การให้ขนาดของท่อลมสำหรับเครื่องทำอากาศร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

สมนึก ธีระกุลพิศุทธ์*

B.E.(UNSW), M.Eng.Sc. (Melbourne)

1. บทนำ

ความแตกต่างที่สำคัญระหว่างเครื่องทำความอากาศร้อน และเครื่องทำน้ำร้อนโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์นั้น แตกต่างกันที่สัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนจากแผงความร้อนสู่อากาศที่มีค่าต่ำกว่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนจากแผงความร้อนสู่น้ำ ความจริงอันนี้เองที่เป็นเหตุให้มีความจำเป็นที่จะต้องให้ผิวสัมผัสระหว่างอากาศ และแผงความร้อนมีมากที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ การไหลของอากาศก็จำเป็นต้องเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent) ด้วยเหตุผลอันเดียวกัน รูปร่างหน้าตัดของท่อลมนั้นขึ้นอยู่กับผู้ออกแบบจะเลือกใช้ แต่ถ้าพิจารณาถึงความง่ายในการผลิตและราคาแล้ว ปกติจะนิยมใช้หน้าตัดรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า การให้ขนาดของท่อลมสำหรับเครื่องทำอากาศร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ดูเผิน ๆ แล้วออกจะง่ายอยู่มาก ๆ ผู้ออกแบบจะประสบกับปัญหาที่แท้จริงก็ต่อเมื่อได้เริ่มทำการออกแบบแล้วเท่านั้น บทความนี้มีจุดมุ่งหมายที่จะนำเสนอแนวทางในการออกแบบท่อลมในเครื่องทำอากาศร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ บนพื้นฐานทางวิศวกรรมศาสตร์ และเศรษฐศาสตร์

2. ข้อมูลพื้นฐานสำหรับการออกแบบ

อันดับแรกสุด ผู้ออกแบบจำเป็นจะต้องทราบข้อมูลเกี่ยวกับปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์ในบริเวณที่ต้องการจะใช้เครื่อง เนื่องจากว่าพลังงานแสงอาทิตย์นั้นเปลี่ยนแปลงตลอดทั้งปี โดยทั่วไปแล้วผู้ออกแบบต้องเลือกใช้ข้อมูลของปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์ เผื่อไว้สำหรับการเปลี่ยนแปลงนี้ด้วย ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะงานที่จะใช้ ตลอดจนความจำเป็นอย่างอื่น เช่น แหล่งเก็บพลังงานความร้อน (Thermal Storage) ที่อาจจะต้องมี นอกจากนี้แล้วรายละเอียดของการออกแบบควรจะต้องมีอย่างเพียงพอที่จะครอบคลุมถึงข้อมูลต่อไปนี้ด้วย

---

* อาจารย์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น

1. ภาระความร้อนที่ต้องการ
2. อัตราการไหลเชิงมวล หรือการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิอากาศที่ต้องการ
3. ความยาวมากที่สุดของท่อลมที่ยอมให้
4. ข้อจำกัดทางด้านขนาดของพื้นที่ที่มีอยู่
5. ขนาดของพัดลมดูดอากาศที่มีอยู่ หรือที่ต้องการเลือกใช้
6. ความจำเป็นที่จะต้องติดตั้งเครื่องทำอากาศร้อนกับหลังคาหรือโครงสร้างที่มีอยู่
7. ราคาของเครื่องทำอากาศร้อน

3. สมการของการถ่ายเทความร้อน

โดยทั่วไปการถ่ายเทความร้อนโดยอาศัยการพาแบบบังคับ (Forced Convection) ใน fully developed turbulent flow สามารถแทนได้โดยความสัมพันธ์ในรูปของ

$$Nu = CRe^{m} Pr^{n} \quad \text{.....(1)}$$

ซึ่งค่าคงที่ C, m, และ n, จะต้องหามาจากการทดลอง อย่างไรก็ดี สำหรับท่อที่มีหน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยมผืนผ้า โดยมีด้านหนึ่งถูกทำให้ร้อน Charters (1) ได้แนะนำให้ใช้ความสัมพันธ์

$$Nu = 0.0182 \; Re^{0.8} \; Pr^{0.4} \quad \text{.....(2)}$$

และอีกความสัมพันธ์หนึ่งที่ Kreith et al (2) ได้แนะนำให้ใช้

$$Nu = 0.0196 \; Re^{0.8} \; Pr^{1/3} \quad \text{.....(3)}$$

สมการ (2) และ (3) ต่างกันที่ค่าคงที่ C และ n ในแง่ของการใช้สมการทั้งสองนี้กับเครื่องทำอากาศร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ ซึ่งค่าของ Prandtl number ของอากาศ ($\simeq 0.7$) ในช่วงอุณหภูมิที่เราสนใจ ไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก เราสามารถแสดงให้เห็นได้ว่าสมการ (2) ให้ค่าของ Nusselt number มากกว่าสมการ (3) ประมาณ 5 เปอร์เซนต์

4. สมการของความดันลด

ความดันลด (Pressure drop) สามารถหาได้จาก D' Arcy formula (3) ดังนี้

$$\Delta P = \frac{4fLV^2}{2gD_e} \qquad .....(4)$$

โดยที่ f คือ friction factor ซึ่งสามารถหาได้จากความสัมพันธ์

$$f = \frac{0.079}{Re^{0.25}} \quad \text{สำหรับ } re_{crit} < Re < 50,000 \qquad .....(5)$$

หรือหาได้จากความสัมพันธ์ ซึ่ง Nile et al (4) แนะให้ใช้

$$f = \frac{0.262}{Re^{0.2}} \qquad .....(6)$$

เนื่องจากสมการ (6) ให้ค่า f มากกว่าสมการ (5) ซึ่งจะทำให้ ΔP มีค่ามากกว่าด้วย ดังนั้นการเลือกใช้ระหว่างสองสมการนี้ก็ขึ้นอยู่กับว่า ผู้ออกแบบต้องการจะออกแบบเผื่อไว้หรือไม่

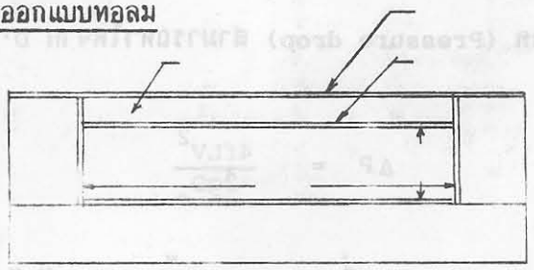
ในบางครั้งผู้ออกแบบอาจจะสนใจอยากจะทราบค่าของกำลังงานที่ใช้ในการดูดอากาศ (Pumping power) มากกว่าความดันลด ซึ่งทั้งสองก็มีความพันธ์กันดังนี้

$$P = \dot{m}g \Delta P \qquad .....(7)$$

ในทางปฏิบัติค่าของ ΔP จะมีค่าน้อยมาก แต่จะน้อยมาก แต่จะต้องไม่ลืมว่า ค่า ΔP ในสมการ (7) นี้เป็นค่าสำหรับท่อตรง เมื่อคำนึงถึงความดันลดในส่วนอื่น ๆ ของระบบด้วยแล้ว ค่าของความดันลดจะเป็นตัวแปรที่สำคัญตัวหนึ่งในการตัดสินใจเลือกขนาดของท่อ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีของเครื่องทำความร้อนแบบพลังงานแสงอาทิตย์ ซึ่งเป็นกรณีของการใช้พลังงานเกรดสูง (อาจจะเป็นไฟฟ้า) เพื่อเก็บพลังงานเกรดต่ำ ในการออกแบบเราจึงจำเป็นต้องคำนึง

ถึงเกรดของพลังงานด้วย

5. ความสัมพันธ์สำหรับการออกแบบท่อลม



รูปที่ 1 เครื่องทำอากาศร้อนแบบ Stagnant air gap

ความยาวของท่อลม = L

พื้นที่หน้าตัดของท่อลม (A) = ab

$$D_e = \frac{2ab}{a+b}, \quad \alpha = \frac{b}{a}$$

สมมุติว่าเราต้องการเลือกใช้สมการ (2) เป็นสมการของการถ่ายเทความร้อน ซึ่งมีการไหลแบบปั่นป่วน สมการ (2) สามารถเขียนได้ในอีกรูปหนึ่ง ดังนี้

$$Nu = \frac{h D_e}{k} = 0.0182 \; Re^{0.8} \; Pr^{0.4}$$

คูณด้วย $A_c \quad \Delta t_{pb}$ จะได้

$$(h A_c \Delta t_{pb}) \frac{D_e}{k} = 0.0182 \; A_c \; \Delta t_{pb} \; Re^{0.8} \; Pr^{0.4} \quad .....(8)$$

เนื่องจาก $h A_c \Delta t_{pb} = \dot{Q}$, $D_e = \frac{2ab}{a+b}$, $A_c = bL$, $\alpha = \frac{b}{a}$

เราสามารถจัดรูปสมการ (8) ใหม่ได้เป็น

$$\frac{\dot{Q}}{L} = (0.0091k \quad \Delta t_{pb} \quad Pr^{0.4} \quad) (1 + \alpha) Re^{0.8} \quad .....(9)$$

จากผลการทดลองของ Tan (5) ค่าของ Δt_{pb} ซึ่งก็คือ $T_p - T_b$ เปลี่ยนแปลงไม่มากนัก เมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของ Re ตัวอย่างเช่น Δt_{pb} จะเปลี่ยนไปประมาณ 20 % ในขณะที่ Re เปลี่ยนไปถึง 500 % ดังนั้นเราพอประมาณได้ว่า Δt_{pb} นั้นคงที่ สำหรับ Pr ของอากาศก็เปลี่ยนแปลงน้อยมาก ฉะนั้นเราจึงสามารถเขียนสมการ (9) ใหม่ได้เป็น

$$\frac{\dot{Q}}{L} = K_1 (1 + \alpha) Re^{0.8} \quad .....(10)$$

โดยที่ K_1 คือค่าคงที่สำหรับเครื่องทำอากาศร้อนเฉพาะเครื่องที่เรากำลังออกแบบ การหาค่า K_1 จำเป็นจะต้องทราบค่า Δt_{pb} ค่าประมาณของ Δt_{pb} สำหรับการออกแบบเบื้องต้นอยู่ในช่วงของ 15°C - 20°C (5) และ (6)

ความสัมพันธ์สำหรับใช้หากำลังในการดูดอากาศ สามารถหาได้โดยการแทนค่า friction factor ลงในสมการ (4) ในที่นี้สมมุติว่าเราเลือกใช้สมการ (6) สำหรับหา friction facor โดยการรวมสมการ (4), (6) และ (7) จะได้ว่า

$$\frac{\dot{m}g\Delta P}{L} = \left(\frac{0.262\mu^3}{8\rho^2}\right)\left[\frac{1+\alpha}{\alpha b^2}\right]^4 Re^{2.8}$$

หรือ $$\frac{\dot{m}g\Delta P}{L} = K_2\left[\frac{1+\alpha}{\alpha b^2}\right]^4 Re^{2.8} \quad .....(11)$$

โดยที่ $$K_2 = 0.262\mu^3/8\rho^2$$

จากการพิจารณาสมการ (10) และ (11) จะเห็นได้ว่าทั้งกำลังที่ใช้ในการดูดอากาศ ($\dot{m}g \Delta P$) และพลังงานที่ได้ ($\dot{Q}$) ต่างก็เพิ่มขึ้นเมื่อ Re เพิ่มขึ้น ปกติแล้วเราต้อง

การ Re สูง ๆ เพื่อให้ได้ $\dot{Q}$ มากขึ้น แต่ก็ถูกจำกัดโดยการเพิ่มขึ้นของพลังงานที่ใช้ในการดูดอากาศ ดังนั้นการออกแบบเพื่อประโยชน์สูงสุด (Optimization) ในแง่ของวิศวกรรมศาสตร์จึงเป็นไปไม่ได้ อย่างไรก็ดีควรสังเกตุว่า ความสำคัญของพจน์ Re ในทั้งสองสมการมีความแตกต่างกันมากทีเดียว เนื่องจากเลขยกกำลังต่างกัน

ในทางปฏิบัติข้อจำกัดทางด้านรายละเอียดของการออกแบบ มักจะเป็นตัวสำคัญในการเลือกใช้ขนาดของท่อลม ยกตัวอย่างเช่น ความจำกัดของขนาดของพัดลม หรือขนาดมาตรฐานของวัสดุที่มีขายตามท้องตลาด

ความจริงสมการ (10) เป็นสมการที่ใช้เพื่อหาขนาดของท่อลมได้แล้ว แต่สมการนี้สามารถพัฒนาไปอยู่ในรูปที่เป็นประโยชน์กว่านี้ได้ ถ้าหากเราทราบข้อมูลต่อไปนี้

1. ภาระความร้อน ($\dot{Q}$) ที่ต้องการ

2. ความยาวของท่อลม (L) ซึ่งอาจจะถูกกำหนดโดยพื้นที่ที่มี ถ้าหากเรากำหนดขนาดของความกว้าง (b) ของท่อลมขึ้นมา ซึ่งอาจจะเป็นเพราะขนาดมาตรฐานของวัสดุที่ต้องการใช้

จากสมการที่ (10) เราสามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$(1 + \alpha)\, Re^{0.8} = \frac{\dot{Q}}{LK_1} \qquad .....(12)$$

ดังนั้น

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{LK_1 Re^{0.8}} - 1 \qquad .....(13)$$

จากความสัมพันธ์นี้ เราสามารถเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง α และ Re ได้ แต่สมการ (13) ยังสามารถทำให้อยู่ในรูปที่เป็นประโยชน์มากกว่านี้ได้

เนื่องจากค่าอัตราการไหลเชิงมวล ($\dot{m}$) สามารถแสดงได้ในรูป

$$\dot{m} = \mu\, Re\, \left(\frac{a + b}{2}\right) \qquad .....(14)$$

และค่าของ $\dot{m}$ นี้ถูกกำหนดโดยภาระความร้อน $\dot{Q}$ และการเพิ่มของอุณหภูมิของอากาศ (Δt_{oi}) ดังนี้

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_p \Delta t_{oi}} \qquad .....(15)$$

สมการ (14) สามารถจัดใหม่ได้เป็น

$$\frac{2\dot{m}\alpha}{\mu b(1+\alpha)} = Re$$

ยกกำลังทั้งสองข้าง

$$\left[\frac{2\dot{m}\alpha}{\mu b(1+\alpha)}\right]^{0.8} = Re^{0.8} \qquad .....(16)$$

รวมสมการ (12) และ (16) จะได้

$$\left[\frac{2\dot{m}\alpha}{\mu b(1+\alpha)}\right]^{0.8} = \frac{\dot{Q}}{LK_1(1+\alpha)} \qquad .....(17)$$

จัดใหม่เป็น $\alpha^{0.8}\ (1+\alpha)^{0.2} = \frac{\dot{Q}}{LK_1}\left(\frac{\mu b}{2\dot{m}}\right)^{0.8}$ .....(18)

6. การเลือกขนาดของท่อลม

6.1 เมื่อพิจารณาในแง่ของพลังงานความร้อน

จากสมการ (18) สำหรับค่า $\dot{Q}$ และ L ที่คงที่ เราสามารถหาค่าของ α ได้โดยการเลือกค่า b และ $\dot{m}$ เมื่อทราบค่า ก็สามารถหาค่า a ได้ เนื่องจาก $\alpha = \frac{b}{a}$ ให้สังเกตุว่าในกรณีนี้ ค่าอุณหภูมิของอากาศที่เพิ่มขึ้น (Δt_{oi}) จะแปรตามค่า $\dot{m}$

ในทำนองเดียวกันสำหรับค่า $\dot{Q}$ และ L คงที่ เราสามารถหาค่าของ α ได้โดยการเลือกค่า b และ Δt_{oi} ในกรณีนี้ค่า $\dot{m}$ จะเปลี่ยนตามค่า Δt_{oi} ที่เราเลือกโดยปกติแล้วเราจะเลือกค่า b และ L โดยพิจารณาถึงจำนวนพื้นที่ทั้งหมด เพื่อให้ได้ $\dot{Q}$ ที่ต้องการโดยพิจารณาถึงการสูญเสียความร้อนด้วย ส่วนค่า Δt_{oi} นั้นอาจถูกกำหนดโดยอุณหภูมิขาออก ยกตัวอย่างเช่น ในกรณีของการใช้เครื่องทำอากาศร้อนเพื่ออบผลิตผลทางการเกษตร เรามักจะต้องเลือกอุณหภูมิขาออกให้เป็นไปตามค่าที่กำหนดสำหรับผลิตผลนั้น ๆ

6.2 เมื่อพิจารณาในแง่เศรษฐศาสตร์

สำหรับผนังด้านข้างและด้านล่างของท่อลม โดยทั่วไปจะเลือกใช้วัสดุที่ราคาถูก เบา สามารถนำมาสร้างได้ง่าย และจะต้องมีคุณสมบัติเป็นฉนวนความร้อนที่ดีอีกด้วย ในทางปฏิบัติวัสดุที่ใช้มักจะเป็นไม้ หรือพลาสติก นอกจากนี้ยังมีความจำเป็นที่จะต้องใช้วัสดุฉนวนที่ผนังด้านข้างและด้านล่างอีกด้วย สำหรับแผ่นดูดความร้อน ซึ่งเป็นส่วนหนึ่งของท่อลม (ดูรูปที่ 1) จำเป็นต้องใช้โลหะเมื่อพิจารณาถึงความแข็งแรง ความทนทาน น้ำหนัก และคุณสมบัติทางการนำความร้อน นอกจากนี้ยังมีความจำเป็นที่จะต้องมีแผ่นปิด เพื่อลดการสูญเสียความร้อนโดยการพา ในทางปฏิบัติเรามักเลือกใช้กระจก หรือพลาสติกใส

หากเราพิจารณาเฉพาะท่อลมเพียงท่อเดียว โดยสมมติให้

1. ราคาของแผ่นปิด = x บาท/ม^2
2. ราคาของแผ่นดูดความร้อน = y บาท/ม^2
3. ราคาของผนังด้านข้างและล่าง (รวมฉนวนความร้อน)
   = z บาท/ม^2

ดังนั้นราคาของท่อลม (C) คือ

$$C = bLx + bLy + (2a + b) Lz \qquad \text{.....(19)}$$

ถ้าเราสมมติว่าเราทราบพื้นที่หน้าตัดของท่อ (A = ab) จากค่าที่ยอมให้ของ m และความเร็วลม (v) ในท่อ (ขึ้นอยู่กับขนาดของพัดลมดูดอากาศ) จะได้ว่า

$$C = bL (x + y + z) + 2\left(\frac{A}{b}\right) Lz \qquad \text{.....(20)}$$

ดิฟเฟอเรนชิเอต เพื่อหาค่า C ต่ำสุดโดยให้ x, y, z, และ A เป็นค่าคงที่

$$\frac{dC}{db} = 0 \quad \text{จะได้} \quad x + y + z = \frac{2Az}{b^2}$$

ฉะนั้น

$$\alpha = \frac{2z}{x+y+z} \qquad \text{.....(21)}$$

ในความเป็นจริงค่าของ x และ y จะมีค่ามากกว่า z มาก ดังนั้นเมื่อเราพิจารณาสมการที่ (21) เราจะพบว่าค่าของ α จะเป็นเลขเศษส่วน ในทางปฏิบัติเราต้องการให้ α มีค่ามากเพื่อให้ได้ Q มาก ค่าของ α ในเครื่องทำอากาศร้อนที่มีขายตามท้องตลาด (ต่างประเทศ) มักจะมีค่า α มากกว่า 20 ดังนั้นในการเลือกขนาดของท่อลม เราจะพิจารณาเฉพาะราคาของท่อลมเพียงอย่างเดียวไม่ได้ โดยทั่วไปผู้ออกแบบยังจำเป็นต้องคำนึงถึงองค์ประกอบอย่างอื่นด้วย เช่น ค่าใช้จ่ายในการใช้เครื่อง (operating cost) ค่าซ่อมแซมที่อาจจะมี ตลอดจนอายุการใช้งาน วิธีการวิเคราะห์ที่นิยมใช้ในการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์วิศวกรรม ก็คือวิธี life-cycle costing อย่างไรก็ดีความถูกต้องแน่นอนของวิธีการวิเคราะห์นี้ยังขึ้นอยู่กับความถูกต้องของการประมาณราคา หรือค่าใช้จ่ายขององค์ประกอบที่กล่าวมาแล้ว

7. สรุป

กล่าวโดยสรุปแล้วไม่มีวิธีการง่าย ๆ แบบใดเลยที่สามารถนำมาใช้ออกแบบท่อลมในเครื่องทำอากาศร้อน พลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อให้ได้ประโยชน์สูงสุดได้ หากพิจารณาเฉพาะในแง่ของวิศวกรรมศาสตร์เพียงอย่างเดียว ดังนั้นจึงมีความจำเป็นที่ผู้ออกแบบต้องพิจารณาทางด้านเศรษฐศาสตร์ประกอบด้วย หากผู้ออกแบบมีรายละเอียดสำหรับการออกแบบเพียงพอย่อมเป็นไปได้ว่า ผู้ออกแบบสามารถออกแบบให้เหมาะสมได้ทั้งในแง่ของวิศวกรรมและเศรษฐศาสตร์

8. สัญลักษณ์ที่ใช้

A = พื้นที่หน้าตัดของท่อลม

A_c = พื้นที่ของแผงดูดความร้อน

a = ความสูงของหน้าตัดของท่อลม

b = ความยาวของหน้าตัดท่อลม

D = เส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิค

f = สัมประสิทธิ์ความเสียดทานต้านการไหล

g = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง

h = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพา

K = สัมประสิทธิ์การนำความร้อน

L = ความยาวของท่อลม

$\dot{m}$ = อัตราการไหลเชิงมวล

Nu = Nusselt number

P = กำลังที่ใช้ในการดูดอากาศ

Pr = Prandtl number

ΔP = ความดันลด

$\dot{Q}$ = ภาระความร้อน

T_b = อุณหภูมิของอากาศในท่อลม

T_p = อุณหภูมิของแผ่นดูดความร้อน

t_{oi} = ผลต่างระหว่างอุณหภูมิอากาศขาออกและขาเข้า

t_{pb} = ผลต่างระหว่างอุณหภูมิของแผ่นดูดความร้อนและอากาศ

V = ความเร็วในท่อลม

μ = ความหนืด

ρ = ความหนาแน่น

9. เอกสารอ้างอิง

1. Charters, W.W.S. 1971. Some aspects of flow duct design for solar air heater application, Solar Energy, 13, pp 283-288.

2. Kreith, F. and Kreider, J.F. 1980 Principles of Thermodynamics and heat transfer applied to solar energy. In: Solar Energy Handbook, ch. 4. Kreider, J.F and Kreith, F., edit, Mc Graw-Hill Book Company.

3. Massey, B.S. 1972 Mechanics of Fouids, Van Nostrand Company Ltd., Lanon.

4. Niles, P.W., Carnegie, E.J., Pohl, J.G., and Cherne, J.M. 1978 Design and performance of an air collector for industial crop dehydraion, Solar Energy, 20 pp 19-23.

5. Tan, H.M. 1968 Turbulent forced convective heat transfer inside an asymmetrically heated rectangular duct as for a conventional flat-plate solar air heater, M.Eng.Sc. Thesis, University of Melbourne

6. Lof, G.O.G. 1980 Air based Solar systems for space heating, Ch. 12, Kreider, J.F. and Kreith, F., edit, Mc Graw-Hill Book Company.

ด้วยอภินันทนาการจาก

บริษัท สิทธิพรเอสโซซิเอส จำกัด

ผู้จัดจำหน่ายเครื่องมือสอน วิเคราะห์วิจัย
ทางวิศวกรรมศาสตร์ และวิทยาศาสตร์

113/4 ซอยน้อมจิต ถนนนเรศ บางรัก กรุงเทพ 10500
โทร. 2336100-3