



TRANE  
TECHNOLOGIES

We don't believe in impossible

TRANE THAILAND  
e-MAGAZINE

NOVEMBER - DECEMBER 2020 : ISSUE 92

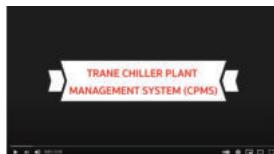
LET'S GO BEYOND™



พิชิต เตชะสุวรรณ  
Thailand Country  
General Manager

จากสถานการณ์โควิด-19 ที่มีแนวโน้มการติดเชื้อมากขึ้นในประเทศไทยเพิ่มสูงขึ้น การใช้พื้นที่สาธารณะที่ก่อนหน้านี้ผู้คนเริ่มผ่อนคลาย ต้องกลับมาเข้มงวดอีกครั้ง ทำให้จำนวนผู้เข้าใช้งานพื้นที่สาธารณะลดลงอย่างชัดเจน โดยในขณะนี้ยังไม่มีประกาศล็อกดาวน์ ผู้ประกอบการ ห้างร้านยังสามารถเปิดให้บริการได้ ถึงแม้ว่าผู้ใช้บริการจะลดน้อยลงก็ตาม และผลที่ตามมาก็คือผู้ประกอบการต้องแบกรับภาระค่าใช้จ่าย เช่น ค่าไฟฟ้า ค่าน้ำ และค่าสาธารณูปโภคต่างๆ เพื่อให้การดำเนินธุรกิจเป็นไปอย่างราบรื่นต่อไป

ทาง 'ทรน' ได้สังเกตเห็นความสำคัญของการบริหารการใช้พลังงานจึงมีการนำระบบ Chiller Plant Management System (CPMS) เข้ามาเป็นตัวช่วยให้แก่ผู้ประกอบการ เพื่อจัดการด้านการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศให้คุ้มค่าและประหยัดสูงสุด เมื่อผู้ใช้บริการเข้าใช้บริการพื้นที่น้อย แต่ระบบปรับอากาศยังคงต้องทำงานและใช้พลังงานเกินความจำเป็น จึงอาจต้องมีการจัดการพลังงานโดยนำอุปกรณ์เสริมอย่าง VSD มาใช้เพื่อปรับลดรอบของพัดลมในระบบส่งลมเย็นอีกทั้งปรับลดในระบบปั๊มน้ำของระบบจ่ายน้ำเย็นให้เหมาะสมกับจำนวนของผู้เข้าใช้บริการ ภายใต้การควบคุมสั่งงานที่แม่นยำของ CPMS เพื่อช่วยลดค่าใช้จ่ายให้ผู้ประกอบการ และไม่ว่าจะเป็นโครงการเก่าหรือใหม่ ทางทรนมีทีมงานที่พร้อมให้คำปรึกษา... ท่านสามารถชมคลิปแนะนำบริการได้ที่ >>>



สำหรับสาระดีๆ จากทาง 'ทรน' จะยังคงมีให้ทุกท่านเช่นเคยในปี 2021 พบกับเราได้ทุกๆ 2 เดือน... สวัสดิ์ปีใหม่ ขอให้ทุกท่านประสบความสำเร็จตลอดปี และตลอดไปครับ

## CONTENT

P.2

'PRIMER INVERTER'

P.3

'ทรน' ร่วมออกบูธในงานสัมมนาวิชาการ ACAT & 'แอสสิริ' เยี่ยมชมโรงงาน 'ทรน'

P.4

การป้องกันการสูญเสียสารทำความเย็น Refrigerant Loss

P.5

FABRIC AIR DUCT & INSTALLATION

P.7

การคำนวณความดันสูญเสียในท่อส่งลมเย็น ด้วยวิธีความดันสถิตได้คืน

P.9

HVAC-related changes in ASHRAE® Standard 90.1-2019

P.16

ป้องกันโควิด-19 ทำได้ง่าย ทำได้จริง!!!

## โพรโมอร์ อินเวอร์เตอร์



60,000 - 150,000 บีทียู

# PRIMER

## Inverter

**เกาะทะอยู่ทำไม่**  
เราลดพื้นที่ติดตั้งให้ได้  
สูงสุด **65%**



เครื่องปรับอากาศ 'ทรูเน' ประเภท Light Commercial รุ่น **PRIMER INVERTER** สำหรับอาคารเชิงพาณิชย์ ขนาดกลางถึงขนาดใหญ่ เช่น สำนักงาน ร้านสะดวกซื้อ ขนาดกลาง โฮเทลมาร์เก็ต และโรงงานอุตสาหกรรม

**จ่ายค่าไฟแพงกว่าทำไม่**  
เราช่วยให้คุณประหยัดได้ถึง  
**49%** ด้วย SEER สูงสุด 15.2

**เพิ่มมาตรฐาน ลดค่าติดตั้ง**  
เราจำหน่ายระบบควบคุมในตัว ไม่ต้องติดตั้ง  
ตู้สตาร์ทเตอร์เพิ่ม และจำหน่ายน้ำยา R410A  
เต็มระบบตามมาตรฐานจากโรงงาน ช่วยลด  
ค่าใช้จ่ายในการติดตั้ง

# ‘ทรน’ ร่วมออกบูธ สัมมนาวิชาการ ACAT



‘ทรน’ ได้เข้าร่วมออกบูธในงานสัมมนาวิชาการประจำปี 2563 ของสมาคมวิศวกรรมปรับอากาศแห่งประเทศไทย เรื่อง ‘การ Disruption กระบวนการในงานวิศวกรรมระบบปรับอากาศด้วยระบบ IoT, Big Data, BIM และ AI’ เมื่อวันที่ 25 พฤศจิกายน 2563 ณ ห้อง Gallery B&C เดอะ แอควา ออลล์ แอท นาทอง โดยภายในงาน ‘ทรน’ ได้มีการนำเสนอผลิตภัณฑ์เครื่องทำความเย็น (Chiller) ที่มีประสิทธิภาพสูง ช่วยประหยัดพลังงาน และเทคโนโลยีด้านสารทำความเย็น ที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม รวมไปถึงโซลูชันการฆ่าเชื้อไวรัสในระบบปรับอากาศ Photo-Catalytic Oxidation (PCO) + Ultraviolet Germicidal Irradiation (UVGI) และ Trane Catalytic Air Cleaning System (TCACS) ที่สามารถฆ่าเชื้อไวรัส แบคทีเรีย ลดกลิ่น ลดเชื้อราสำหรับเครื่องปรับอากาศภายในอาคาร ที่ทางทรนได้มีการพัฒนาขึ้นเพื่อช่วยปรับปรุงคุณภาพอากาศภายในอาคาร ให้เป็นอากาศบริสุทธิ์ ปราศจากเชื้อโรค และเพื่อความปลอดภัยของผู้คนที่อยู่อาศัยร่วมกัน ให้กับผู้เข้าร่วมสัมมนา และผู้ที่สนใจเข้าเยี่ยมชมบูธอีกด้วย



## แสนสิริ เยี่ยมชมโรงงาน ‘ทรน’

เมื่อวันที่ 16 ธันวาคม 2563 โรงงานผลิตเครื่องปรับอากาศ ‘ทรน’ ณ บางนา กม. 19 ได้มีโอกาสต้อนรับผู้บริหาร และทีมงานจากบริษัท แสนสิริ จำกัด (มหาชน) ในการเยี่ยมชมดูงานภายในส่วนการผลิตเครื่องปรับอากาศ คลังจัดเก็บสินค้า รวมถึงห้องทดสอบประสิทธิภาพผลิตภัณฑ์ โดยเฉพาะค่าทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ ‘ทรน’ ที่มีค่าการทำความเย็นที่เต็มประสิทธิภาพ ทั้งนี้ เพื่อคัดเครื่องปรับอากาศที่ดีที่สุดให้แก่ลูกค้าโครงการแนวราบของแสนสิริกว่า 20 โครงการในปี 2021 นี้

# การป้องกันการสูญเสียสารทำความเย็น

**Refrigerant Lost**

สารทำความเย็น (น้ำยา) เป็นตัวกลางสำคัญในการทำให้เกิดความเย็น เพราะสารนี้จะเดินทางไปทั่วทุกอุปกรณ์สำคัญที่ทำให้เกิดความเย็นของระบบทำความเย็น (Refrigeration System) ด้วยคุณสมบัติในตัวเองที่สามารถดูดซับและนำพาความร้อนด้วยการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวให้เป็นไอ จากนั้นสามารถเปลี่ยนกลับมาเป็นของเหลวเพื่อเข้าสู่กระบวนการทำความเย็นอีกครั้งได้โดยไม่เสื่อมสถานะ

เมื่อสารทำความเย็นต้องทำงานอยู่ในระบบทำความเย็นอยู่ตลอดเวลา สารนี้จึงต้องมีคุณสมบัติที่นอกจากมีเสถียรภาพในการทนความร้อนและเปลี่ยนสถานะได้ดีแล้ว ต้องไม่มีสารผสมที่กัดกร่อนหรือทำปฏิกิริยากับโลหะของระบบทำความเย็นเพื่อป้องกันการเสื่อมสภาพของอุปกรณ์ทำความเย็นอื่นๆ นอกจากนี้จะต้องไม่ติดไฟง่ายเนื่องจากต้องรับความร้อนสูงที่อาจส่งผลให้เกิดการระเบิดได้

## คุณสมบัติของสารทำความเย็นที่เหมาะสมในการทำความเย็น

- สามารถรับปริมาณความร้อนได้จำนวนมาก
- สามารถระเหยที่อุณหภูมิมีต่ำ
- สามารถใช้ซ้ำแล้วซ้ำอีกได้

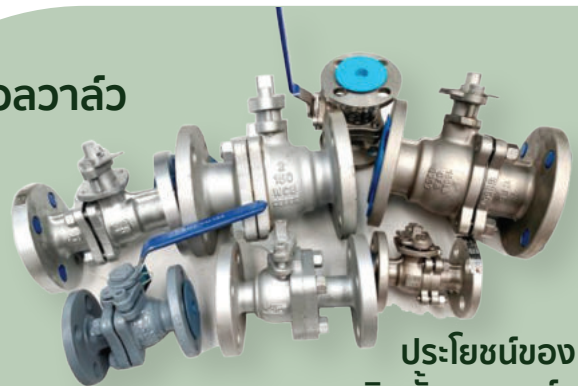
## อุปกรณ์ป้องกันการสูญเสียของสารทำความเย็น

'บอลวาล์ว' เป็นวาล์วที่นิยมใช้ควบคุมการเปิด-ปิดของเหลว ลักษณะของบอลวาล์ว โดยมีลักษณะการใช้ลูกบอลทรงกลมที่มีรูตรงกลางเป็นตัวปิดกั้นการไหลของของเหลว

สารทำความเย็นที่ใช้กับเครื่องชิลเลอร์ไม่ว่าจะเป็น R22, R134A, R404A, R410A มีโอกาสเกิดการสูญเสียขณะดำเนินการถอดเปลี่ยนอุปกรณ์หรือเกิดการรั่ว จึงมีการติดตั้งบอลวาล์วเพื่อการควบคุมการเปิด-ปิดของเหลว

เครื่องทำความเย็น RTHD จะมีชุด gas pump ซึ่งจะมีโซลินอยล์วาล์วบริเวณ gas pump 2 ตัว ซึ่งจะมีปัญหาเร็วและเสียบ่อย โดยเครื่องมีการส่งตรงจากโรงงานจะไม่มีบอลวาล์วในการปิดหัตถ์ท้ายของตัว gas pump หากเกิดการรั่วจะทำให้สูญเสียสารทำความเย็นอย่างมาก เมื่อนำบอลวาล์วมาติดตั้ง จะทำให้หัตถ์ท้ายของตัว gas pump นั้นถูกปิดกั้น จะทำให้การเปลี่ยนโซลินอยล์วาล์วง่ายขึ้นและไม่ต้องสูญเสียน้ำยามากในการถอดเปลี่ยนโซลินอยล์วาล์ว

## บอลวาล์ว



## ประโยชน์ของการติดตั้งบอลวาล์ว

1. ประหยัดเวลาในการทำงาน
2. ลดการสูญเสียของสารทำความเย็น
3. สามารถถอดเปลี่ยนอุปกรณ์ได้ง่าย



# FABRIC AIR DUCT & Installation

Trane Parts & Supply ตัวแทนจำหน่ายท่อลมผ้าใยสังเคราะห์สำหรับเครื่องปรับอากาศ ภายใต้แบรนด์ Durkeesox ใช้แทนท่อลมสังกะสี ถอดซักทำความสะอาดติดตั้งง่าย และราคาถูกกว่าท่อลมสังกะสีทั่วไป สามารถออกแบบให้เหมาะสมกับการใช้งาน ทั้งขนาดรูปแบบ สี และการเจาะรูกระจายลม



ลักษณะพิเศษของท่อลมผ้า DURKEESOX ผลิตจากวัสดุป้องกันการลามไฟกระจายลมได้สม่ำเสมอทั่วถึงทุกพื้นที่ลักษณะของท่อลมเป็นซิปแบบ Double Layer Seal จึงส่งผลให้ติดตั้งง่ายและรวดเร็ว น้ำหนักเบาถอดซักล้างทำความสะอาดได้ สามารถเลือกขนาด รูปแบบ สี การเจาะรูกระจายลมให้เหมาะสมกับการใช้งานในพื้นที่ต่างๆ ได้

## ลักษณะพิเศษของท่อลมผ้า DURKEESOX

- ผลิตจากวัสดุป้องกันการลามไฟ
- กระจายลมได้สม่ำเสมอทั่วถึงทุกพื้นที่
- ลักษณะของท่อลมเป็นซิปแบบ Double Layer Seal ส่งผลให้ติดตั้งง่าย และรวดเร็ว
- น้ำหนักเบา
- ถอดซักล้างทำความสะอาดได้
- สามารถเลือกขนาด รูปแบบ สี การเจาะรูกระจายลมให้เหมาะสมกับการใช้งานในพื้นที่ต่างๆ ได้

6

เหมาะสำหรับซูปเปอร์มาร์เก็ต  
ห้างสรรพสินค้า โรงงาน อุตสาหกรรม หอประชุม  
ศูนย์อาหาร โรงเรียน ฯลฯ  
ที่ต้องการกระจายลมให้ทั่วถึงพื้นที่การใช้งาน

9

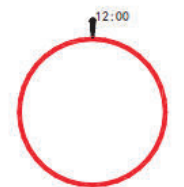
## ข้อมูลสำหรับการออกแบบท่อลมผ้า

1. Application : การใช้งานท่อลมผ้า
2. Air Flow และข้อมูลเครื่องปรับอากาศ : เพื่อออกแบบคำนวณขนาดท่อลมผ้าให้เหมาะสมกับการใช้งาน
3. Layout ของพื้นที่ติดตั้งและตำแหน่งเครื่องปรับอากาศ : เพื่อวางระยะความยาวที่เหมาะสมของท่อลมผ้า
4. สี และลักษณะการกระจายลม

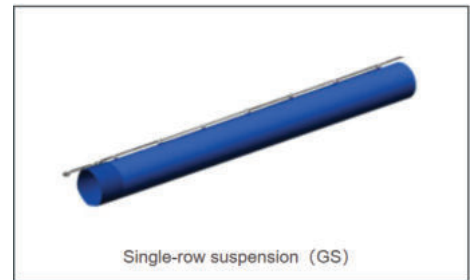
## การติดตั้งท่อลมผ้า

ติดตั้งโดยการแขวนท่อลมผ้ากับสายเคเบิล ซึ่งลักษณะการแขวนท่อลมผ้าสามารถทำได้ 2 ลักษณะคือ

1. **Single Row Cable Suspension** (การแขวนเคเบิลสายเดี่ยว)  
เหมาะสำหรับขนาดท่อลมผ้าที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เกิน 508 มม. หรือ 20 นิ้ว โดยสายเคเบิลจะแขวนในตำแหน่ง 12 นาฬิกา กับท่อลมผ้า



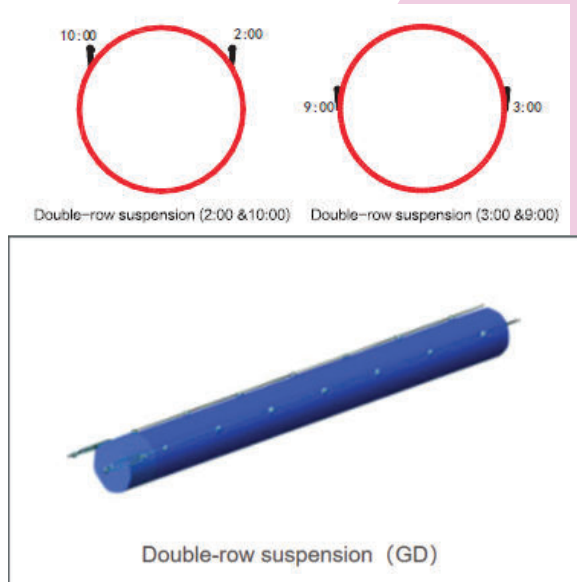
Single-row suspension (12:00)



Single-row suspension (GS)

<b>Color</b>	RED	WHITE	YELLOW	BEIGE	BLUE	LIGHT GRAY	GRAY	GREEN	BLACK	CUSTOMIZE
<b>Air Outlet</b>	S-slot-SS	Linear slot-LS	Drift-0	Nozzle-N	Adjustable Nozzle-AN	Fabric Nozzle-FN				
<b>Shape</b>	Round-O	Half-round-H	Large half-round-HD	Quarter-round-Q	Rectangular-S	Cone-C				

**2. Double Row Cable Suspension** (การแขวนเคเบิลสายคู่)  
 เหมาะสำหรับท่อลมฟ้าที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางมากกว่า 508 มม. หรือ 20 นิ้ว โดยสายเคเบิลจะแขวนในตำแหน่ง 2 นาฬิกา และ 10 นาฬิกา หรือ 3 นาฬิกา และ 9 นาฬิกา เพื่อไม่ให้ท่อลมฟ้าแกว่งขณะที่เครื่องปรับอากาศทำงานอยู่



## Installation

### ตัวอย่างงานติดตั้งท่อลมฟ้า STARBUCKS Coffee Sky Garden @Emquartier

ลักษณะการใช้งานของโครงการเป็นร้านค้าแฟรนไชส์ใหม่ใจกลางเมือง โดยโครงการได้เลือกใช้ท่อลมฟ้า DurkeesoX ที่ถูกออกแบบให้เหมาะสมเข้ากับการใช้งานในร้าน



โดยท่อลมฟ้าถูกออกแบบให้รองรับการกระจายลม มีขนาด 3,500 CFM จำนวน 2 เส้น และมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 457 มม. หรือ 18 นิ้ว เพื่อให้ติดตั้งผ่านตำแหน่งโครงทึบของโครงสร้างร้านได้ในตำแหน่งที่สวยงาม ในส่วนของการเจาะรูกระจายลมจึงออกแบบเป็นรูถี่ เพื่อไม่ให้ลมปะทะตัวลูกค้าในร้านโดยตรง ซึ่งการเจาะรูกระจายลมนั้นขึ้นอยู่กับการใช้งานของท่อลมฟ้าในสถานที่ต่างกัน ทางโครงการได้เลือกใช้ท่อลมฟ้าสีดำให้เข้ากับโทนการตกแต่งของร้าน



ในส่วนงานติดตั้งเนื่องจากขนาดท่อลมฟ้า มีเส้นผ่าศูนย์กลางน้อยกว่า 508 มม. หรือ 18 นิ้ว รวมถึงตำแหน่งการติดตั้งที่ติดในตำแหน่งลอดโครงใต้หลังคาทางร้าน โดยการติดตั้งแบบเคเบิลชนิดสายเดี่ยวจึงเหมาะสมที่สุด การติดตั้งโดยการวัดและสายเคเบิลเท่ากับความยาวท่อลมฟ้า และยึด Hanger เข้ากับโครงหลังคาสำหรับรับสายเคเบิล

จากนั้นนำท่อลมฟ้าสวมกับท่อลมสังกะสีพร้อมยิงน็อตยึดติด ท่อลมฟ้าแต่ละส่วนจะมีโคดระบุชิ้นส่วนของท่อลมฟ้าที่ต่อกัน โดยร้อยหูท่อลมฟ้าเข้ากับสายเคเบิล และนำท่อลมฟ้าแต่ละก่อนต่อเข้ากันเพียงรูดซิปเชื่อมต่อท่อลมฟ้าในแต่ละก่อนเพียงเท่านั้น ซึ่งการติดตั้งท่อลมฟ้านั้นใช้เวลาที่น้อยกว่า ค่าใช้จ่ายที่ถูกกว่าการติดตั้งท่อลมสังกะสีอีกด้วย

# การคำนวณความดันสูญเสีย ในท่อส่งลมเย็นด้วย

## 'วิธีความดันสถิตได้คืน'

ในระบบปรับอากาศขนาดใหญ่จำเป็นต้องใช้ท่อลมเพื่อส่งลมเย็นจากเครื่องเป่าลมเย็นไปยังพื้นที่ปรับอากาศ อุปกรณ์ที่ใช้ในการขับเคลื่อนลมเย็นในระบบปรับอากาศ คือ พัดลม และการเลือกพัดลมให้มีขนาดเหมาะสมต่อการใช้งานนั้นจำเป็นต้องคำนวณหาความดันสูญเสียทั้งหมดที่เกิดขึ้นในระบบซึ่งในงานปรับอากาศนิยมใช้กันโดยทั่วไป 3 วิธี คือ

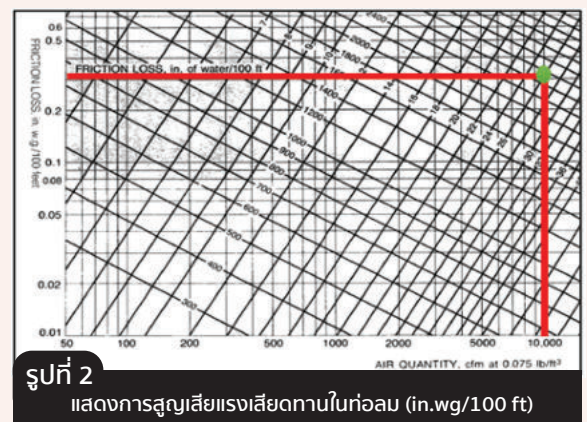
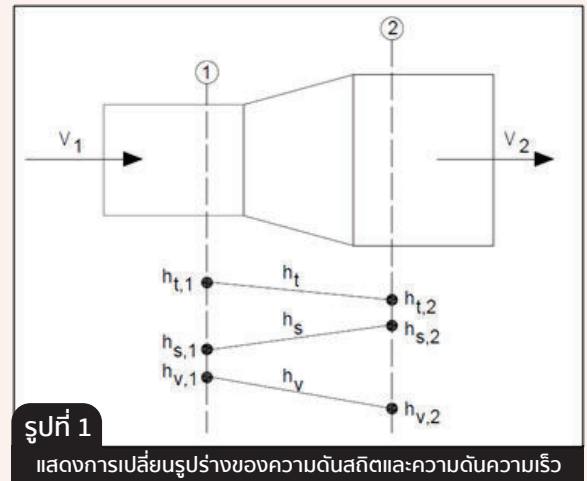
1. วิธีแรงเสียดทานเท่ากัน (Equal Friction Method)
2. วิธีการลดความเร็ว (Velocity Reduction Method)
3. วิธีความดันสถิตได้คืน (Static Regain Method)

โดยส่วนใหญ่วิธีแรงเสียดทานเท่ากันมักถูกนำมาใช้เพราะง่ายต่อการออกแบบ ขั้นตอนไม่ยุ่งยากแต่มีข้อเสียคือเมื่อระบบมีระยะห่างระหว่างหัวจ่ายแรกกับหัวจ่ายสุดท้ายห่างกันมากจะทำให้หัวจ่ายแรกที่อยู่ใกล้พัดลมมีความดันมากทำให้การปรับสมดุลลมในระบบทำได้ยาก เพราะความดันที่หัวจ่ายแต่ละหัวไม่เท่ากัน วิธีการออกแบบที่จะทำให้ระบบสามารถปรับสมดุลลมได้ง่ายคือวิธีความดันสถิตได้คืน วิธีนี้ไม่ค่อยเป็นที่นิยมในการออกแบบมากนัก เพราะมีความยุ่งยากและใช้เวลาในการคำนวณมากเพราะต้องมีการคำนวณซ้ำหลายๆ รอบ (จำเป็นต้องคำนวณใน Excel) แต่ข้อดีของวิธีนี้คือเมื่อออกแบบได้ถูกต้องจะทำให้ความดันสถิตในระบบต่อทั้งหมดมีค่าใกล้เคียงกันมาก ทำให้การปรับสมดุลลมในระบบเป็นไปได้ง่าย หลักการของวิธีนี้คือการลดความเร็วของท่อลมส่วนถัดไป เมื่อความเร็วลมในท่อลดลงจะทำให้ความดันของความเร็วเปลี่ยนเป็นความดันสถิตหรือเรียกว่าความดันสถิตได้คืน ดังนั้นในวันนี้จะนำเสนอวิธีคำนวณหาความดันสูญเสียในท่อลมด้วยวิธีความดันสถิตได้คืน โดยสมการการคำนวณหาความดันสถิตได้คืนมีดังนี้

$$h_{s,2} - h_{s,1} = R \left[ \left( \frac{V_1^2}{4,000^2} \right) - \left( \frac{V_2^2}{4,000^2} \right) \right]$$

$$SPR = R \left[ \left( \frac{V_1^2}{4,000^2} \right) - \left( \frac{V_2^2}{4,000^2} \right) \right]$$

SPR คือ ความดันสถิตได้คืน (Static Pressure Regain, in.wg.)  
 R คือ ค่า Recovery Factor (R) มีค่าอยู่ระหว่าง 0.9 – 0.7  
 V<sub>1</sub> คือ ความเร็วที่จุด 1 (Feet/minute, FPM)  
 4,000 คือ ค่าคงที่ในการแปลงหน่วย

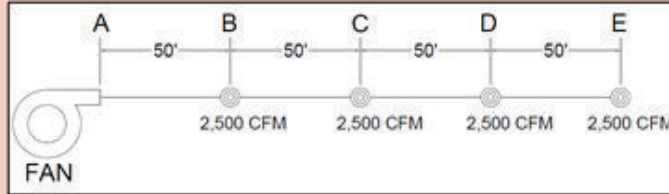


h<sub>s,2</sub> คือ ความดันสถิตที่จุด 2 (in.wg.)  
 h<sub>s,1</sub> คือ ความดันสถิตที่จุด 1 (in.wg.)  
 V<sub>2</sub> คือ ความเร็วที่จุด 2 (Feet/minute, FPM)



## ตัวอย่างการคำนวณ

จงคำนวณหาความดันสูญเสียในระบบและขนาดท่อลมโดยใช้วิธีความดันสถิตได้คืนโดยกำหนดให้ท่อลมที่ใช้เป็นท่อกลมมีค่า Recovery factor (R) เท่ากับ 0.75 มีอัตราการจ่ายลมและระยะความยาวท่อลมดังรูป



### ขั้นตอนการคำนวณมีดังนี้

1. เลือกความเร็วในท่อก่อน AB โดยเลือกความเร็วลมที่ 2,500 FPM
2. จากรูปที่ 2 ขนาดท่อก่อน AB จะได้การสูญเสียความดันเนื่องจากแรงเสียดทานเท่ากับ 0.25 in.wg /100 ft ดังนั้นค่าการสูญเสียความดันในท่อก่อน AB เท่ากับ  $(0.25 \text{ in.wg}/100 \text{ ft}) \times (50 \text{ ft}) = 0.125 \text{ in.wg}$ .
3. ลดความเร็วในท่อก่อน BC เพื่อให้ได้ความดันสถิตได้คืนเท่ากับความดันสูญเสียในท่อก่อน BC โดยสมมุติให้ความเร็วในท่อก่อน BC เท่ากับ 2,000 FPM ดังนั้นค่าการสูญเสียความดันในท่อก่อน BC เท่ากับ  $(0.18 \text{ in.wg}/100 \text{ ft}) \times (50 \text{ ft}) = 0.09 \text{ in.wg}$ . ความดันสถิตได้คืนที่จุด B เท่ากับ  $0.75 \left[ \left( \frac{2,500^2}{4,000^2} \right) - \left( \frac{2,000^2}{4,000^2} \right) \right] = 0.10 \text{ in.wg}$  จากการคำนวณจะเห็นว่าค่าใช้ได้เพราะความดันสถิตได้คืนที่จุด B มีค่ามากกว่าความดันสูญเสียในท่อก่อน BC ในการคำนวณความดันสถิตได้คืนที่จุด B ถ้าค่าความดันที่คำนวณได้มากกว่าความดันสูญเสียในท่อก่อน BC เยอะเกินไปแสดงว่าลดความเร็วในท่อมากไปสามารถปรับแก้โดยการลดขนาดท่อลมทำให้ความเร็วลมเพิ่มขึ้นเป็นผลให้ความดันสถิตได้คืนลดลงด้วย
4. ท่อก่อน CD คำนวณเช่นเดียวกับท่อก่อน BC โดยสมมุติให้ความเร็วในท่อก่อน CD เท่ากับ 1,600 FPM ดังนั้นค่าการสูญเสียความดันในท่อก่อน CD เท่ากับ  $(0.12 \text{ in.wg}/100 \text{ ft}) \times (50 \text{ ft}) = 0.06 \text{ in.wg}$ . ความดันสถิตได้คืนที่จุด C เท่ากับ  $0.75 \left[ \left( \frac{2,000^2}{4,000^2} \right) - \left( \frac{1,600^2}{4,000^2} \right) \right] = 0.067 \text{ in.wg}$  จากการคำนวณจะเห็นว่าค่าใช้ได้เพราะความดันสถิตได้คืนที่จุด C มีค่ามากกว่าความดันสูญเสียในท่อก่อน CD
5. ท่อก่อน DE คำนวณเช่นเดียวกับท่อก่อน BC และ CD โดยสมมุติให้ความเร็วในท่อก่อน DE เท่ากับ 1,150 FPM ดังนั้นค่าการสูญเสียความดันในท่อก่อน DE เท่ากับ  $(0.08 \text{ in.wg}/100 \text{ ft}) \times (50 \text{ ft}) = 0.04 \text{ in.wg}$ . ความดันสถิตได้คืนที่จุด D เท่ากับ  $0.75 \left[ \left( \frac{1,600^2}{4,000^2} \right) - \left( \frac{1,150^2}{4,000^2} \right) \right] = 0.058 \text{ in.wg}$  จากการคำนวณจะเห็นว่าค่าใช้ได้เพราะความดันสถิตได้คืนที่จุด D มีค่ามากกว่าความดันสูญเสียในท่อก่อน DE
6. จากการคำนวณวิธีนี้จะทำให้ความดันที่หัวจ่ายลม B C D และ E มีความดันเท่ากันทำให้การปรับสมดุลลมในระบบทำได้ง่าย และความดันสูญเสียในระบบท่อลมคือ ความดันสูญเสียก่อน AB ซึ่งค่านี้คือค่าความดันสถิตที่นำไปใช้เลือกพัดลม
7. นำค่าที่ได้จากการคำนวณแสดงดังตารางด้านล่าง

Section	Flow Rate (CFM)	Velocity (FPM)	Dimeter of Round Duct Size(Inches)	Friction Loss (in.wg/100 ft)	Distance (Ft)	Pressure Loss (in.wg)	Static Pressure Regain (in.wg)
AB	10,000	2,500	27	0.25	50	0.125	
B							0.10
BC	7,500	2,000	26	0.18	50	0.09	
C							0.067
CD	5,000	1,600	24	0.12	50	0.06	
D							0.058
DE	2,500	1,150	20	0.08	50	0.04	

providing insights for today's hvac system designer

# Engineers Newsletter

volume 49-4

## HVAC-related changes in ASHRAE® Standard 90.1-2019



Jurisdictions have begun to adopt ASHRAE 90.1-2016. We now look to the 2019 version for ideas on how to save energy over the 2016 version—for participating in above-code programs, preparing for the future, or simply as a design preference for energy and energy cost saving. This *Engineers Newsletter* describes important changes in the 2019 version affecting HVAC systems and related equipment.

Since 1975, ANSI/ASHRAE/IES Standard 90 and subsequently 90.1 have been the basis of many energy codes and continue to be adopted directly or by reference via the International Energy Conservation Code (IECC®). ASHRAE Standard 90, was also the foundation for determining compliance with the Energy Policy Act of 1992.

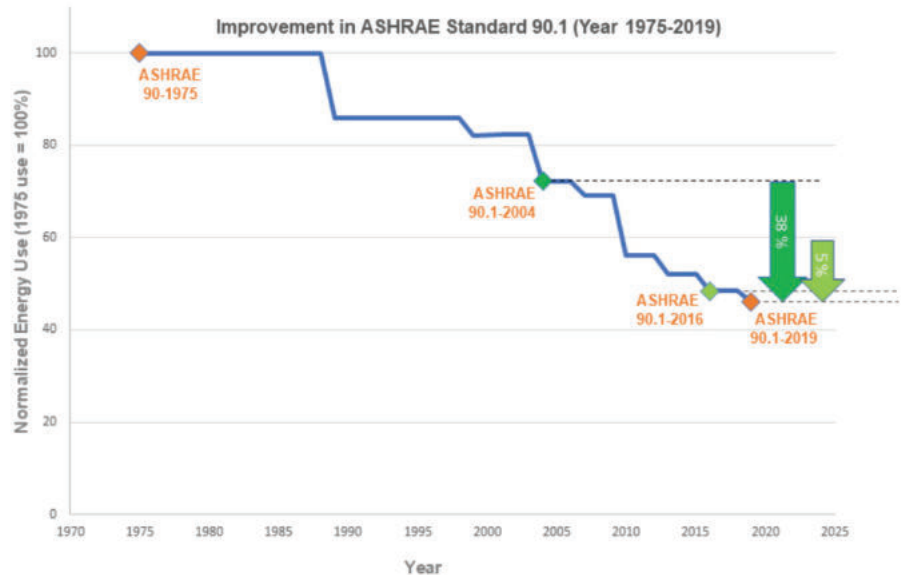
Purchase a copy of Standard 90.1, and the accompanying User's Manual, to better understand the requirements as they apply to specific systems, climates, buildings and design applications.

### 2019 Changes

Eighty-eight addenda were incorporated in the 2019 version of 90.1. These updates affect commissioning, building envelope, lighting and mechanical systems. Of those, 29 had energy savings which could be captured in the over 600 energy models created by the U.S. Department of Energy to determine energy saving impacts. Those whose savings weren't captured typically involve equipment not included in the energy models, or that are part of the optional compliance paths.

Figure 1 shows the normalized energy use from the first 1975 version through 90.1-2019. This is the energy consumed by the entire building, including equipment not regulated by 90.1. According to results of the 2019 model assessment, the 29 addenda save 38 percent energy over the 2004 version, or a weighted average of 5.0 percent as compared to the 2016 version. Before we review the HVAC related changes, let's review a few of the non-mechanical changes first.

Figure 1. 90.1 energy use



Source: Pacific Northwest National Laboratory

### New commissioning requirements.

Section 4.2.5, “Verification, Testing, and Commissioning,” is greatly expanded and requirements are outlined for commissioning in accordance with ANSI/ASHRAE/IES Standard 202, Commissioning Process for Buildings and Systems. A new Informative Appendix H provides additional information and guidance.

**Building envelope.** Requirements for solar heat gain criteria and U-factor are upgraded across all climate zones. U-factors are lowered (more stringent) for most regions, and especially for assemblies using metal frames. They are now classified by type instead of materials. There are also new exceptions related to air curtains which also affect mechanical system requirements.

**Lighting.** Lighting power allowances for the Space-by-Space Method and the Building Area Method are modified to reflect the outcomes of the fully reconstructed Standard 90.1 lighting model, which includes many updates and improvements. The model is more representative of real-world conditions with the inclusion of updated Illuminating Energy Society (IES) recommendations, room cavity ratios, additional surface reflectance categories, light loss factors, and a 100 percent LED technology baseline with updated efficacy values

**Mechanical.** Noteworthy mechanical changes are listed below. The 90.1-2019 section numbers and the corresponding 90.1-2016 addendum letters (e.g. cm, ce) are also shown for reference with those that contributed to energy savings shown in **bold**.

- Clarified Humidification and Dehumidification control requirements (6.4.3.6, ae)
- Revised VAV Minimum Airflow Settings to align with Standard 62.1-2019 (**6.5.2.1, au and cm**)
- Revised Fan Motor Selection requirements, including exempting “Motors equipped with electronic speed control devices to vary the fan airflow as a function of load” (6.5.3.1.2, ce)
- Changed Fan Efficiency requirements to now use fan energy index (FEI) per AMCA 208 instead of the fan efficiency grade (FEG) used previously (**6.5.3.1.3, ao**)
- Changed exemptions for Supply Air Temperature Reset requirements in climate zones 0A, 1A, 2A and 3A (6.5.3.5, ap)
- New Occupied Standby Controls set requirements for reducing airflow to zero when permitted by ASHRAE 62.1 (**6.5.3.8, g**)
- Revised Energy Recovery Ventilation requirements for non-transient dwelling units (**6.5.6.1, dn**)
- New Heat Recovery requirements for acute inpatient hospitals (**6.5.6.3, v**)
- New exemptions and trade-offs for renewable energy (6.5, 11.4.3, App G, by and s)
- Revised requirements for Data Centers in that IT loads greater than 10kW must now comply with ASHRAE Standard 90.4 (6.6.1, bv)
- New Pump Efficiency requirements (**10.8.6-4, an**)
- Updated minimum equipment efficiency tables, including:
  - Unitary Air Conditioners and Heat Pumps (**6.8.1-1, bl and 6.8.1-2, bm**), Packaged Terminal Air Conditioners and Heat Pumps (**6.8.1-4, bn**) and Warm-Air Furnaces (**6.8.1-5, bo**) to align with DOE requirements taking affect 1/1/2023.
  - Updated Boilers (**6.8.1.6, bp**), Heat Rejection Equipment including dry coolers and evaporative condensers (**6.8.1-7, bq**) and Commercial Refrigerators, Freezers and Refrigeration (**6.8.1-11, br**).
  - A new table was added for Heat Pump and Heat Recovery Chiller packages (**6.8.1-16, bd**).

## ASHRAE 90.1-2019 section updates

### Airside Considerations.

**Humidification and dehumidification controls.** Section 6.4.3.6 is intended to limit the energy used to humidify or dehumidify a building. The language in this section was revised to clarify past confusion:

- The use of electricity, or fossil fuel, is permitted for the purpose of humidification, but cannot be used to raise the indoor humidity level to any higher than 30 percent relative humidity (RH) in the warmest zone served by the system (Figure 2).
- The use of “mechanical cooling” is permitted for the purpose of dehumidification, but cannot be used to lower the indoor humidity level to any lower than 55°F dew point—which enables the use of sensible-cooling equipment like chilled beams, radiant panels, and sensible-cooling terminal units— or lower than 60 percent RH in the coldest zone (Figure 2).

This section also clarifies that a lower humidity level is permitted if it results from operating mechanical cooling for temperature control. For example, a VAV system that is designed to supply air at 48°F dry bulb for temperature control may result in a space dew point below 55°F; and this is permitted.

- If a zone is served by a system with both humidification and dehumidification capabilities, the controls must prevent simultaneous operation of humidification and dehumidification equipment.

Systems serving zones where specific humidity levels are required by accreditation standards (such as museums and hospitals) are exempt from these limits, as long as the controls maintain a deadband of at least 10 percent RH between the humidification and dehumidification setpoints.

In addition, the standard also exempts any system serving zones in which applicable codes or accreditation standards requires humidity levels to be tightly controlled (within  $\pm 5$  percent RH).

**VAV minimum airflow settings.** The 2019 version of ASHRAE Standard 62.1 introduces a new “Simplified Procedure” for determining system ventilation efficiency ( $E_v$ ) in a multiple-zone recirculating system, such as a VAV system. In order to use this new procedure, the minimum primary airflow setpoint for each zone must be no lower than 1.5 times the design zone outdoor airflow ( $V_{oz}$ ).

To align with Standard 62.1, Section 6.5.2.1 in Standard 90.1 has also been revised. This section prevents reheating air that has been previously cooled, unless the zone controls first reduce airflow to prescribed minimum thresholds. Previously, Exception 2 required airflow be reduced to 20 percent of the zone’s design supply airflow (see ~~strike-through~~ text below). This is now revised to require airflow be reduced to the minimum primary airflow rate required by the Simplified Procedure in Standard 62.1 (see underlined text below)—which, as explained previously, is 1.5 times the design zone outdoor airflow.

**6.5.2.1 Zone Controls.**

*Zone thermostatic control shall prevent reheating ...*

**Exceptions to 6.5.2.1:**

2. Zones with DDC that comply with all of the following:

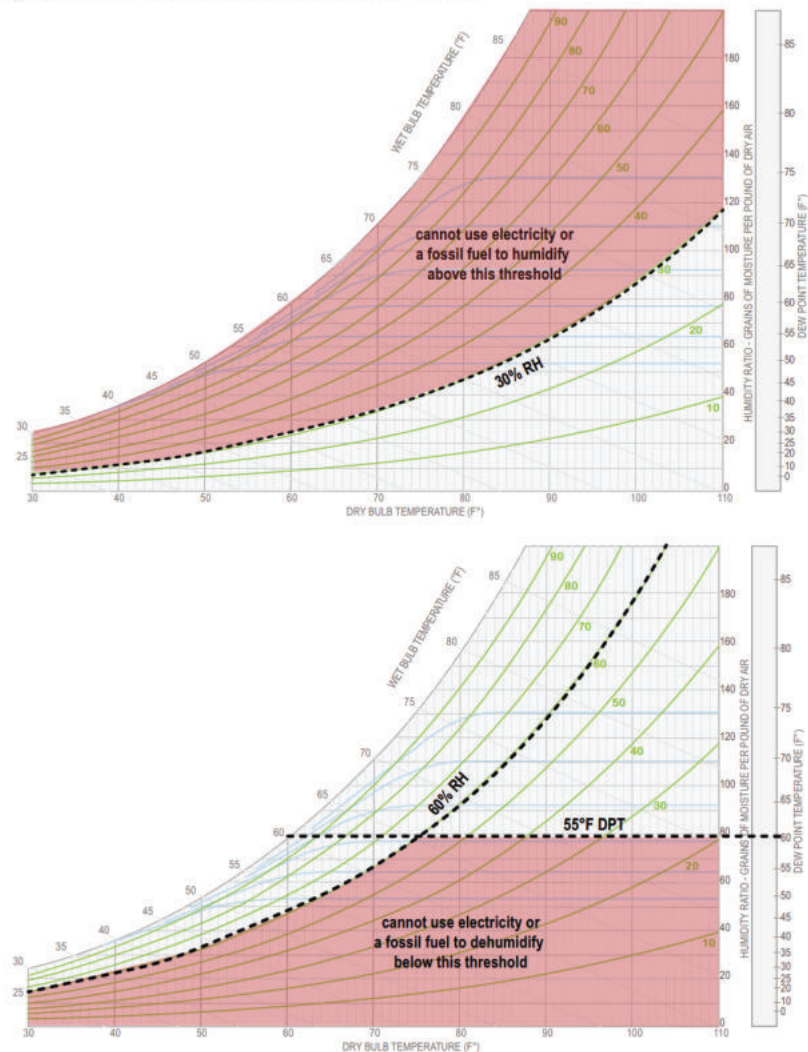
(a) *The airflow rate in dead band between heating and cooling does not exceed the larger of the following:*

*(1) 20 percent of the zone design peak supply airflow*

*(1) The minimum primary airflow rate required to meet the Simplified Procedure ventilation requirements of ASHRAE Standard 62.1 for the zone...*

The new Simplified Procedure in Standard 62.1 makes it easier to calculate the design intake flow rate for a multiple-zone VAV system, and this

**Figure 2. Limits on humidification and dehumidification**



change to Standard 90.1 makes it easier for the VAV box controls to be set up to comply with both standards.

See ADM-APN075-EN for more on this topic.

**Fan motor selection.** Section 6.5.3.1.2 includes requirements related to the selection of fan motors. This section is revised to accommodate new motor and drive technologies, while also simplifying motor selection criteria:

- For a fan less than 6 bhp, the fan motor must be no larger than the first available size with a nameplate rating greater than 1.5 times the bhp. For example, if the design brake horsepower of a fan is 4.4 bhp, the selected motor must be the next available size that has a nameplate rating greater than 6.6 (1.5 x 4.4 bhp).

- For a fan 6 bhp and larger, the fan motor must be no larger than the first available size with a nameplate rating greater than 1.3 times the bhp.
- Fans with a motor nameplate less than 1 hp, or a nameplate electrical input power less than 0.89 kW, are exempt from these limits.

A major change to this section is that “motors equipped with electronic speed control devices to vary the fan airflow as a function of load” are also exempt. Therefore, a fan that is equipped with a variable-speed drive, or a motorized impeller (a direct-drive fan that incorporates an electronically commutated motor, or ECM), are no longer subject to these fan motor size limitations. However, it is still important to ensure that the fan and motor combination is capable of turning down as required by the application.

In the foreword to addendum CE, the Standard 90.1 committee explained that “alternating-current (AC) induction motors operated with variable-frequency drives maintain high efficiency at part load; and permanent magnet fan motors maintain even higher efficiency,” therefore, “the restriction of [fan motor] selections provides no benefit.”

**Fan Efficiency.** In Section 6.5.3.1.3, fan efficiency requirements are now based on the fan energy index (FEI) per AMCA 208 instead of fan efficiency grade (FEG). In general, FEI ensures a good fan or fan array selection, whereas FEG simply required a good fan at peak efficiency.

As defined by the standard, FEI is “a ratio of the electrical input power of a reference fan to the electrical input power of the actual fan for which the FEI is calculated, both calculated at the same duty point. FEI can be calculated for each point on a fan curve.” From this it follows that fans with higher FEI values will consume less power for a given airflow and pressure than fans with lower FEI values.

90.1 requires each fan and fan array to have an FEI of 1.00 or higher and VAV systems are required to have an FEI of 0.95 or higher. Certain small fans and ceiling fans are exempt. Embedded

fans that are part of the equipment listed under Section 6.4.1.1 (such as packaged rooftops, condensing units, water-source heat pumps, air-cooled chillers, PTAC’s, furnaces, cooling towers, and VRF systems) or included in equipment bearing a third-party-certified seal for air performance (such as cataloged air handlers, blower coils, fan-coils, and unit ventilators) are also exempt. Products that are still subject to the FEI requirements include standalone fans or custom air handlers for example. Figure 3 demonstrates the broader operating ranges associated with higher FEI fans.

The reference and actual fan electrical input power are wire-to-air metrics and include efficiency losses from the impeller, the motor, the motor drive (i.e. V-belt for fixed speed fans) and the motor controller for fans with speed control.

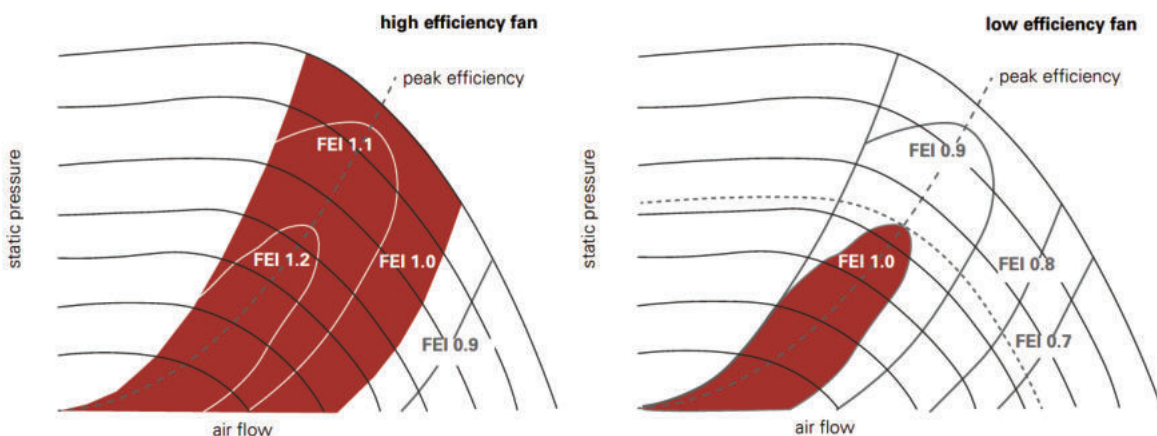
**Supply-air temperature (SAT) reset control.** Section 6.5.3.5 requires that multiple-zone systems (such as VAV systems) be equipped with controls to automatically reset the SAT setpoint in response to either building loads or the outdoor air temperature.

In previous versions of the standard, buildings in climate zones 0A, 1A, 2A, and 3A were exempt from this requirement; the 2019 version narrows the exceptions as follows:

- In climate zone 0A, 1A, or 3A, only systems with a design outdoor airflow < 3000 cfm are exempt.
- In climate zone 2A, only systems with a design outdoor airflow < 10,000 cfm are exempt.
- In climate zone 0A, 1A, 2A, or 3A, systems with at least 80 percent outdoor air that are equipped with an exhaust-air energy recovery device complying with Section 6.5.6.1 (Exhaust Air Energy Recovery) are exempt.

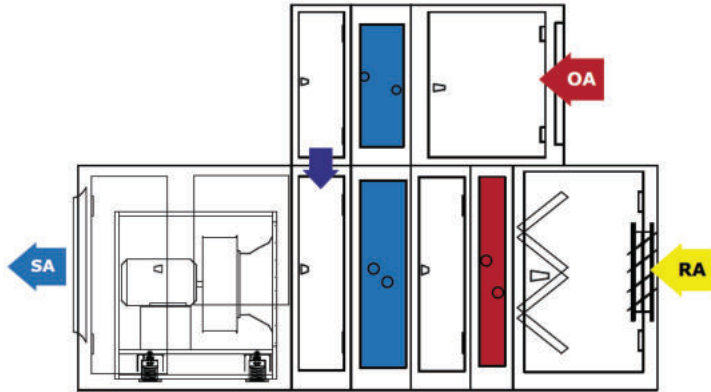
For systems that require additional dehumidification while resetting the SAT setpoint, an informative note added to the standard suggests using a dual-path configuration, as shown in Figure 4, with a separate cooling coil in the outdoor-air path (refer to SYS-APM008\*-EN for more information), a dedicated outdoor-air system, a return-air bypass configuration, or an energy-recovery device in series with the cooling coil.

Figure 3. Operating ranges for high and low FEI fans



Note: dotted curve above represents the maximum speed in which FEI ≥ 1.0 at best efficiency point

Source: Air Movement and Control Association International, Inc. (<https://www.amca.org/advocate/energy-efficiency/about-fan-energy-index/>)

**Figure 4. Dual-path VAV air-handling unit**


### NEW Occupied-Standby Controls.

Section 6.5.3.8 sets new requirements for when a zone is in “occupied-standby” mode. Occupied-standby mode means that the zone is scheduled to be occupied, but an occupancy sensor indicates that no occupants are currently present.

This new requirement applies only to zones serving rooms that are all required to have automatic partial or full OFF lighting controls, per Section 9.4.1.1, and where ASHRAE Standard 62.1 permits ventilation air to be reduced to zero (indicated by the label “OS” in Table 6-1 of Standard 62.1).

The zone shall meet the following within five minutes of all rooms in that zone entering occupied-standby mode:

- Active heating set point must be lowered by at least 1°F.
- Active cooling set point must be raised by at least 1°F.
- All airflow supplied to the zone must be shut off whenever the space temperature is in the deadband between the active heating and cooling set points. This allows outdoor airflow to be reduced to zero.

The only exception to occupied-standby controls is a multiple-zone system without automatic zone flow control dampers.

This control strategy does not replace demand-controlled ventilation, and both control strategies may be applied to a zone when appropriate.

### Exhaust Air Energy Recovery.

Section 6.5.6.1 sets new requirements for outdoor air energy recovery ventilation (ERV) systems in non-transient dwelling units.

Non-transient dwelling units have occupancy for more than 30 days and include buildings such as apartments and condominiums. Previously ERV threshold airflow requirements excluded these buildings.

Enthalpy recovery ratio must be at least 50 percent at cooling design condition and at least 60 percent at heating design condition.

Exemptions include:

- Non-transient dwelling units that are in climate zone 3C
- Non-transient dwelling units less than 500 ft<sup>2</sup> in climate zone 0, 1, 2, 4C or 5C
- Enthalpy recovery ratio requirements at heating design conditions in warmer climate zones 0, 1 and 2
- Enthalpy recovery ratio requirements at cooling design conditions in cooler climate zones 4, 5, 6, 7 and 8.

### Waterside Considerations.

#### Heat Recovery for Space Conditioning.

In Section 6.5.6.3, in addition to Service Water Heating, heat recovery requirements were added to certain hospital facilities. Acute inpatient hospitals are required to have a condenser heat recovery system if they:

- use hot water heating
- have chilled-water capacity exceeding 3,600,000 Btu/h
- have simultaneous heating and cooling above 60°F outdoor air temperature.

The heat recovery system must have a cooling capacity at least 7 percent of total design chilled-water capacity of the acute inpatient hospital at peak design conditions.

Buildings with 60 percent or more on-site renewable energy or site-recovered energy are exempt from this requirement. Buildings in climate zones 5C, 6B, 7 and 8 are also exempt.

#### New minimum efficiency requirements for Heat-Pump and Heat Recovery Chiller Package.

An example of Table 6.8.1-16, shown in Figure 5, includes efficiency requirements for both air-cooled and water-cooled chillers. To use the table simply find the equipment type and size in the first two columns and then find the cooling and heating efficiency requirements in the remaining columns for the appropriate application and design conditions. The heat recovery chiller COP in columns 10 to 13 use combined cooling and heating capacity divided by the power to calculate the required COP.

To date, four official interpretations have been issued relative to this table. Official interpretations become part of the standard’s requirements. The interpretations define which columns are applicable to different types of applications.

- Chillers that are dedicated to heating applications, such as boiler replacement, must only comply with the heating requirements.

**Figure 5. Example data from Table 6.8.1-16, heat-pump and heat recovery chiller packages—minimum efficiency requirements**

Equipment Type	Size Category, kW	Cooling Only Operation Cooling Efficiency* Air Source EER (FL/FLV), Btu/W-h Water Source Power Input per Capacity (PL/PLV, W/kW)		Heating Source Conditions (entering heating water) or OAT (dewbt), °F		Heat-Pump Heating Full-Load Efficiency (COP) <sub>h</sub> , WW								Test Procedure
						Heating Operation				Heat Recovery Chiller Full-Load Efficiency (COP) <sub>h</sub> , WW				
						Path A		Path B		Simultaneous Cooling and Heating Full-Load Efficiency (COP) <sub>sh</sub> , WW				
						Leaving Heating Water Temperature				Leaving Heating Water Temperature				
				Low	Medium	High	Boost	Low	Medium	High	Boost			
				105°F	120°F	140°F	140°F	105°F	120°F	140°F	140°F			
Air source	All sizes	≥0.595 FL	≥0.215 FL	47 db	≥3.290	≥2.770	≥2.310	NA	NA	NA	NA	NA	AHRI 550/590	
		≥0.595 IFLV/IP	≥0.215 IFLV/IP	43 wb <sup>†</sup>										
Water source electrically operated positive displacement	>75 and <150	≥0.595 FL	≥0.215 FL	17 db	≥2.230	≥1.950	≥1.630	NA	NA	NA	NA	NA		
		≥0.595 IFLV/IP	≥0.215 IFLV/IP	15 wb <sup>†</sup>										
Water source electrically operated positive displacement	>75 and <150	≥0.7865 FL	≥0.7875 FL	54/44 <sup>‡</sup>	≥4.640	≥3.950	≥2.690	NA	≥3.300	≥5.410	≥4.420	NA	AHRI 550/590	
		≥0.5919 IFLV/IP	≥0.5146 IFLV/IP	75/66 <sup>‡</sup>	NA	NA	NA	≥3.550	NA	NA	NA	≥1.150		
	≥150 and <300	≥0.7579 FL	≥0.7140 FL	54/44 <sup>‡</sup>	≥4.640	≥3.680	≥2.690	NA	≥3.330	≥5.410	≥4.420	NA		
		≥0.5865 IFLV/IP	≥0.4620 IFLV/IP	75/65 <sup>‡</sup>	NA	NA	NA	≥3.550	NA	NA	NA	≥1.150		
	≥300 and <600	≥0.6947 FL	≥0.7140 FL	54/44 <sup>‡</sup>	≥4.640	≥3.680	≥2.690	NA	≥3.300	≥5.410	≥4.420	NA		
		≥0.5684 IFLV/IP	≥0.4020 IFLV/IP	75/65 <sup>‡</sup>	NA	NA	NA	≥3.550	NA	NA	NA	≥1.150		
≥600	≥0.6421 FL	≥0.6503 FL	54/44 <sup>‡</sup>	≥4.930	≥3.960	≥2.970	NA	≥3.900	≥5.980	≥5.000	NA			
	≥0.5474 IFLV/IP	≥0.4306 IFLV/IP	75/65 <sup>‡</sup>	NA	NA	NA	≥3.900	NA	NA	NA	≥1.650			
≥600	≥0.5895 FL	≥0.6143 FL	54/44 <sup>‡</sup>	≥4.930	≥3.960	≥2.970	NA	≥3.900	≥5.980	≥5.000	NA			
	≥0.5263 IFLV/IP	≥0.3990 IFLV/IP	75/65 <sup>‡</sup>	NA	NA	NA	≥3.900	NA	NA	NA	≥1.650			

Source: ASHRAE Standard 90.1-2019

- Chillers that will serve both cooling and heating requirements must comply with both heating and cooling requirements in the table.
- Water cooled chillers need only comply with one of the heating conditions (leaving water temperature: 105°F, 120°F, 140°F, or 140°F boost).
- Air cooled chillers must comply with both heating requirements (entering air temperature: 47°F and 17°F).

**Other Considerations.**

**Minimum equipment efficiency tables.** Several efficiency tables were updated and some were reordered. The following list summarizes the equipment tables with the most impact on the 90.1 progress indicator.

**6.8.1-1 Electrically Operated Unitary Air Conditioners and Condensing Units and 6.8.1-2 Electrically Operated Unitary and Applied Heat Pumps.**

Updated part load efficiencies on air-cooled unitary equipment to comply with new DOE requirement taking affect 1/1/2023. Increases are on the order of fifteen percent and include new metrics called SEER2, EER2, and HSPF2. With the new metrics come new test procedures that must be followed. DOE has defined these in 10 CFR 430 Appendix M1 and AHRI also published AHRI 210/240-2023 covering the changes. The referenced test procedures clarify what standard should be used for each equipment type.

**6.8.1-4 Electrically Operated Packaged Terminal Air Conditioners, Packaged Terminal Heat Pumps, Single-Package Vertical Air Conditioners, Single-Package Vertical Heat Pumps, Room Air Conditioners, and Room Air Conditioner Heat Pumps.**

Updated several small packaged unit efficiencies to align with DOE requirements taking affect between 2014 and 2023.

**6.8.1-5 Warm-Air Furnaces and Combination Warm-Air Furnaces/Air-Conditioning Units, Warm-Air Duct Furnaces, and Unit Heaters**

Updated efficiencies on furnaces to comply with new DOE requirement taking affect 1/1/2023 and added requirements for stand-by power consumption. Efficiency increases are about one percent.

**6.8.1.7 Heat Rejection Equipment.**

Added dry cooler minimum efficiency referencing CTI ATC-105 as the test standard. Also increased axial fan minimum efficiency for closed circuit cooling towers by about 16 percent. In addition, reduced efficiency requirements by 1.9 percent for both axial and centrifugal fan evaporative condensers to reflect the performance difference between refrigerant R507A which is being phased out and R448A which is being phased in due to its substantially lower GWP.

**6.8.1.11 Commercial Refrigerators, Commercial Freezers, and Refrigeration.**

Combined tables for Commercial Refrigeration and Commercial Refrigerators and Freezers, updated to DOE 2017 minimum efficiencies and renumbered.

**6.8.1-16 Heat-Pump and Heat Recovery Chiller Packages.**

New heating efficiency requirements for air-cooled and water-cooled machines used for space heating and aligned with AHRI 550/590 rating conditions. Refer to "New minimum efficiency requirements for Heat-Pump and Heat Recovery Chiller Package." in this newsletter.

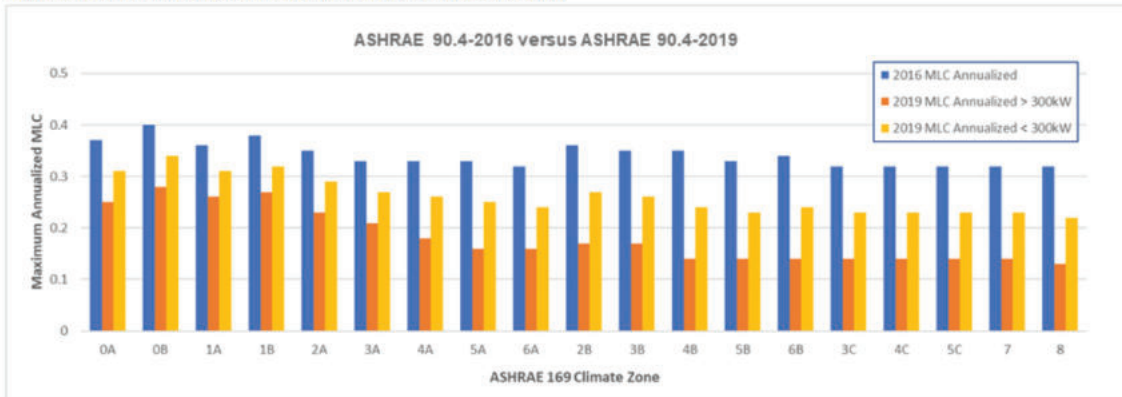
**Data Centers >10kW to 90.4.** Section 6.6 now requires that computer rooms with information technology (IT) electrical loads greater than 10 kW must comply with ASHRAE Standard 90.4 Energy Standard for Data Centers.

Requirements for computer rooms with IT electrical loads 10kW or smaller are still covered by 90.1 but now within the body of Sections 6.4 and 6.5; that is, the PUE alternative compliance path was removed. Table 6.8.1-10 was added specifying minimum Net Sensible COP for Floor-Mounted Air Conditioners and Condensing Units Serving Computer Rooms.

**Why the change?** A 2016 report by Berkeley Lab on United States Data Center Energy Usage (LBNL-1005775) projected data centers in the US would consume 73 billion kWh in 2020. This is not an insignificant portion of the US energy consumption. Also, the ASHRAE standards process goal is to reach consensus. Given significant US and worldwide data center growth, members advocated for a singular data center energy standard. And after years of standards project committee work 90.4 became "the data center standard."

Recognizing data center energy consumption is more than HVAC and IT loads, 90.4 has annualized requirements for both mechanical and electrical system losses.

Figure 6. Mechanical Loss Component in 90.4-2016 versus -2019



Source: ASHRAE 90.4-2016 and ASHRAE 90.4-2019

The Mechanical Loss Component (MLC) includes cooling energy, pump energy and fan energy from both air-handlers and heat rejection equipment divided by the electrical energy load of the information technology equipment (ITE). Values from the 2016 and 2019 versions of Standard 90.4 are shown in Figure 6. Clearly, the requirements vary by climate zone and 2019 requirements are considerably more stringent. For ITE design power greater than 300kW maximum annualized MLC ranges from 0.13 in zone 8 to 0.28 in zone 0B. Data centers with 300kW or lower the maximum annualized MLCs range from 0.22 in zone 8, to 0.34 in zone 0B.

Similarly, the Electrical Loss Component (ELC) includes annualized electrical losses from the incoming electrical service, uninterruptible power supply and ITE distribution divided by the ITE electrical energy load. Values for ELC range from 0.189 to 0.265 depending on load point and IT design load. Although not relevant to HVAC, it is interesting to note that the incoming electrical service segment represents more than half of the ELC.

Air-cooled chilled water plants are typically used for large data centers and rooftop units and split systems are typically used for small data centers.

**Pump Energy.** As of January 2020 pumps must comply with DOE rules governing pump energy. The DOE rule 10 CFR 429 & 43, and subsequently ASHRAE 90.1-2019 require that the Pump Energy Index (PEI) not exceed 1.0.

PEI is ratio of the pump energy rating (PER) divided by the PER for a minimally compliant standard pump in the same class at standard conditions.

PEI<sub>CL</sub> is for constant load pumping applications and PEI<sub>VL</sub> is for variable load pumping applications and each are weighted values reflecting their respective load curves and flow modulation about the Best Efficiency Point. Make sure your pump specifications include these requirements.

**Renewable Energy.** Renewable energy definitions and requirements were added to the standard within prescriptive requirements in Section 6.5 and trade offs in Appendix G and Section 11. Per 90.1 on-site renewable energy is defined as:

“energy generated from renewable sources produced at the building site.”

In Section 6.5, the use of on-site renewable energy allows for exceptions to certain prescriptive requirements for boiler efficiency, heat recovery for space conditioning and indoor pool dehumidifier energy recovery.

Renewable energy trade offs have been included that allow credit for renewable energy generated on site even if the building owner does not own the system, provided that:

- The owner has signed a lease agreement for a minimum of 15 years, or
- The owner has signed an agreement to purchase the renewable energy for a minimum of 15 years

## Summary

ANSI/ASHRAE/IES 90.1-2019 saves 5 percent of energy cost as compared to 90.1-2016 and 54 percent compared to the original ASHRAE 90-1975. These significant savings were developed using a rigorous and open process that includes multiple public reviews with the goal of reaching consensus with directly and materially affected parties.

Given the savings and consensus, this standard will become the basis for building codes in North America as well as other parts of the world.

The information in this newsletter allows you to guide project teams in application of the standard either to meet new codes or to simply reduce the energy intensity of the world.

By Rick Heiden, Trane. To subscribe or view previous issues of the Engineers Newsletter visit [trane.com](http://trane.com) and select the Training & Support from the drop down menu. Send comments to [ENL@trane.com](mailto:ENL@trane.com).





# ป้องกัน โควิด-19 ทำได้ง่าย ทำได้จริง!!!

## วิธีป้องกันโควิด-19 ในสถานการณ์ต่างๆ

ในสถานการณ์ตอนนี้เราจะเห็นได้ว่ามีหลายประเทศที่เริ่มผ่อนปรนมาตรการต่างๆกันออกมาบ้างแล้ว รวมทั้งประเทศไทยด้วยที่ได้มีการอนุมัติในเปิดสถานที่ต่างๆได้ ซึ่งผู้คนก็เริ่มที่จะออกไปทำงานกันตามปกติ แต่เราอย่าลืมว่าตอนนี้เรายังไม่สามารถมั่นใจได้ว่าปลอดภัยจากการติดเชื้ออย่าง 100% ฉะนั้นเมื่อมีการออกนอกบ้านเป็นสิ่งที่หลีกเลี่ยงไม่ได้ ทุกคนควรศึกษาวิธีป้องกันและปฏิบัติกันอย่างเคร่งครัด

ซึ่งวิธีป้องกันโควิด-19หลักๆ คือการล้างมือ และการสวมหน้ากากอนามัย แต่ถ้าเราอยู่ในสถานการณ์หรือสถานที่ที่แตกต่างกันเราควรจะดูแลตัวเองอย่างไร... บทความนี้จะจึงได้นำเสนอวิธีการป้องกันโควิด-19 โดยแบ่งเป็น 4 สถานการณ์หลักดังนี้

## วิธีป้องกันโควิด-19 ก่อนออกจากบ้าน

1. เตรียมหน้ากากอนามัยหรือหน้ากากผ้า เลือกที่ใส่กระชับใบหน้า โดยต้องใส่ครอบทั้งปากและจมูก
2. มีเจลหรือสเปรย์แอลกอฮอล์ติดตัวไว้ตลอดเวลา
3. พกกระดาษทิชชูติดตัวไว้ใช้ปิดปากเวลาไอ จาม หรือใช้จับเมื่อต้องสัมผัสพื้นผิวต่างๆ ที่เราไม่แน่ใจว่าจะมีเชื้อโรคอยู่หรือไม่
4. ใช้ยานพาหนะส่วนตัวจะปลอดภัยที่สุด

## วิธีป้องกันโควิด-19 ในที่สาธารณะ/ขณะเดินทาง

1. ใส่หน้ากากอนามัยไว้ตลอดเวลา และไม่สัมผัสพื้นผิวด้านหน้าของหน้ากาก เพราะอาจจะมีเชื้อโรคติดอยู่
2. หลีกเลี่ยงการสัมผัสสิ่งของให้มากที่สุด หรือหากเลี่ยงไม่ได้ให้ฉีดแอลกอฮอล์ก่อนสัมผัส หรือล้างมือด้วยเจลแอลกอฮอล์ทุกครั้งหลังสัมผัสสิ่งของนั้น โดยเฉพาะลูกบิดประตู ปุ่มลิฟต์ มือจับประตู ราวบันได หรือราวจับของพาหนะที่ใช้เดินทาง
3. เว้นระยะห่างจากคนรอบข้าง 1-2 เมตร
4. หลีกเลี่ยงการใช้มือสัมผัสใบหน้า ดวงตา จมูก ปาก ระหว่างโดยสารสาธารณะ
5. ล้างมือด้วยเจลแอลกอฮอล์หลังจับรถบันได หรือบันไดโดยสารในการเดินทาง
6. ล้างมือหลังลงจากรถโดยสาร และเมื่อถึงจุดหมายโดยทันที
7. หลีกเลี่ยงทานอาหาร เครื่องดื่ม ระหว่างเดินทาง

## วิธีป้องกันโควิด-19 เมื่ออยู่ที่ทำงาน

1. ทำความสะอาดโต๊ะทำงาน บริเวณพื้นผิวโต๊ะ เป็นพืชม์ เมาส์ คอมพิวเตอร์ โทรศัพท์ และวัตถุอื่นๆ ที่ต้องสัมผัสและใช้งานอยู่เป็นประจำ
2. ล้างมือให้บ่อยที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ ควรล้างมือหลังรับประทานอาหาร จับที่จับประตู ราวบันได
3. พกเจลแอลกอฮอล์ติดตัวตลอดเวลา เพื่อใช้ในกรณีที่ไม่มีสะดวกที่จะล้างมือด้วยสบู่และน้ำ เช่น ในที่ประชุม
4. งดการกักตักด้วยการจับมือ หลีกเลี่ยงการสัมผัสทางกายภาพที่ไม่จำเป็น
5. ควรนั่งทานอาหารห่างกันอย่างน้อย 1-2 เมตร และไม่ใช้ภาชนะร่วมกันอย่างเด็ดขาด

## 01 SOCIAL DISTANCING วิธีการประชุม



- หลีกเลี่ยงการประชุม  
ที่มีคนเป็นจำนวนมาก



- ใช้วิธีการประชุม  
แบบออนไลน์  
อีเมลหรือโทรศัพท์  
เช่น Teams  
Zoom / Google Hangouts

## 02 SOCIAL DISTANCING เว้นระยะการนั่ง



- การนั่งทำงาน หรือ  
นั่งในที่สาธารณะ  
ไม่ควรนั่งติดกัน



- ควรเว้นระยะระหว่างกัน  
และหลีกเลี่ยง  
การสัมผัสกัน  
ติดตั้งเทอร์โมมิเตอร์  
ระหว่างที่นั่งที่ติดกัน

## วิธีป้องกันโควิด-19 เมื่อกลับถึงบ้าน

1. ล้างมือก่อนเข้าบ้านด้วยเจลแอลกอฮอล์ หรือน้ำกับสบู่และถอดหน้ากากอนามัยอย่างระมัดระวังพร้อมกับม้วนทิ้งลงถังอย่างถูกวิธี สำหรับหน้ากากผ้าให้ซักทำความสะอาดให้เรียบร้อย
2. อาบน้ำ สระผม เปลี่ยนเสื้อผ้าทันที
3. ทำความสะอาดสิ่งของต่างๆ ที่นำติดตัวออกไปด้วย เช่น กระเป๋า รองเท้า กุญแจ ก่อนเก็บเข้าที่ เนื่องจากเชื้อโรคอาจเกาะอยู่บนพื้นผิวของสิ่งของต่างๆ ได้
4. ทำความสะอาดโทรศัพท์มือถือด้วยแอลกอฮอล์ก่อนที่จะใช้งาน

## วิธีป้องกันโควิด-19 ตามหลัก

### “ล้างมือ-กินร้อน-ช้อนใครช้อนมัน”

'อาหาร' ปัจจัยสำคัญในการดำรงชีวิต แต่ในสถานการณ์ที่เราไม่รู้เลยว่าอาหารที่เรากินไปนั้นมีเชื้อโรค หรือเชื้อไวรัสปะปนหรือไม่ ดังนั้นวิธีป้องกันโควิด-19 ตามหลัก “ล้างมือ-กินร้อน-ช้อนใครช้อนมัน” ก็นับว่าเป็นวิธีที่น่าสนใจที่จะช่วยป้องกันการติดเชื้อได้ แต่ทางที่ดีควรหลีกเลี่ยงการร่วมโต๊ะอาหาร เพราะเชื้ออาจส่งผ่านการพูดคุยได้

## สรุป

การปฏิบัติตัวตามวิธีการป้องกันโควิด-19 อาจจะไม่ได้อันหนึ่งร้อยเปอร์เซ็นต์ สำหรับบุคคลที่ต้องออกนอกบ้านบ่อยๆ แต่ถ้าเราไม่พาตัวเองไปอยู่ในพื้นที่เสี่ยงพื้นที่แออัด หรือสถานที่ที่คนพลุกพล่าน รับรองได้ว่าวิธีการเหล่านี้จะมีประสิทธิภาพในการป้องกันเชื้อไวรัสโควิด-19 ได้อย่างแน่นอน

