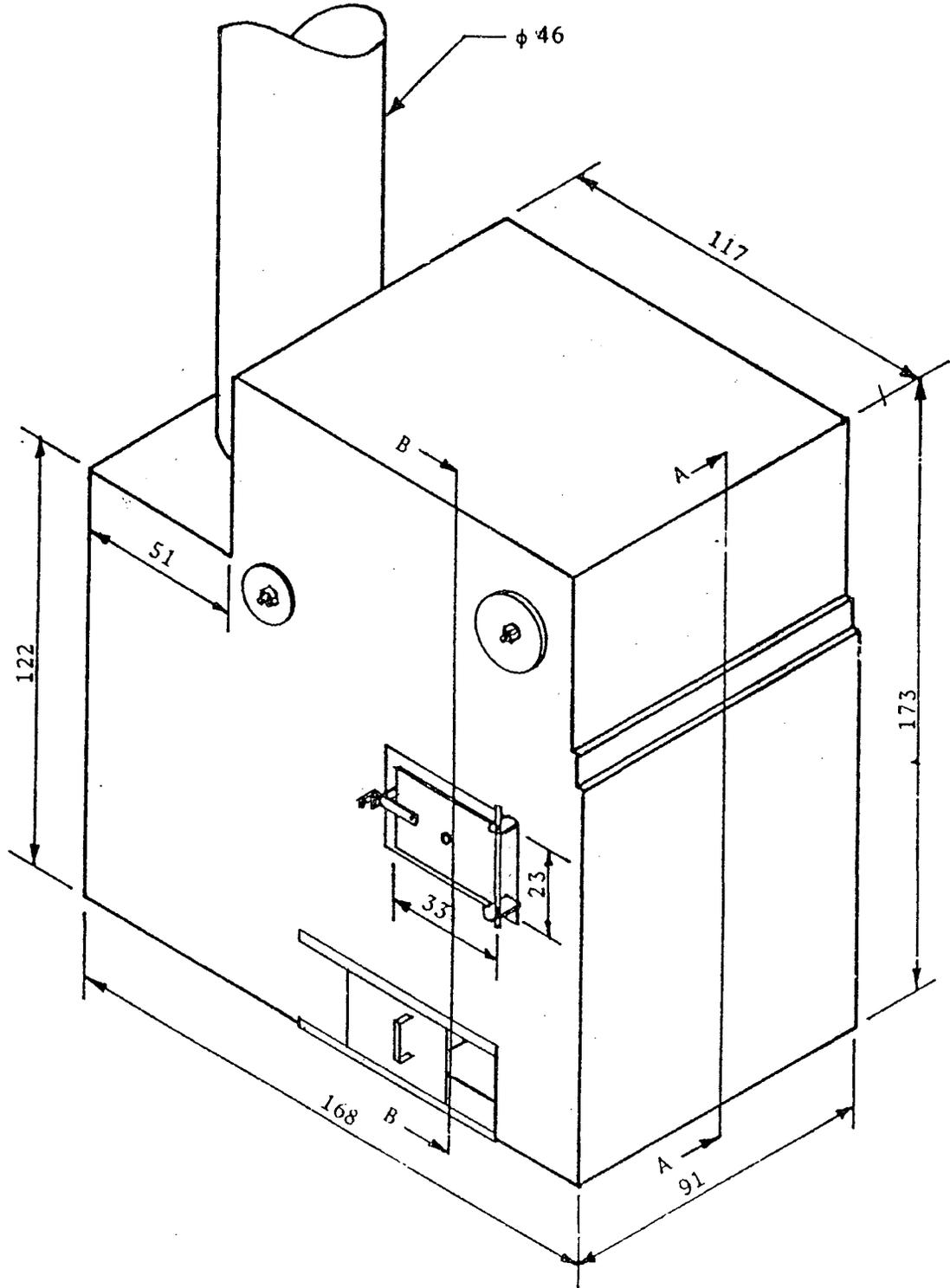
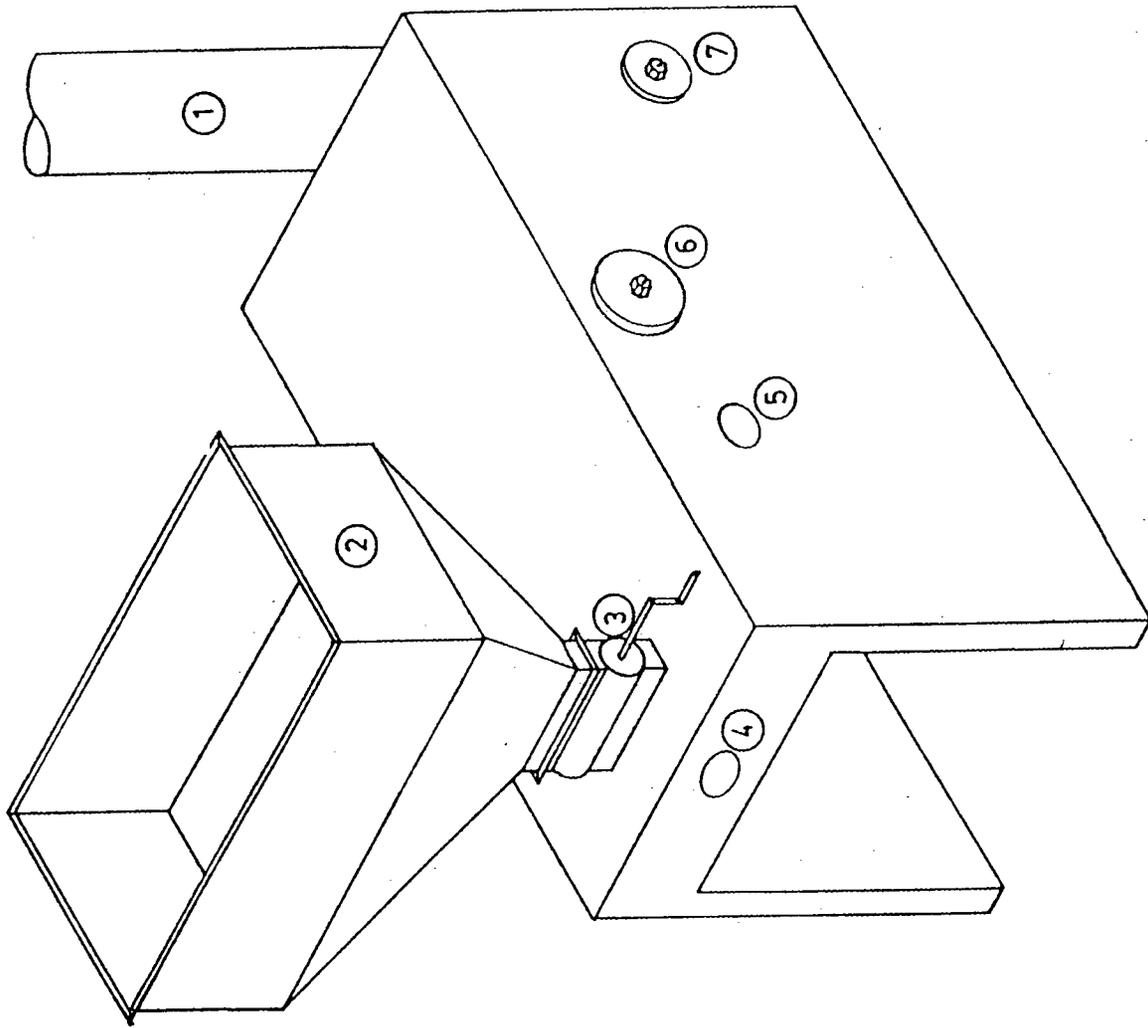
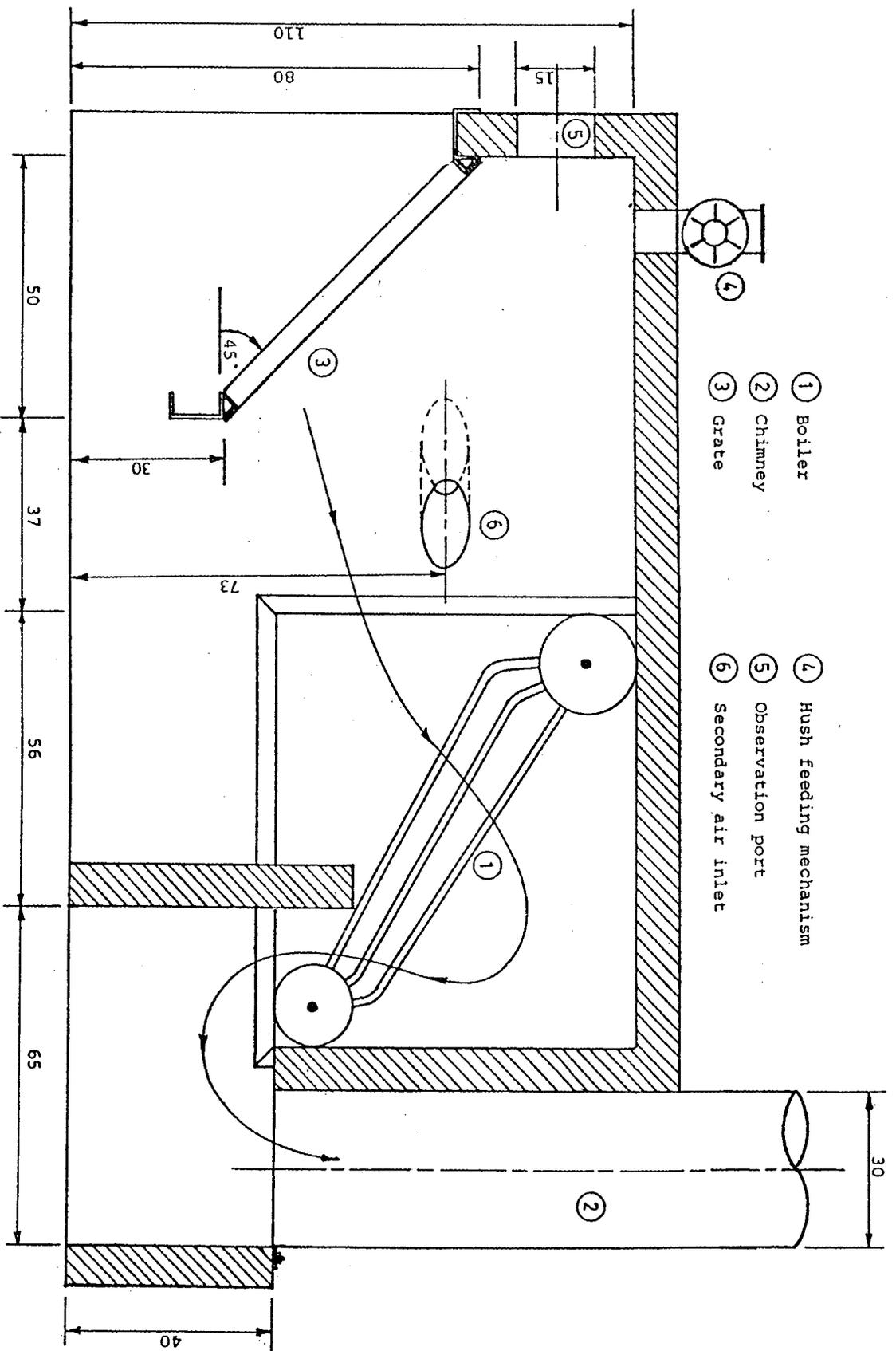


Fig.5 Perspective view of the wood furnace



- ① Chimney
- ② Fuel hopper
- ③ Fuel feeding mechanism
- ④ Observation ports
- ⑤ Secondary air inlet
- ⑥ Steam drum
- ⑦ Mud drum

Fig. 6. Schematic diagram of wood-burning furnace



- ① Boiler
- ② Chimney
- ③ Grate
- ④ Hush feeding mechanism
- ⑤ Observation port
- ⑥ Secondary air inlet

Fig. 7 Cross section of the rice husk furnace

Table 1. Summary of Parameters of All Tests for Wood Furnace

Parameters	Test No.	1	2	3	4	5	6	7
		Boiler Pressure (psig)	130	130	130	130	150	130
Boiler Steam Temperature (deg. C)	175	175	175	175	190	177	175	
Feed Water Temperature (deg. C)	52.3	65.5	37.0	34.0	31.0	32.0	34.5	
Inlet Air Temperature (deg. C)	77.0	80.0	60.0	63.0	32.5	33.5	34.8	
Flue Gas Temperature (deg. C)	227	264	210	268	240	247	317	
Steam Production Rate (kg/hr)	76.8	92.4	82.8	100.8	97.2	105	141	
Fuel Consumption Rate (kg/hr)	25	35	30	40	40	40	67	
Steam Engine Manifold Pressure (psig)	80	100	80	100	100	80	100	
Engine Inlet Steam Temperature (deg. C)	160	170	160	165	168	168	170	
Engine Outlet Steam Pressure (psig)	0	0	0	0	0	0	0	
Engine Outlet Steam Temperature (deg. C)	110	110	105	105	105	105	105	
Engine Speed (rpm)	210	219	227	228	230	296	341	
Engine Shaft Power (hp)	3.35	4.37	3.62	4.55	4.59	4.72	6.80	
Specific Fuel Consumption	(kg/hr hp)	7.46	8.01	8.29	8.79	8.72	8.48	9.85
	(kg/hr kW)	10.00	10.74	11.11	11.78	11.69	11.37	13.20
Specific Steam Consumption	(kg/hr hp)	22.91	21.14	22.87	22.15	21.18	22.25	20.74
	(kg/hr kW)	30.71	28.34	30.66	29.69	28.39	29.83	27.80
Electrical Power Output (kW)	0.68	1.01	1.40	1.95	2.01	2.02	2.92	
Furnace Efficiency (%)	57.80	48.60	53.20	48.82	47.38	51.02	40.74	
Overall Engine Efficiency (%)	2.65	2.47	2.38	2.24	2.26	2.33	2.00	
Overall Electrical Efficiency (%)	0.72	0.76	1.24	1.29	1.33	1.34	1.15	
Steam to Fuel Ratio	3.07	2.64	2.76	2.52	2.43	2.62	2.11	
Remarks	C	C	N-C	N-C	N-C	N-C	N-C	

Note : C = Condensing Test
 N-C = Non-Condensing Test

Table 2. Summary of Parameters of All Tests For Rice Husk Furnace

Parameter	Test No.	1	2	3	4	5
		Boiler Pressure (psig)	108	122	111	112
Boiler Steam Temperature (deg. C)		166	170	170	170	170
Feed Water Temperature (deg. C)		30.0	30.0	30.0	30.0	30.0
Inlet Air Temperature (deg.C)		34.0	35.0	35.0	34.0	34.0
Flue Gas Temperature (deg. C)		360	400	400	400	450
Steam Production Rate (kg/hr)		98	112	111	123	123
Fuel Consumption Rate (kg/hr)		49	59.4	65	61	63
Steam Engine Manifold Pressure (psig)		74	85.25	94	95	100
Engine Inlet Steam Temperature (deg. C)		158	165	165	165	165
Engine Outlet Steam Pressure (psig)		0	0	0	0	0
Engine Outlet Steam Temperature(deg. C)		105	105	105	105	105
Engine Speed (rpm)		306	318	297.4	313	308
Engine Shaft Power (hp)		4.52	5.41	5.58	5.93	6.15
Specific Fuel Consumption (kg/hr hp)		10.84	10.98	11.65	10.30	10.25
(kg/hr kW)		14.5	14.70	15.625	13.77	13.7
Specific Steam Consumption (kg/hr hp)		21.68	20.70	19.89	20.74	20.00
(kg/hr kW)		29.06	27.72	26.68	27.77	26.74
Electrical Power Output (kW)		1.725	2.28	2.30	2.45	2.5
Furnace Efficiency (%)		39.23	37.50	33.51	39.58	38.38
Overall Engine Efficiency (%)		1.84	1.82	1.71	1.94	1.95
Overall Electrical Efficiency (%)		0.94	1.03	0.95	1.07	1.06
Steam to Fuel Ratio		2.0	1.87	1.71	2.02	1.95

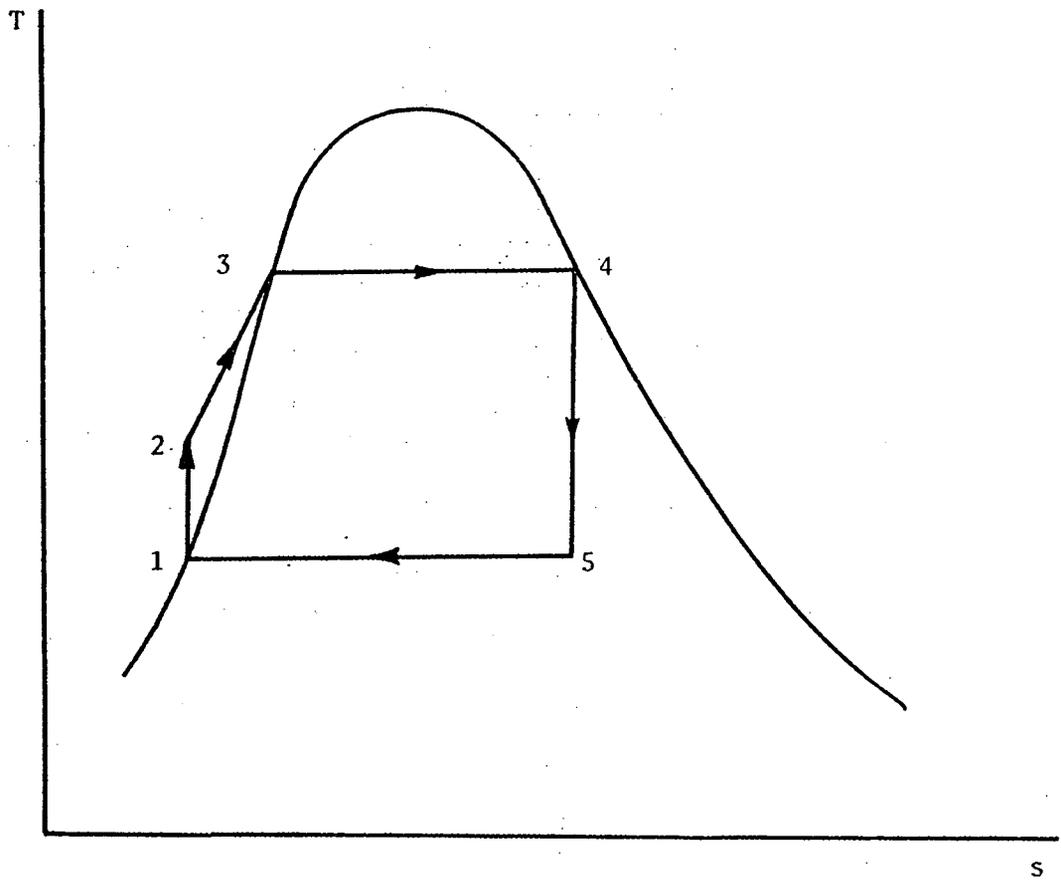


Fig. 8 T-s diagram for processes in the steam engine

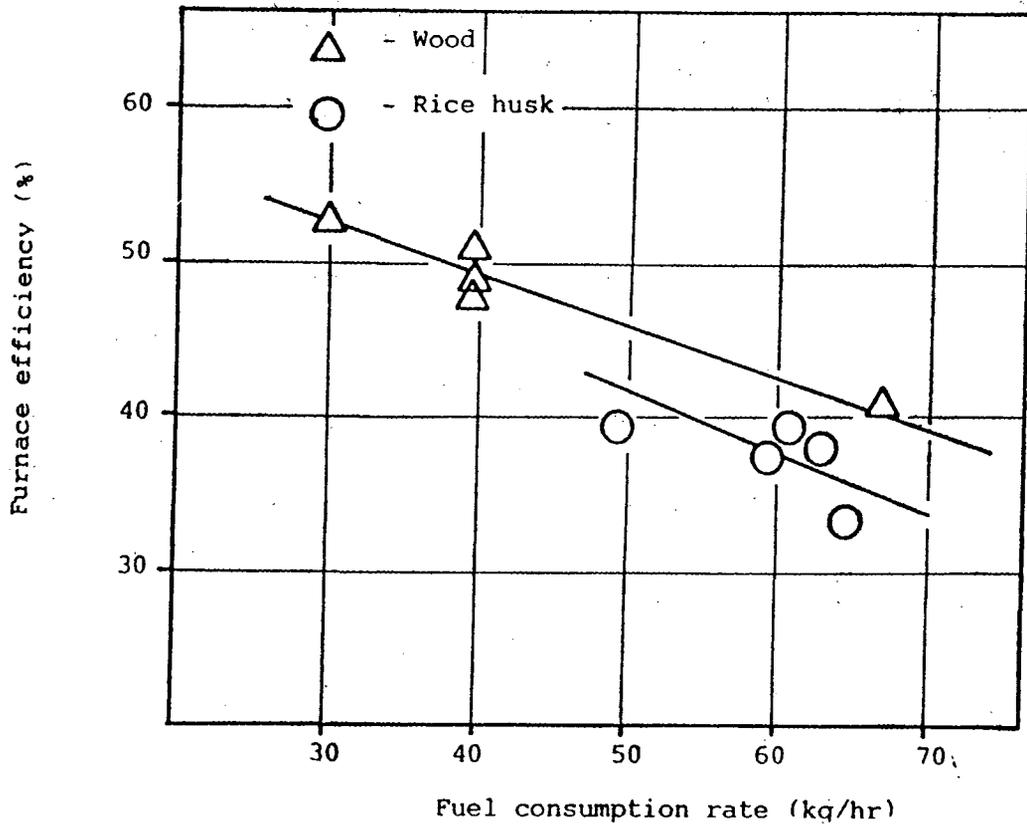


Fig. 9 Furnace efficiency (η_f) as a function of fuel consumption rate (\dot{m}_f)

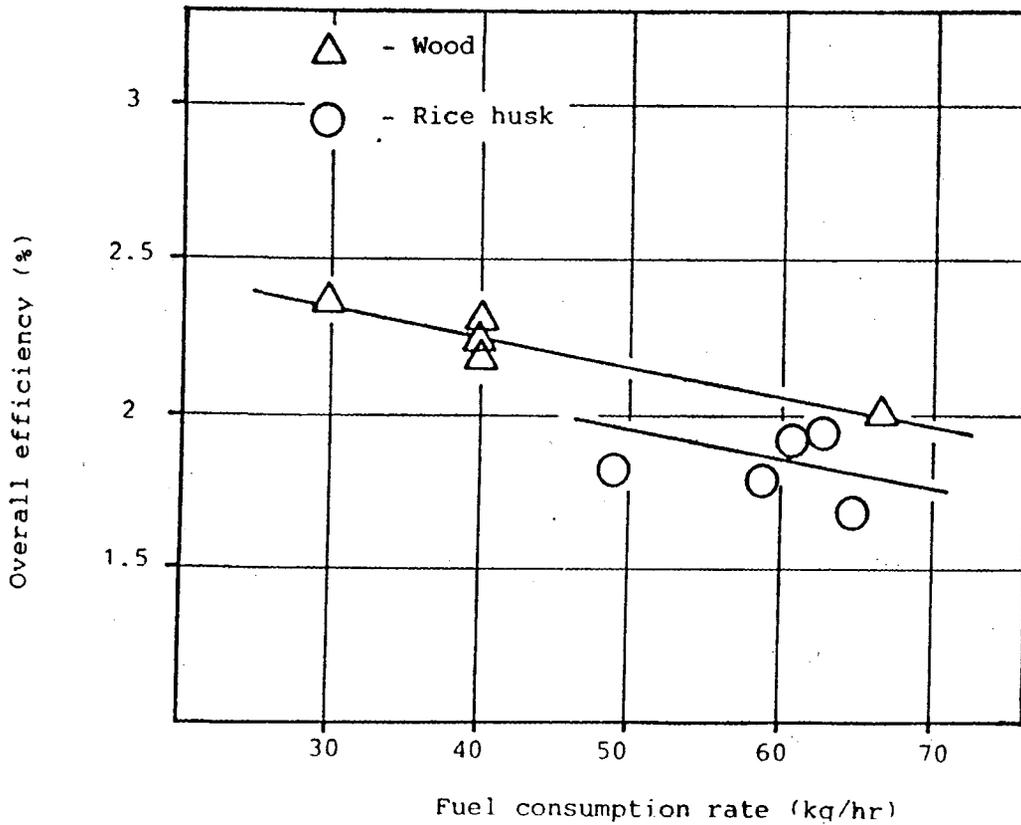


Fig. 10 Overall engine efficiency (η_o) as a function of fuel consumption rate (\dot{m}_f)

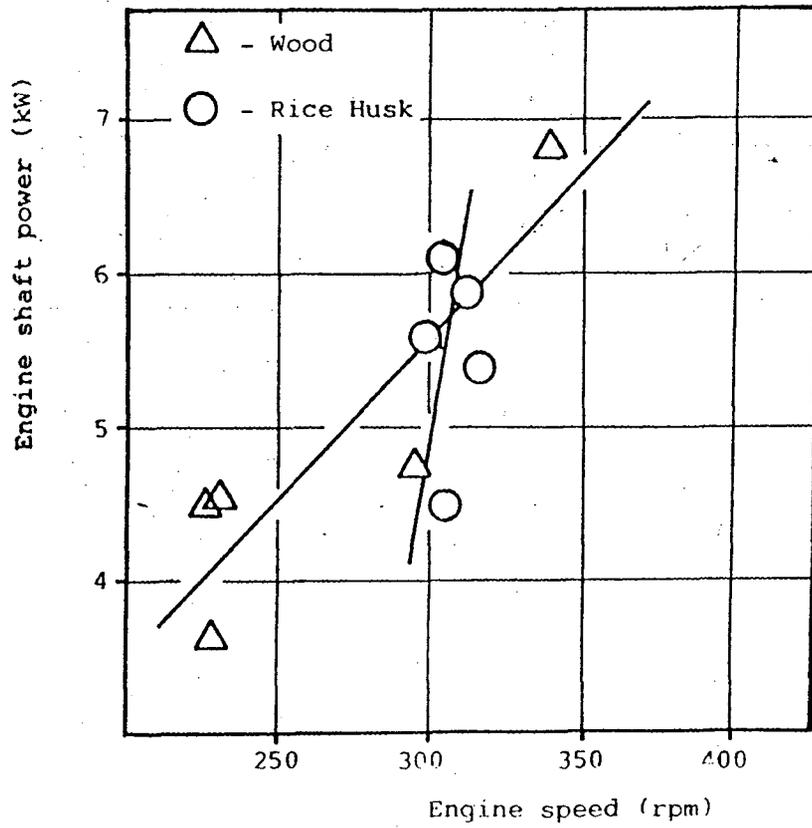


Fig. 11 Engine shaft power (BHP) as a function of engine speed (rpm).