

## ผลการทดลอง

### ผลและการวิเคราะห์ข้อมูล

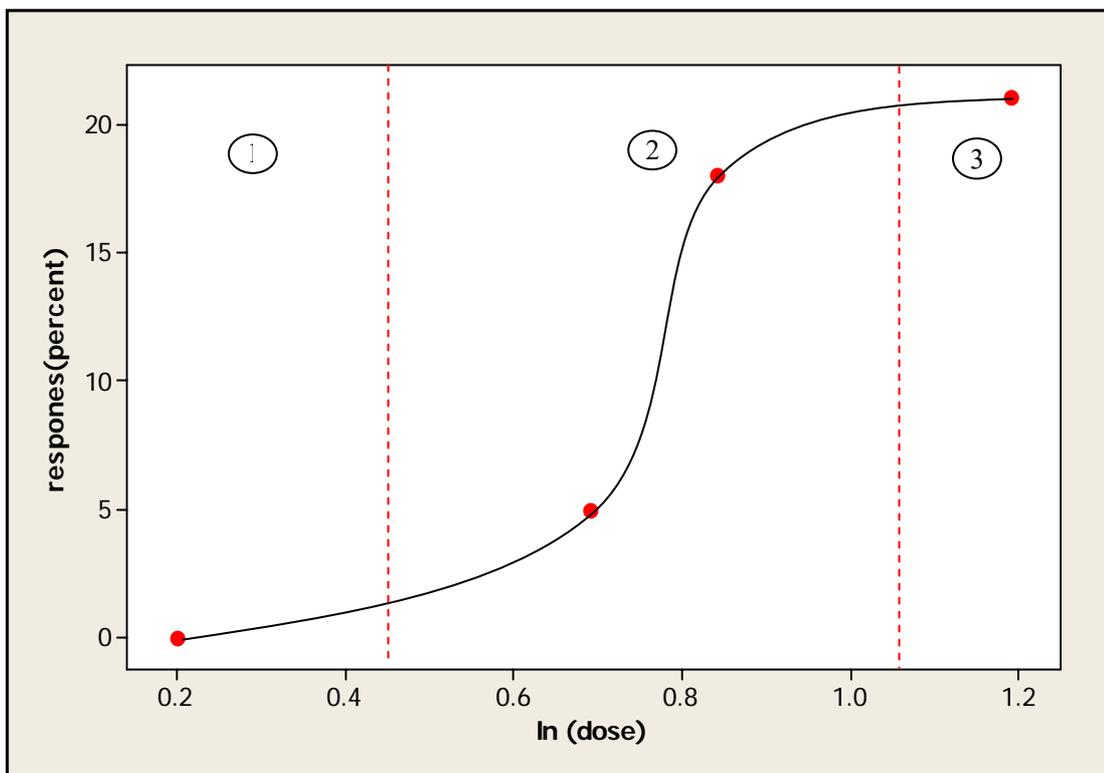
การหาค่าความเป็นพิษด้วยการคำนวณหาค่า Probability Unit ความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณฝุ่นขนาดเล็กกับการตอบสนอง สามารถนำมาคำนวณหาดัชนีการเกิดพิษได้ จากการรวบรวมข้อมูลผลการตรวจวัดมลพิษทางอากาศและผลการตรวจสุขภาพพนักงานประจำปีในช่วงเวลา 5 ปี ตั้งแต่ปี พ.ศ. 2545 – 2549 เพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณฝุ่นขนาดเล็ก และเปอร์เซ็นต์ความผิดปกติของสมรรถภาพปอด

#### ตารางที่ 7 ความเข้มข้นของฝุ่นขนาดเล็กและผลการตรวจวัดสมรรถภาพปอดประจำปี

ปี	ความเข้มข้นของฝุ่น mg/m <sup>3</sup> (dose)	จำนวน พนักงาน	สมรรถภาพ ปอดผิดปกติ	% ผิดปกติ	ln (dose)	Probit
2545	1.23	35	0	0.00	0.20	0.00
2546	2	40	2	5.00	0.69	3.36
2547	4.56	43	3	6.97	1.51	3.52
2548	2.33	50	9	18.00	0.84	4.08
2549	3.29	38	8	21.05	1.19	4.19

จากข้อมูลที่แสดงในตารางที่ 7 ความเข้มข้นของฝุ่นที่ได้รับ กับ เปอร์เซ็นต์ผิดปกติของสมรรถภาพปอด มีความสัมพันธ์กัน คือ ความเข้มข้นของฝุ่นที่ได้รับมากขึ้น ทำให้เปอร์เซ็นต์ผิดปกติเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ยกเว้นในปี พ.ศ. 2547 ปริมาณฝุ่น 4.56 mg/m<sup>3</sup> มีค่ามากกว่ามาตรฐาน ACGIH และมากที่สุดในรอบ 5 ปี แต่ มีเปอร์เซ็นต์ผิดปกติน้อย อาจเนื่องมาจากแรงดูดจับของระบบระบายอากาศมีค่าน้อยไม่เพียงพอต่อการกำจัดมลพิษออกจากพื้นที่การทำงาน ได้หมดและเป็นช่วงที่มีอัตราการผลิตสูง พื้นที่การทำงานกับแคบอากาศไหลเวียนไม่สะดวก จึงทำให้พนักงานในพื้นที่หายใจเอาสารพิษเข้าไปสะสมในร่างกาย แต่อาการผิดปกติไม่ได้แสดงผลอย่างเฉียบพลันจะค่อยๆ แสดงอาการผิดปกติออกมาในปี พ.ศ. 2548 โดยเปอร์เซ็นต์ผิดปกติจากการตรวจสมรรถภาพปอดเพิ่มขึ้นเป็น 3 เท่าของปี 2547 และเพิ่มขึ้นเป็นลำดับในปีต่อๆ มา

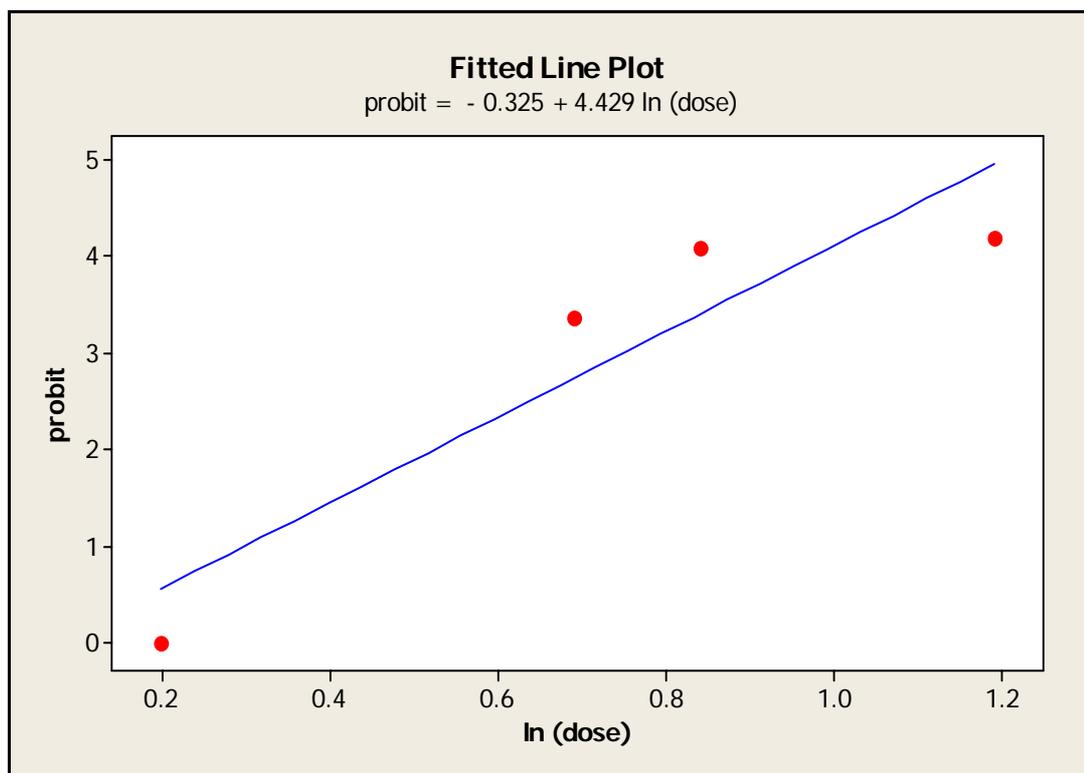
จากข้อมูลในตารางที่ 7 สามารถนำมาวิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่าง ความเข้มข้นของฝุ่นขนาดเล็กกับผลกระทบต่อสุขภาพของพนักงาน ได้ตามภาพที่ 22 และภาพที่ 23



**ภาพที่ 22** กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเปอร์เซ็นต์ความผิดปกติของสมรรถภาพปอด กับ  $\ln(\text{dose})$

จากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างเปอร์เซ็นต์ผิดปกติ กับ  $\ln(\text{dose})$  มีความสัมพันธ์เป็น S-curve ตามทฤษฎี ซึ่งจากข้อมูลได้ตัดของปี พ.ศ. 2547 ออกเนื่องจากเป็นจุดที่ออกนอก (Outlier) หรือข้อมูลที่มีค่าไม่ดี (Bad value) มักจะทำให้เกิดความผิดพลาดจากการตัดสินใจ ทำให้ระยะการตัดแกน Y ผิดพลาดไป และจากกราฟจะแบ่งช่วงของผลกระทบ จากการได้รับปริมาณฝุ่นขนาดเล็กจากพื้นที่การทำงานออกเป็น 3 ช่วง คือ

1. ช่วงที่ไม่มีผลกระทบ
2. ช่วงผลกระทบเพิ่มขึ้นตามความเข้มข้นของฝุ่น
3. ช่วงที่มีผลกระทบมาก



**ภาพที่ 23** กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Probit กับ ln (dose)

ค่า Probit ในแกน Y สามารถหาได้จากการอ่านในตารางที่ 8

คำนวณหาค่าความเป็นพิษจากความสัมพันธ์ระหว่าง Probit กับ ln (dose) เขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ตามภาพที่ 23

$$\text{จากสมการ } Y = \text{Probit} = k_1 + k_2 \ln V$$

จากการคำนวณได้สมการ Probit คือ

$$\text{Probit} = -0.325 + 4.429 \ln (\text{dose})$$

$$R^2 = 85.0 \%$$

$R^2$  = ประสิทธิภาพในการพยากรณ์ ยิ่งมีค่าสูงมากเท่าใดแสดงว่าตัวแปรอิสระใช้ในการพยากรณ์ตัวแปรตามได้มากเท่านั้น

จุดตัดแกน Y ( $k_1$ ) = -0.325

ค่าความชัน ( $k_2$ ) = 4.429 แสดงถึง การเปลี่ยนแปลงของค่า Probit เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงค่า  $\ln(\text{dose})$  ไป 1 หน่วย

**ตารางที่ 8** ตารางการแปลงค่า Probit กับร้อยละของคนที่ได้รับผลกระทบ

%	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	-	2.67	2.95	3.12	3.25	3.36	3.45	3.52	3.59	3.66
10	3.72	3.77	3.82	3.87	3.92	3.96	4.01	4.05	4.08	4.12
20	4.16	4.19	4.23	4.26	4.29	4.33	4.36	4.39	4.42	4.45
30	4.48	4.50	4.53	4.56	4.59	4.61	4.64	4.67	4.69	4.72
40	4.75	4.77	4.80	4.82	4.85	4.87	4.90	4.92	4.95	4.97
50	5.00	5.03	5.05	5.08	5.10	5.13	5.15	5.18	5.20	5.23
60	5.25	5.28	5.31	5.33	5.36	5.39	5.41	5.44	5.47	5.50
70	5.52	5.55	5.58	5.61	5.64	5.67	5.71	5.74	5.77	5.81
80	5.84	5.88	5.92	5.95	5.99	6.04	6.08	6.13	6.18	6.23
90	6.28	6.34	6.41	6.48	6.55	6.64	6.75	6.88	7.05	7.33
%	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
99	7.33	7.37	7.41	7.46	7.51	7.58	7.65	7.75	7.88	8.09

ที่มา: Louvar and Louvar (1998)

หาค่า  $ED_{50}$  (Effective Dose) ซึ่งได้จากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างเปอร์เซ็นต์ความผิดปกติกับ  $\ln(\text{dose})$  สามารถคำนวณความเข้มข้นของฝุ่นขนาดเล็กที่ทำให้เริ่มมีผลกระทบต่อผู้ปฏิบัติงาน ได้จากสมการ Probit ดังนี้

Probit ที่สัมพันธ์กับ 50% จากตารางที่ 8 = 5.0 แทนค่าในสมการได้ ดังนี้

$$\begin{aligned}
 \text{สมการ} & \quad \text{Probit} & = & \quad -0.325 + 4.429 \ln(\text{dose}) \\
 5 & & = & \quad -0.325 + 4.429 \ln(\text{dose}) \\
 \ln(\text{dose}) & & = & \quad (5 + 0.325) / 4.429 \\
 \ln(\text{dose}) & & = & \quad 1.202 \\
 \text{dose} & & = & \quad e^{1.202} \\
 & & = & \quad 3.327 \text{ mg/m}^3
 \end{aligned}$$

ความเข้มข้นของฝุ่นขนาดเล็กที่เริ่มส่งผลกระทบต่อสุขภาพอนามัยของพนักงานมีค่าเท่ากับ  $3.327 \text{ mg/m}^3$

หาค่า NOEC (no-observed-effects-concentration) เท่ากับ ความเข้มข้นสูงสุดที่ไม่ทำให้เกิดความเป็นพิษอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ

Probit ที่สัมพันธ์กับ 0% (ไม่มีการเจ็บป่วย) จากตารางที่ 8 = 2.0 แทนค่าในสมการได้ดังนี้

$$\begin{aligned}
 \text{สมการ} & \quad \text{Probit} & = & \quad -0.325 + 4.429 \ln(\text{dose}) \\
 2 & & = & \quad -0.325 + 4.429 \ln(\text{dose}) \\
 \ln(\text{dose}) & & = & \quad (2 + 0.325) / 4.429 \\
 \text{dose} & & = & \quad e^{0.525} \\
 & & = & \quad 1.69 \text{ mg/m}^3
 \end{aligned}$$

ความเข้มข้นของฝุ่นขนาดเล็กที่ไม่ส่งผลกระทบต่อสุขภาพของพนักงานอยู่ในระดับไม่เกิน  $1.69 \text{ mg/m}^3$

จากสมการ Probit นำมาใช้ในการทำนายประสิทธิภาพการทำงานของระบบระบายอากาศ ซึ่งมีความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณฝุ่นในอากาศ และ เปอร์เซ็นต์ความผิดปกติของสมรรถภาพปอด สามารถทำนายได้ว่า ถ้าไม่มีฝุ่นขนาดเล็กให้  $\ln(\text{dose}) = 0$  ค่า Probit เท่ากับ -0.325 เปิดในตารางที่ 8 พบว่าเปอร์เซ็นต์(%) ความเจ็บป่วยเป็น 0 นั่นคือ หากไม่มีฝุ่นขนาดเล็ก พนักงานก็จะ

ไม่มีการเจ็บป่วย และจากการคำนวณหาค่า NOEC (no observed effects concentration) ความเข้มข้นของฝุ่นขนาดเล็กไม่เกิน  $1.69 \text{ mg/m}^3$  จะไม่ส่งผลกระทบต่อสุขภาพของพนักงาน หากค่าของ Probit เพิ่มขึ้น แสดงว่าเปอร์เซ็นต์ความผิดปกติของสมรรถภาพปอดของพนักงานยิ่งมากขึ้น แสดงถึงประสิทธิภาพการทำงานของระบบระบายอากาศที่ลดลง ฝุ่นไม่ถูกกำจัดออกไปจากพื้นที่การทำงาน พนักงานต้องสัมผัสเป็นประจำทุกวันทางการหายใจไปสะสมในถุงลมปอด เป็นเวลานานทำให้ปอดระคายเคืองหรืออักเสบไม่สามารถทำงานได้ตามปกติ

### สำหรับการออกแบบ

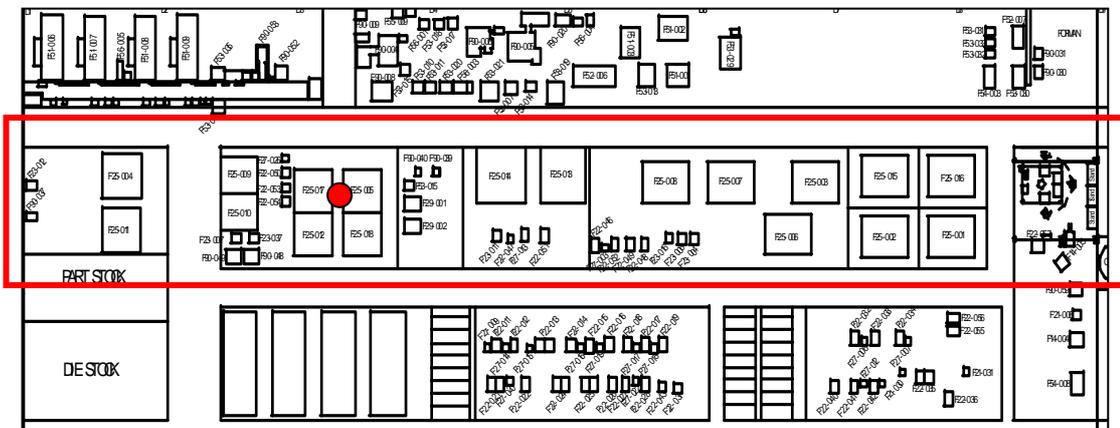
ผลการตรวจวัดปัจจัยต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของระบบระบายอากาศปัจจุบัน ตามตารางที่ 9 และจุดติดตั้งท่อดูดอากาศ สำหรับงานเชื่อมโลหะที่ใช้ในการวิจัยในภาพที่ 24 และภาพที่ 25

### ตารางที่ 9 แสดงค่าที่วัดได้และการคำนวณเพิ่มเติม จากระบบระบายอากาศปัจจุบัน

พารามิเตอร์	ค่าที่วัดได้	ค่าจากการคำนวณ
1. ความดันสถิต ( $SP_h$ )		0.216 in.wg
2. ความดันจลน์ ( $VP_d$ )	0.16 in.wg	
3. ความดันรวม (TP)		0.37 in.wg
4. อัตราการไหล (Q)	3,376 cfm.	
5. ความเร็วในท่อ ( $V_d$ )	1,389 fpm.	
6. เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ	1.766 ft	
7. ขนาดของหัวดูด (Hood)	9 ft X 11.66 ft	
8. ขนาดของกำลังขับของพัดลมที่ใช้ในการระบายอากาศ	5 HP	



ภาพที่ 24 แสดงจุดติดตั้งท่อดูดอากาศสำหรับงานเชื่อมที่ใช้ในการวิจัย



ภาพที่ 25 แผนผังแสดงจุดตรวจวัดปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อการออกแบบระบบระบายอากาศ

ขั้นตอนการคำนวณ การออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ทั้ง 3 แบบ มีดังต่อไปนี้

1. คำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ

จากสูตร  $Q = WL V(a)$  สำหรับ downdraft

$Q = V(10X^2 + A)$  สำหรับ free hanging open

$Q = 1.4PVH$  สำหรับ Canopy

$Q = 4005A\sqrt{VP_d}$  ใช้คำนวณเพื่อตรวจสอบการทำงานของระบบ  
ระบายอากาศ

2. คำนวณหาขนาดของท่อ

จากสูตร  $Q = VA$   
 $A = \frac{\pi D^2}{4}$

3. คำนวณการปรับขนาดของท่อที่มีจำหน่าย และคำนวณหาค่าความเร็วในท่อใหม่

จากสูตร  $Q = VA$

4. คำนวณการสูญเสียที่ทางเข้าหัวดูด (hood)

$V = 4005\sqrt{VP}$   
 $SP_h = h_{ed} + VP_d$

5. คำนวณการสูญเสียในท่อ

$H_f = \frac{a(V_d)^b}{Q^c}$

## 6. คำนวณหา fan static pressure

$$\text{จากสูตร FSP} = \text{SP}_{\text{outlet}} - \text{SP}_{\text{inlet}} - \text{VP}_{\text{inlet}}$$

$$\text{BHP} = \frac{\text{CFM} \times \text{TP}}{6356 \times 0.65}$$

แสดงตัวอย่างวิธีการคำนวณของระบบระบายอากาศปัจจุบัน และ แบบดูดด้านล่าง (down draft)

## ระบบระบายอากาศปัจจุบันเลือกใช้ที่ดูด (Hood) แบบ Canopy hood

## 1. คำนวณหาความเร็วดูดจับ (Capture velocity)

$$\text{จากสูตร Capture velocity} = Q / (1.4PH)$$

P = ความยาวเส้นขอบหัวดูด

H = ความสูงของหัวดูดเหนือแหล่งกำเนิดสารปนเปื้อน

V = ความเร็วจับหน้าหัวดูด

$$= 3,376 \text{ cfm} / (1.4)(41.32\text{ft.})(3.33\text{ft.})$$

$$= 17.52 \text{ fpm}$$

ค่าความเร็วดูดจับ ตามมาตรฐาน ACGIH สำหรับงานเชื่อมมีค่าเท่ากับ 150 fpm. จึงสามารถลดมลพิษบริเวณพื้นที่การทำงานได้ ระบบระบายอากาศจะทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ แต่จากการคำนวณค่าความเร็วดูดจับ มีค่าน้อยกว่ามาตรฐาน ถึง 8.56 เท่า

## 2. คำนวณหาความสูญเสียของ Hood

$$\text{แฟกเตอร์การสูญเสียที่ทางเข้าหัวดูด ทำมุม } 120^\circ ; F_h = 0.35$$

$$\begin{aligned}
 SP_h &= h_{ed} + VP_d \\
 &= 0.35VP_d + VP_d \\
 &= 0.35(0.16) + 0.16 \\
 &= 0.216 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

### 3. คำนวณหาความสูญเสียของท่อจากหัวดูดไปถึงปลายปล่อง

ความยาวของท่อจากหัวดูดไปถึงปลายท่อ  $L = 10 \text{ m.} = 33.33 \text{ ft.}$

แฟคเตอร์ความเสียดทาน ( $H_f$ ) ในที่นี้เลือกใช้ท่อที่ทำจากเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี

จากตาราง 6 จะได้  $a = 0.0307$   $b = 0.533$   $c = 0.612$

$$\begin{aligned}
 H_f &= \frac{a(V_d)^b}{Q^c} \\
 &= \frac{0.0307(1,389 \text{ fpm})^{0.533}}{(3,376 \text{ cfm})^{0.612}} \\
 &= 0.01
 \end{aligned}$$

การสูญเสียความดันของท่อตรงต่อความดันจลน์จากพัดลมไปยังปลายท่อ =  $LH_f$

$$LH_f = (33.33 \text{ ft})(0.01) = 0.33$$

$$\begin{aligned}
 \text{การสูญเสียความดันในท่อ} &= 0.33VP \\
 &= 0.33(0.16 \text{ in.wg}) = 0.053 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

### 4. คำนวณหาขนาดของพัดลม

$$\begin{aligned}
 FSP &= SP_{\text{outlet}} - SP_{\text{inlet}} - VP_{\text{inlet}} \\
 &= 0.053 \text{ in.wg} - (-0.216 \text{ in.wg}) - 0.16 \text{ in.wg} \\
 &= 0.109 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

$$BHP = \frac{CFM \times TP}{6356 \times 0.65}$$

$$\begin{aligned} BHP &= \frac{3908.88 \times 0.37}{6356 \times 0.65} \\ &= 0.35 \end{aligned}$$

ขนาดของพัดลมเท่ากับ 0.35 HP ซึ่งไม่เพียงพอต่อการระบายอากาศสำหรับงานเชื่อม

จากการใช้งานของระบบระบายอากาศปัจจุบัน นำมาคำนวณตามมาตรฐาน ACGIH โดยกำหนดให้

$$\text{Capture velocity} = 150 \text{ fpm.}$$

$$\text{Velocity duct} = 2,500 \text{ fpm.}$$

1. คำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ

$$\text{จากสูตร } Q = 1.4PVH$$

$$Q = 1.4 \times 41.32 \text{ ft.} \times 3.33 \text{ ft.} \times 150 \text{ fpm.}$$

$$= 28,895 \text{ cfm.}$$

2. คำนวณหาความสูญเสียของ Hood

$$\text{แฟกเตอร์การสูญเสียที่ทางเข้าหัวดูด ทำมุม } 120^\circ F_h = 0.35$$

คำนวณหาความดันจลน์ในท่อ ( $VP_d$ )

$$\text{จากสูตร } V = 4005\sqrt{VP}$$

$$VP = (V/4005)^2$$

$$VP = (2500/4005)^2$$

$$= 0.38 \text{ in.wg}$$

$$\begin{aligned}
 SP_h &= h_{cd} + VP_d \\
 &= (0.35 \times 0.38) + 0.38 \\
 &= 0.133 + 0.38 \\
 &= 0.513 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

### 3. คำนวณหาความสูญเสียของท่อจากหัวดูดไปถึงปลายปล่อง

จากตารางที่ 6 จะได้  $a = 0.0307$   $b = 0.533$   $c = 0.612$

$$\begin{aligned}
 H_f &= \frac{a(V_d)^b}{Q^c} \\
 &= \frac{0.0307(2,500\text{fpm})^{0.533}}{(28,895 \text{ cfm})^{0.612}} \\
 &= 0.0037
 \end{aligned}$$

$$LH_f = (33.33 \text{ ft})(0.0037) = 0.123$$

$$\begin{aligned}
 \text{ความสูญเสียแรงดันในท่อ} &= (0.123)VP_d = 0.123(0.38 \text{ in.wg}) \\
 &= 0.046 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

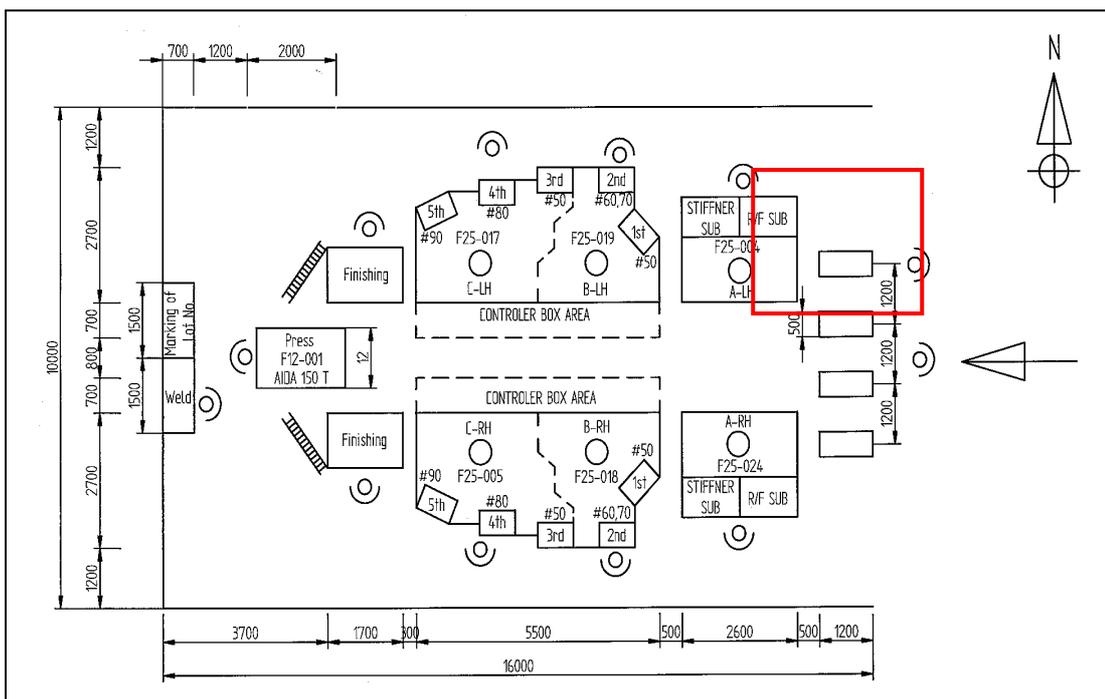
$$\text{สูญเสียความดันทั้งหมด} = 0.513 + 0.046 = 0.56 \text{ in.wg}$$

### 4. คำนวณหา Fan Static Pressure (FSP)

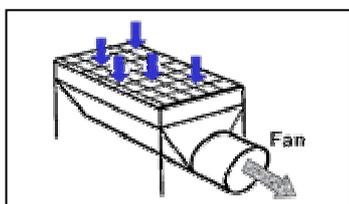
$$\begin{aligned}
 FSP &= SP_{\text{outlet}} - SP_{\text{inlet}} - VP_{\text{inlet}} \\
 &= 0.046 - (-0.513) - 0.38 \\
 &= 0.179 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 BHP &= \frac{CFM \times TP}{6356 \times 0.65} \\
 BHP &= \frac{28895 \times 0.89}{6356 \times 0.65} \\
 &= 6.22
 \end{aligned}$$

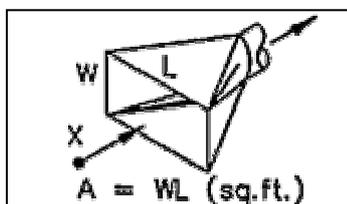
งานวิจัยนี้ขอเสนอแนะการออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ สำหรับงานเชื่อมแบบใหม่ ตามมาตรฐาน ACGIH ได้ 3 แบบ ในภาพที่ 27 ซึ่งได้จากการเลือกตัวอย่างนำมาคำนวณ 1 จุด โดยพิจารณาจากผลการตรวจวัดคุณภาพอากาศ บริเวณพื้นที่การผลิตในส่วนของงานเชื่อมจาก ทั้งหมด 20 เครื่อง พบว่าพื้นที่ 4WD มีค่าเกินมาตรฐาน ACGIH จึงนำมาเป็นกรณีตัวอย่างในการ ออกแบบระบายอากาศเฉพาะที่ ตามแผนผังในภาพที่ 26 และแสดงแผนภาพการออกแบบระบบ ระบายอากาศใหม่ในภาพที่ 28



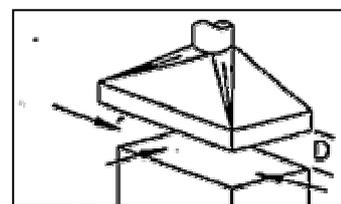
ภาพที่ 26 แผนผังแสดงจุดติดตั้งระบบระบายอากาศที่นำมาคำนวณใหม่



Downdraft  
แบบที่ 1



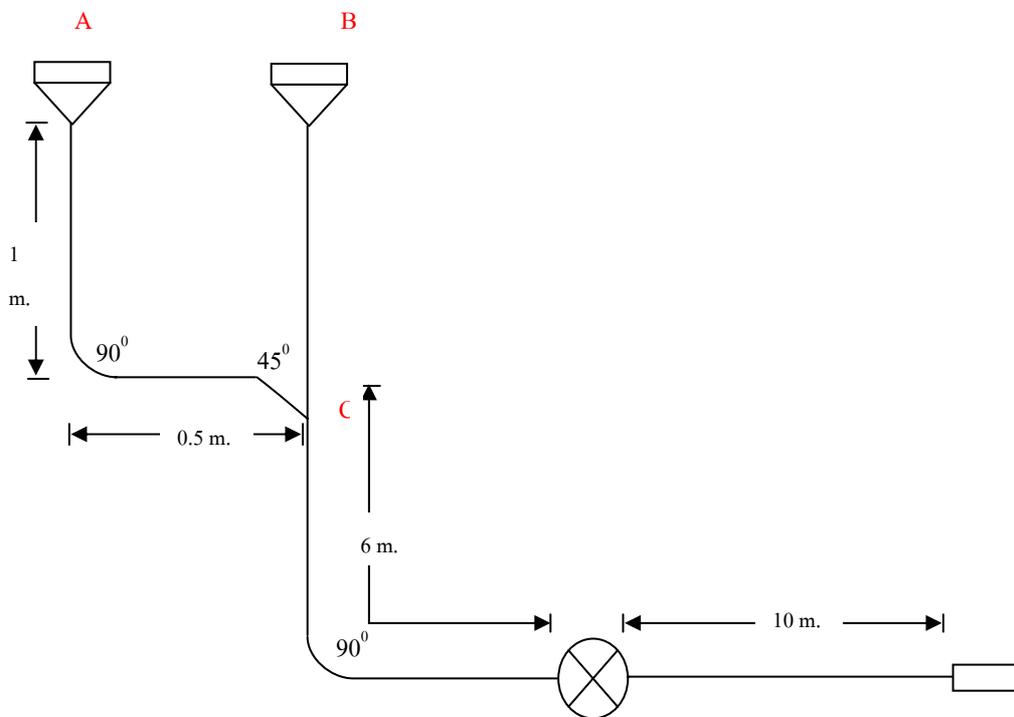
Free-Hanging Plain Openings  
แบบที่ 2



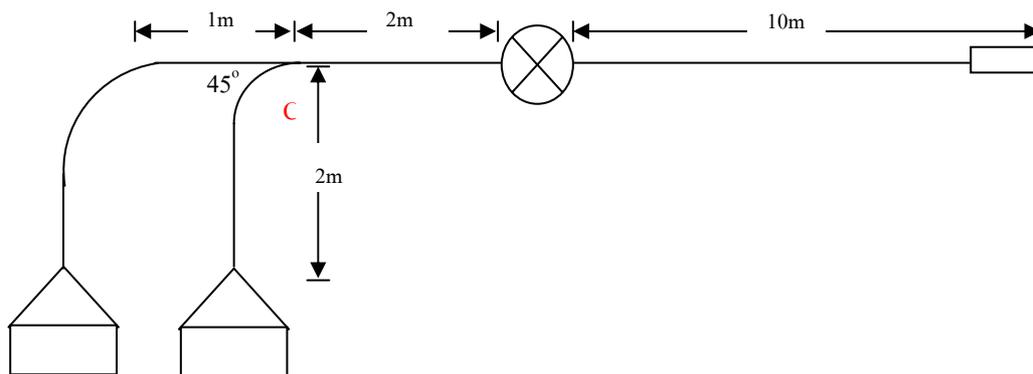
Canopy  
แบบที่ 3

ภาพที่ 27 แสดงแบบที่ดูดอากาศ (Hood)

แผนภาพแสดงการออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ใช้ในการคำนวณ แบบที่ 1 และ 2



แผนภาพแสดงการออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ใช้ในการคำนวณ แบบที่ 3



ภาพที่ 28 แสดงการออกแบบระบบระบายอากาศใหม่

แสดงรายละเอียดวิธีการคำนวณการออกแบบระบบระบายอากาศเฉพาะที่ โดยยกตัวอย่างการคำนวณตามแบบที่ 1

**แบบที่ 1** เลือกใช้ตู้ดูดอากาศเสียแบบดูดลงข้างล่าง (Down draft)

คำนวณตามมาตรฐาน ACGIH โดยกำหนดให้

Capture velocity = 150 fpm

Velocity duct = 2,500 fpm

ลักษณะของท่อจาก HOOD

A ไปยังจุด C ยาว 1.5 เมตร (5 ft) ซี่งอ 90° 1 อัน และท่อแยก 45° 1 อัน

B ไปยังจุด C ยาว 1 เมตร (3.3 ft)

C ไปยังพัดลม ยาว 6 เมตร (20 ft) ซี่งอ 90° 1 อัน

จากพัดลมไปยังปล่อง L ยาว 10 เมตร (33.3 ft) ไม่มีซี่งอ

1. คำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ

จากสูตร  $Q = WLVA$

โดย  $W = 1.5 \text{ ft}$

$L = 1 \text{ ft}$

$V = 150 \text{ fpm}$

$A = 1$

$Q = 1.5 \text{ ft} \times 1 \text{ ft} \times 150 \text{ fpm} \times 1.0$

$= 225 \text{ cfm}$

2. คำนวณหาขนาดท่อ

2.1 ขนาดท่อของหัวดูด A และ B

$$\text{โดย อัตราการไหลในท่อ} = 225 \text{ cfm}$$

$$\text{กำหนดให้ความเร็วในท่อ} = 2,500 \text{ fpm}$$

$$\begin{aligned} \text{จากสูตร} \quad Q &= VA \\ A &= 225 / 2500 \\ &= 0.09 \text{ ft}^2 \\ A &= \frac{\pi D^2}{4} \\ D &= 4.06 \text{ in} \end{aligned}$$

ขนาดท่อของหัวดูด A และ B เท่ากับ 4.06 นิ้ว

## 2.2 ขนาดของท่อร่วม C

$$\text{โดย อัตราการไหลในท่อ} = 225 + 225 = 450 \text{ cfm}$$

$$\text{กำหนดให้ความเร็วในท่อ} = 2,500 \text{ fpm}$$

$$\begin{aligned} \text{จากสูตร} \quad Q &= VA \\ A &= 450 / 2,500 \\ &= 0.18 \text{ ft}^2 \\ A &= \frac{\pi D^2}{4} \\ D &= 5.74 \text{ in} \end{aligned}$$

ขนาดท่อของท่อร่วม C เท่ากับ 5.74 นิ้ว

จากการคำนวณอัตราการไหลและขนาดท่อ โดยกำหนดให้ความเร็วในท่อเป็น 2,500 fpm. สรุปได้ตามตารางที่ 10 และตารางที่ 11

**ตารางที่ 10** คุณสมบัติของตู้ดูดอากาศที่ต้องการออกแบบ

หัวดูด	ขนาดท่อ (in.)	อัตราการ ไหล (cfm)	สัมประสิทธิ์การสูญเสียของ HOOD (หน้าตัดวงกลม 90°)	ความเร็วในท่อ (fpm)
A	4.06	225	0.15	2,500
B	4.06	225	0.15	2,500
ท่อร่วม C	5.74	450		2,500

**ตารางที่ 11** จำนวนความเร็วของลมในท่อที่มีจำหน่าย

ตู้	ขนาดท่อ (in.)	พื้นที่หน้าตัด ของท่อ (ft <sup>2</sup> )	ความเร็วในท่อ (fpm)	ปริมาณอากาศที่ต้องการ ดูดหรือผ่าน (cfm)
A	4 (0.33 ft.)	0.085	2,647	225
B	4 (0.33 ft.)	0.085	2,647	225
ท่อร่วม C	5 (0.42 ft.)	0.138	3,260	450

### 3. จำนวนการสูญเสียของ Hood A และ Hood B

แฟกเตอร์การสูญเสียที่ทางเข้าหัวดูด ทำมุม 90° ;  $F_h = 0.15$  ,  $V_d = 2647$  fpm

$$V = 4005\sqrt{VP}$$

$$\begin{aligned} VP &= (V / 4005)^2 \\ &= (2647 / 4005)^2 \\ &= 0.44 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} SP_h &= F_d VP_d + VP_d \\ &= (0.15)(0.44) + 0.44 \\ &= 0.51 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

## 4. คำนวณความสูญเสียจาก HOOD จุด A ไปยังจุด C

แฟกเตอร์ความเสียดทาน ( $H_f$ ) ในที่นี้เลือกใช้ท่อที่ทำจากเหล็กแผ่นเคลือบสังกะสี

จากตาราง 6 จะได้  $a = 0.0307$   $b = 0.533$   $c = 0.612$

$$\begin{aligned} H_f &= \frac{a(V_d)^b}{Q^c} \\ &= \frac{0.0307(2647\text{fpm})^{0.533}}{(225\text{cfm})^{0.612}} \\ &= 0.08 \\ LH_f &= (5\text{ft})(0.08) = 0.4 \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันของอากาศเมื่อไหลผ่าน

$$\text{ข้องอ } 90^\circ \text{ รัศมีวงเลี้ยว } R/D = 2 \text{ ใช้ข้องอแบบ 5 ซี่น} = 0.19$$

$$\text{ท่อแยก } 45^\circ = 0.28$$

$$\text{ความสูญเสียแรงดันในท่อ} = (0.4 + 0.19 + 0.28)VP_d = 0.87 (0.44 \text{ in.wg})$$

$$= 0.38 \text{ in.wg}$$

$$\text{รวมค่าความสูญเสียกับ HOOD A} = 0.51 + 0.38 = 0.89 \text{ in.wg}$$

## 5. คำนวณความสูญเสียจาก HOOD จุด B ไปยังจุด C

$$\begin{aligned} LH_f &= 3.33\text{ft}(0.08) = 0.266 \\ \text{ความสูญเสียแรงดันในท่อ} &= (0.266)VP_d = 0.266(0.44 \text{ in.wg}) \\ &= 0.12 \text{ in.wg} \\ \text{รวมค่าความสูญเสียกับ HOOD B} &= 0.51 + 0.12 = 0.63 \text{ in.wg} \end{aligned}$$

## 6. คำนวณความสูญเสียจาก จุด C ไปยังพัดลม

จากตาราง 6 จะได้  $a = 0.0307$   $b = 0.533$   $c = 0.612$

$$\begin{aligned}
 H_f &= \frac{a(V_d)^b}{Q^c} \\
 &= \frac{0.0307(3,260\text{fpm})^{0.533}}{(450\text{cfm})^{0.612}} \\
 &= 0.05 \\
 LH_f &= (20\text{ft})(0.05) = 1.0
 \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์การสูญเสียความดันของข้องอ  $90^\circ$  รัศมีวงเลี้ยว  $R/D = 2$   
 ใช้ข้องอแบบ 5 ซีน  $= 0.19$   
 รวมค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสีย  $= 1.0 + 0.19 = 1.19$

$$\begin{aligned}
 VP &= \left(\frac{V}{4005}\right)^2 \\
 VP &= \left(\frac{3260}{4005}\right)^2 \\
 &= 0.66 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{ความสูญเสียแรงดันในท่อ} &= (1.19)VP_d = 1.19(0.66 \text{ in.wg}) \\
 &= 0.78 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

$$\text{รวมความสูญเสียแรงดันในท่อ } 0.89 + 0.63 + 0.78 = 2.3 \text{ in.wg}$$

#### 7. คำนวณความสูญเสียจากพัดลมไปยังปลายปล่อง

ท่อนี้เหมือนกับจากจุด C ไปยังพัดลม โดยมีอากาศ 450 cfm ใช้ท่อขนาด 5 in ยาว 10 m.

$$\begin{aligned}
 LH_f &= (33.3\text{ft})(0.05) = 1.66 \\
 \text{ความสูญเสียความดันในท่อ} &= (1.66)VP_d = 1.66(0.66 \text{ in.wg}) \\
 &= 1.09 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

## 8. คำนวณหา Fan Static Pressure (FSP)

$$\begin{aligned}
 \text{FSP} &= \text{SP}_{\text{OUTLET}} - \text{SP}_{\text{INLET}} - \text{VP}_{\text{INLET}} \\
 &= 1.09 - (-2.3) - 0.44 \\
 &= 2.95 \text{ in.wg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{BHP} &= \frac{\text{CFM} \times \text{TP}}{6356 \times 0.65} \\
 &= (450 \times 2.74) / (6,356 \times 0.65) \\
 &= 1,233 / 4,131.4 = 0.3 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

รายละเอียดวิธีการคำนวณระบบระบายอากาศเฉพาะที่

**แบบที่ 2** เลือกใช้ตู้ดูดอากาศเสียแบบแขวน (Free-Hanging Plain Openings)

**แบบที่ 3** เลือกใช้ตู้ดูดอากาศเสียแบบแขวนคลุมไว้ด้านบน (Canopy hood)

จะแสดงไว้ในภาคผนวก ก

จากการคำนวณปัจจัยต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบระบบระบายอากาศทั้ง 3 แบบ ได้แสดงข้อมูลเปรียบเทียบแต่ละแบบ ตามที่แสดงไว้ในตารางที่ 12

**ตารางที่ 12** เปรียบเทียบระบบระบายอากาศที่ใช้ปัจจุบันกับระบบระบายอากาศออกแบบใหม่

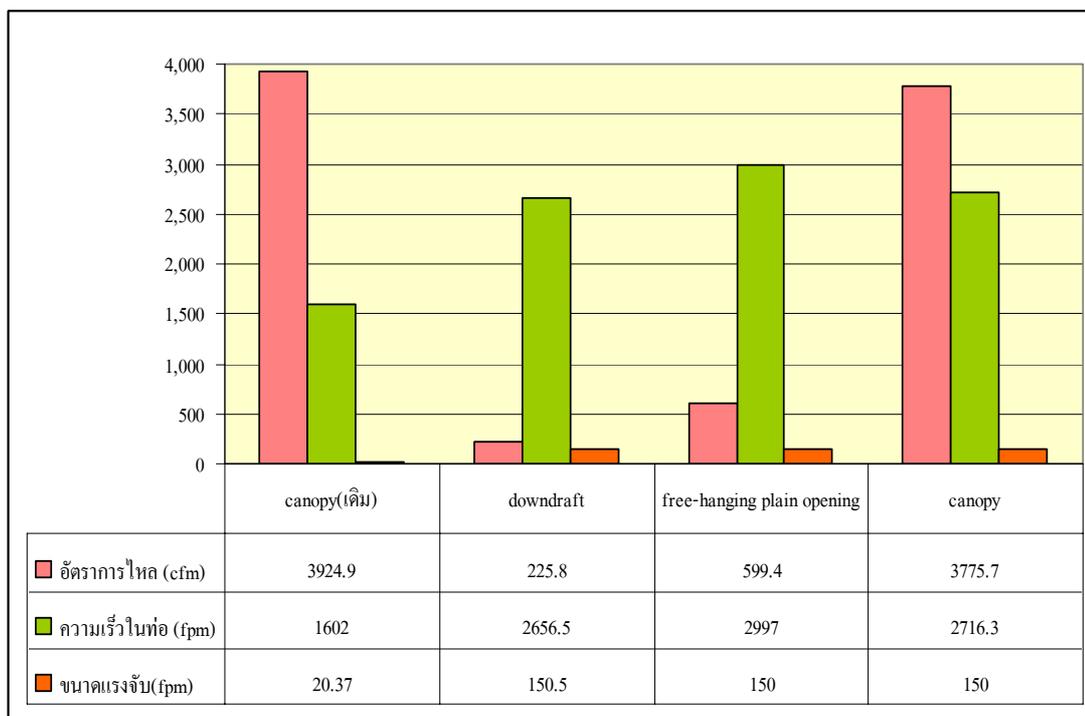
Canopy (เดิม)	Downdraft	Free-Hanging Plain Openings	Canopy
1. ข้อมูลทั่วไป			
SP = 0.216 in.wg	SP = 2.3 in.wg	SP = 2.18 in.wg	SP = 1.574 in.wg
VP = 0.16 in.wg	VP = 0.44 in.wg	VP = 0.56 in.wg	VP = 0.46 in.wg
TP = 0.37 in.wg	TP = 2.74 in.wg	TP = 2.74 in.wg	TP = 2.034 in.wg

**ตารางที่ 12** (ต่อ)

Canopy (เดิม)	Downdraft	Free-Hanging Plain	Canopy
Openings			
2. อัตราการไหลของอากาศที่ปาก Hood			
$Q = 4005A\sqrt{VP_d}$	$Q = 4005A\sqrt{VP_d}$	$Q = 4005A\sqrt{VP_d}$	$Q = 4005A\sqrt{VP_d}$
$Q = 4005(2.45)\sqrt{0.1}$	$Q = 4005(0.085)\sqrt{0.4}$	$Q = 4005(0.2)\sqrt{0.56}$	$Q = 4005(1.39)\sqrt{0.46}$
= 3,924.9 cfm	= 225.8 cfm	= 599.4 cfm	= 3,775.68 cfm
3. ความเร็วในท่อ (V)			
$V = \frac{Q}{A}$	$V = \frac{Q}{A}$	$V = \frac{Q}{A}$	$V = \frac{Q}{A}$
= 3924.9/2.45	= 225.8/0.085	= 599.4/0.2	= 3775.68/1.39
= 1,602 fpm	= 2,656.47 fpm	= 2,997 fpm	= 2,716.3 fpm
4. ขนาดแรงจับที่เหมาะสม			
$V = Q / 1.4PD$	$V = Q / A$	$V = Q / (10X^2 + A)$	$V = Q / 1.4PD$
= 3924.9/1.4	= 225.8 / 1.5	= 599.4 / 10(0.5) <sup>2</sup>	= 3775.69 /
(41.32)(3.3)	= 150.53 fpm	+ 1.5	1.4(6)(3)
= 20.37 fpm		= 150 fpm.	= 150 fpm.
5. ขนาดของพัดลมที่ใช้กับระบบระบายอากาศ			
		$BHP = \frac{CFM \times TP}{6356 \times 0.65}$	
$BHP = \frac{39249 \times 0.37}{6356 \times 0.65}$	$BHP = \frac{450 \times 2.74}{6356 \times 0.65}$	$BHP = \frac{1200 \times 2.74}{6356 \times 0.65}$	$BHP = \frac{1200 \times 2.74}{6356 \times 0.65}$
= 0.35	= 0.3	= 0.8	= 3.72

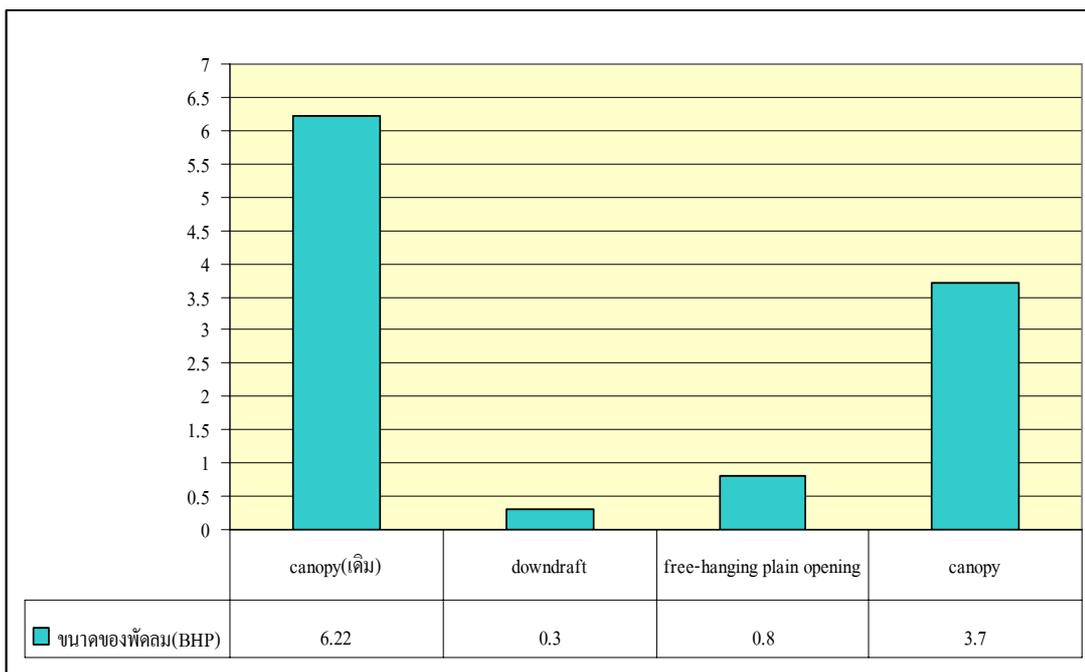
การใช้ระบบระบายอากาศ แบบแขวนคลุมด้านบน (Canopy hood) ปัจจุบันมีค่าความเร็วดูดจับ 20.37 ฟุตต่อวินาที ซึ่งไม่เพียงพอต่อการใช้งานจริง และระบบได้ดูดอากาศในส่วนที่ไม่จำเป็นรวมไปด้วยอัตราการไหลของอากาศจึงมีค่ามาก ระยะการติดตั้งอยู่ห่างจากแหล่งมลพิษ ทำให้ความเร็วของอากาศลดลงเป็นสัดส่วนต่อกำลังสองของระยะทางระหว่างท่อดูดและแหล่งกำเนิดมลพิษ ถูกรบกวนโดยคน และพัดลมที่ติดตั้งบริเวณจุดปฏิบัติงาน จึงไม่เหมาะสมกับลักษณะการทำงานเชื่อม ทำให้สิ้นเปลืองพลังงานและไม่สามารถกำจัดมลพิษจากการทำงานได้ จึงควรมีการปรับปรุงระบบระบายอากาศเฉพาะที่ให้เหมาะสมกับลักษณะการใช้งาน เพื่อกำจัดอนุภาคในพื้นที่

การทำงาน จึงควรปรับปรุงระบบระบายอากาศใหม่เป็นการติดตั้งหัวดูดอากาศแบบดูดด้านล่าง (Down draft) ซึ่งมีประสิทธิภาพในการทำงานสูงกว่า และสิ้นเปลืองพลังงานน้อย ซึ่งจะแสดงข้อมูลเปรียบเทียบปัจจัยต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบระบบระบายอากาศ ดังภาพที่ 24



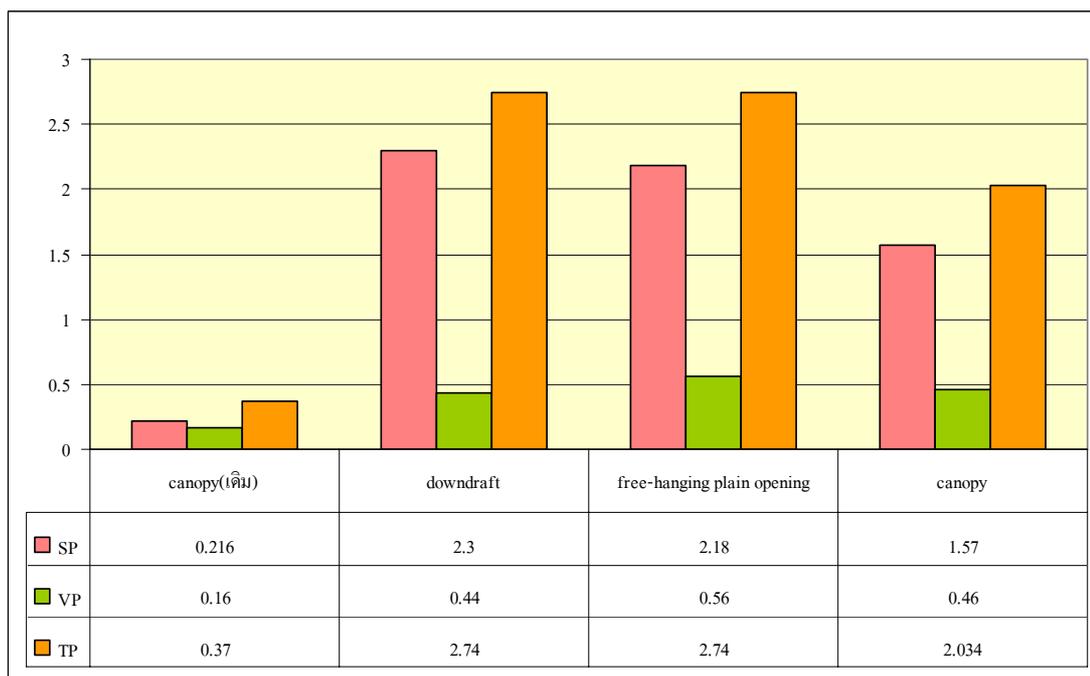
**ภาพที่ 29** เปรียบเทียบอัตราการไหล , ความเร็วในท่อ , ขนาดแรงจับ ของการออกแบบระบบระบายอากาศตามมาตรฐาน ACGIH

การเลือกท่อดูดอากาศที่มีความเหมาะสมกับงานเชื่อมควรเลือกเป็นชนิดหัวดูดด้านล่าง (downdraft) เนื่องจากมีอัตราการไหลของอากาศที่ปาก hood มีค่าน้อย 225.8 cfm ความเร็วในท่อ 2,656.5 fpm และขนาดของแรงจับ 150.5 fpm มากกว่าขนาดแรงจับของระบบเดิมถึง 7.34 เท่า มีค่าตามระบบมาตรฐาน ACGIH ทำให้ระบบมีประสิทธิภาพ ไม่สิ้นเปลืองพลังงาน



**ภาพที่ 30** เปรียบเทียบขนาดของพัดลม (BHP)

จากภาพที่ 25 ระบบระบายอากาศเดิมต้องใช้พัดลมที่มีขนาดใหญ่ถึง 6.22 HP ปัจจุบันใช้ขนาด 5 HP ซึ่งจากการคำนวณแรงขับเคลื่อนพัดลมให้สัมพันธ์กับอัตราการไหลของอากาศ (Q) และ ความเร็วดูดจับ ซึ่งต้องเพิ่มกำลังขับจึงจะเพียงพอ ทำให้สิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าและทำให้เกิดเสียงดังขณะระบบกำลังทำงาน ควรเลือกใช้แบบชนิดหัวดูดด้านล่าง (down draft) จะใช้ขนาดของพัดลมมีค่าเท่ากับ 0.3 HP



**ภาพที่ 31** เปรียบเทียบความดัน SP , VP , TP ของระบบจากการออกแบบระบบระบายอากาศตามมาตรฐาน ACGIH

ความดันของระบบระบายอากาศเป็นปัจจัยสำคัญที่ใช้ในการออกแบบระบบระบายอากาศใหม่ และเป็นค่าที่ใช้ตรวจวัดเพื่อวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบระบายอากาศที่ใช้ปัจจุบัน ซึ่งจากภาพที่ 26 จะแสดงให้เห็นได้ว่ามีค่าความดันสถิตย์ เท่ากับ 0.216 นิ้วน้ำ จากสภาพบริเวณพื้นที่ปฏิบัติงานมีการฟุ้งกระจายของอากาศเสียอย่างชัดเจน และลักษณะการติดตั้งและออกแบบของระบบไม่เป็นไปตามมาตรฐาน ACGIH