Trane Thailand e-Magazine

SEPTEMBER 2014 : ISSUE 20

สวัสดีครับ e-Magazine ฉบับประจำเดือนนี้ เราขอแนะนำสินค้าใหม่ 'เครื่องปรับอากาศติดผนังแบบใช้น้ำเย็น' ที่มีขนาดตั้งแต่ 9,000 - 36,000 Btu/h ที่จะช่วยท่านประหยัดพลังงานและค่าใช้จ่ายในการติดตั้งและบำรุงรักษา อีกทั้งยังทำงานเงียบ ไม่ก่อให้เกิดความรำคาญขณะที่ท่านพักผ่อน และในส่วนงานบริการ เราขอแนะนำโปรแกรมวิเคราะห์การสั่นสะเทือน ซึ่งเป็นการตรวจหาสัญญาณการสั่นสะเทือนที่จะบ่งบอกถึงความบกพร่องในรูปแบบต่างๆ ของเครื่องชิลเลอร์ จึงสามารถป้องกันความเสียหายของระบบอุปกรณ์ได้ทันท่วงที อีกทั้งฉบับนี้ เรายังมีสาระดี ๆ ที่จะไขข้อข้องใจที่ว่า 'ทำไมเทรนถึงไม่แนะนำให้ใช้ VSD Centrifugal Chiller ในประเทศไทย' รวมถึงในส่วนของ Engineers Newsletter เราก็มีสาระดีๆ เกี่ยวกับข้อดี-ข้อเสียของการใช้ VSD กับอุปกรณ์ต่างๆ ใน Chiller Plant จากทีมงานเทรนประเทศสหรัฐอเมริกา ซึ่งสามารถติดตามรายละเอียดได้ในฉบับครับ

ท้ายนี้ เทรนขอขอบคุณทุกท่าน ที่ให้ความไว้วางใจในคุณภาพการประหยัดพลังงานและบริการของเทรนเสมอมา ทางบริษัทฯก็ยังมุ่งมั่นในการลงทุนพัฒนาผลิตภัณฑ์และบริการของเทรนให้ดีขึ้นอยู่เรื่อยๆ เพื่อให้ทันต่อความต้องการของลูกค้าในปัจจุบัน.

'2 Chilled Water Fan แบบติดผนัง

'3 โปรแกรมวิเคราะห์การสั่นสะเทือน Vibration Analysis Program

'5 VSD CHILLER ทำงานที่ Part Lift หรือ Part Load?

'10 Engineers Newsletter

'15 DuraSox IRR™ Air Duct System

'18 START UP Gen 3

'19 Game ตามล่าหา 'เทรน' ลุ้นรับของรางวัล

พัลลภ เตชะสุวรรณ์

Thailand Country General Manager

facebook/TraneThailand

info@tranethailand.com

Ingersoll Rand.

Chilled Water Fan
แบบติดผนัง

เนื่องจากความต้องการใช้งานระบบปรับอากาศแบบใช้น้ำเย็นในปัจจุบันไม่ได้จำกัดเฉพาะการใช้งานเครื่องส่งลมเย็นขนาดเล็กแบบซ่อนในฝ้า (Concealed) หรือแบบแขวนใต้ฝ้าเพดาน (Convertible) เท่านั้น เนื่องจากความต้องการที่หลากหลายนี้เอง ผู้ออกแบบส่วนหนึ่งจึงมีความต้องการใช้เครื่องส่งลมเย็นขนาดเล็กแบบติดผนัง เพื่อความสะดวกในการใช้งานและการติดตั้ง Trane จึงได้พัฒนาเครื่องส่งลมเย็นติดผนังออกมาเพื่อรองรับความต้องการของลูกค้าเช่นกัน ทำให้ Trane เป็นหนึ่งในผู้ผลิตที่มีเครื่องส่งลมเย็นขนาดเล็กครบทุกแบบให้ผู้ออกแบบสามารถเลือกใช้งานได้ตามความต้องการ

ข้อดี

- มีขนาดการทำความเย็นให้เลือกใช้ตั้งแต่ 9,000–36,000 Btu/h
- ติดตั้งได้ง่าย และประหยัดเนื้อที่ในการติดตั้ง
- ทำงานเสียงเบาไม่รบกวน
- บำรุงรักษาเครื่องได้ง่าย

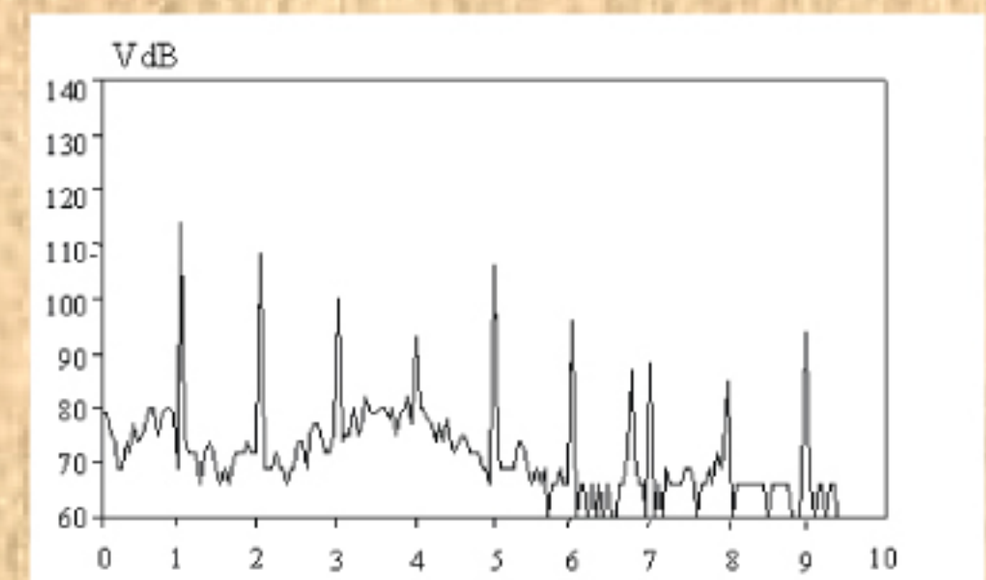
โปรแกรมวิเคราะห์การสั่นสะเทือน

Vibration Analysis Program

‘โปรแกรมวิเคราะห์การสั่นสะเทือน เป็นวิธีการสำคัญที่จะป้องกันความเสียหายของระบบและอุปกรณ์ของผู้ประกอบการ ผู้ดูแลระบบ รวมถึงวิศวกรผู้ควบคุมการทำงาน เพื่อยืดอายุการใช้งานของระบบให้ยาวนานที่สุด ช่วยลดต้นทุนในการดำเนินงาน และเพิ่มประสิทธิภาพและศักยภาพทางธุรกิจของคุณได้เป็นอย่างดี’

โปรแกรมวิเคราะห์การสั่นสะเทือนให้ผลลัพธ์การประเมิน และคาดการณ์น่าเชื่อถือสูงสุด โดยผลลัพธ์ที่ได้ เป็นสัญญาณการสั่นสะเทือนจากการทำงานของอุปกรณ์ โดยให้รายละเอียดได้อย่างทันท่วงที และแม่นยำกว่าระบบอินฟาเรด หรือระบบอื่นๆ

โปรแกรมวิเคราะห์การวิเคราะห์ความสั่นสะเทือนนี้สามารถทำได้ขณะที่เครื่องกำลังทำงานอยู่ โดยจะเริ่มจากการเก็บค่าความสั่นสะเทือนในจุดที่เหมาะสมของเครื่องจักร และนำมาแสดงค่าความสั่นสะเทือนทั้งในรูปแบบ คลื่นเชิงเวลา (Time Waveform) และแถบความถี่ (Frequency Spectrum) เพื่อหาสัญญาณเตือนล่วงหน้าที่เป็นที่มาของความบกพร่องรูปแบบต่างๆ เช่น ความไม่สมดุล (Unbalance) การเยื้องศูนย์ (Misalignment) ความผิดปกติของเกียร์ (Gear Defect) ความผิดปกติแบริ่ง (Bearings Defect) การหลอมคลอน (Looseness) การหล่อลื่นที่ไม่เหมาะสม (Lubrication) ปัญหาทางไฟฟ้า และอื่นๆที่กำลังเกิดขึ้นกับเครื่องจักรนั้นๆ เพื่อวางแผนเชิงรุกในการแก้ปัญหาเหล่านั้นได้อย่างถูกต้อง และป้องกันการหยุดฉุกเฉินของเครื่องจักรและระบบ (Unplanned Downtime)



ตัวอย่างค่าที่ได้จากการวัด Vibration

ตัวอย่างใบพัดของชิลเลอร์แบบ Centifugal compressor เสียดสีกับ Housing ทำให้ต้องถอดใบพัดมาทำบาลานซ์ใหม่ทั้งหมด ใช้เวลาซ่อมนาน และค่าใช้จ่ายสูง

การวิเคราะห์สเปกตรัม (Spectrum Analysis)

สัญญาณที่นำมาวิเคราะห์การสั่นสะเทือนนั้นเป็นสัญญาณในรูปแบบ Complex waveform ซึ่งจะเป็นการยากที่จะแยกปัญหาที่เกิดขึ้นกับเครื่องจักรนั้นๆได้ จึงมีการแปลงสัญญาณที่ได้จาก Transducer มาผ่านกระบวนการของ FFT เพื่อให้ง่ายต่อการตีความ ซึ่งจะทำให้คุณได้ทราบถึงสาเหตุของปัญหาที่แท้จริง และคำแนะนำในการแก้ไข

ทำไมต้องวิเคราะห์การสั่นสะเทือน

ทุกๆ ชิ้นส่วนของอุปกรณ์ในระบบปรับอากาศที่มีการเคลื่อนที่ ล้วนแต่มีสัญญาณการสั่นสะเทือนในตัวเอง ซึ่งทุกครั้งที่สัญญาณเหล่านี้มีการเปลี่ยนแปลงอาจเป็นสาเหตุทำให้เกิดปัญหาต่างๆ ได้ เช่น การสึกหรอของลูกปืน ความไม่สมดุลของแกนมอเตอร์ และการเสื่อมถอยในโรเตอร์ของสกรู คอมเพรสเซอร์การตรวจสอบและการวินิจฉัยปัญหาไม่เพียงแต่จะช่วยสร้างความเชื่อมั่นในการตรวจหาสาเหตุเริ่มต้นที่อาจจะส่งผลให้มีความเสียหายเกิดขึ้น แต่ยังมีความแม่นยำของประเภทและขนาดของความรุนแรงที่อาจจะเกิดขึ้นได้ การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนสามารถชี้ถึงปัญหาระยะยาวที่อาจเกิดขึ้นได้อย่างดีเยี่ยม

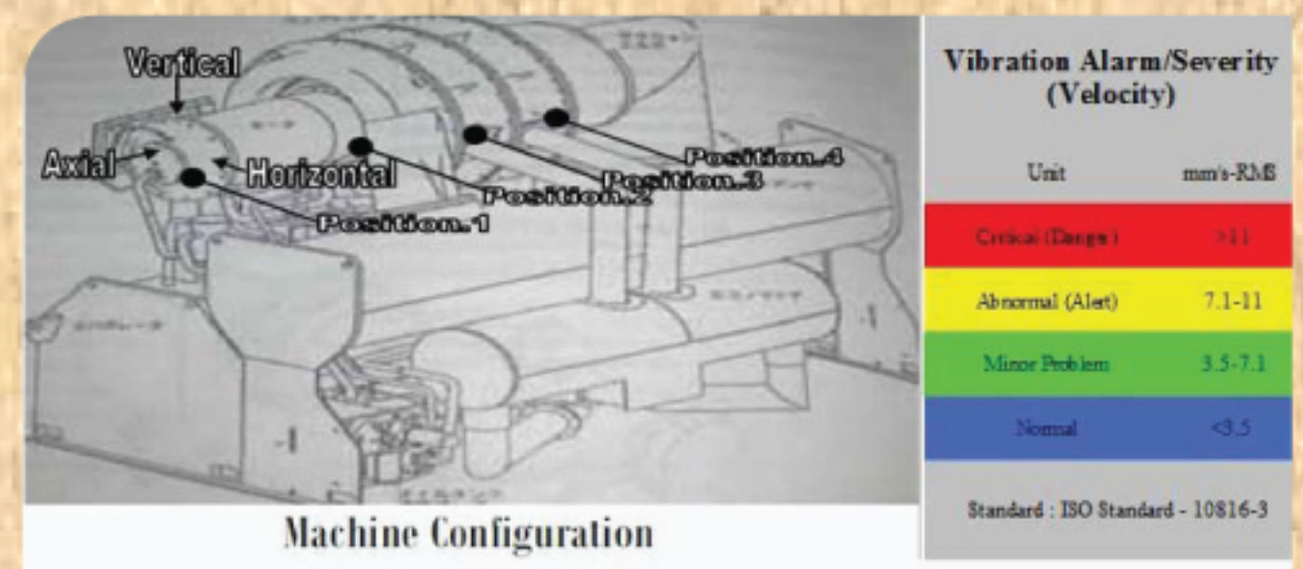
การตรวจวัดการสั่นสะเทือน

ทำไมคุณต้องวิเคราะห์การสั่นสะเทือนกับ Trane Care

เพราะ Trane เป็นผู้ผลิตชิลเลอร์ที่มีความเชี่ยวชาญในอุปกรณ์ทุกส่วนของเครื่องจักรของเราอย่างแท้จริง ผลวิเคราะห์จากผู้เชี่ยวชาญของเราสามารถบอกถึงสาเหตุของปัญหาได้อย่างถูกต้องและแม่นยำกว่าใคร

เมื่อนำผลจากการวิเคราะห์น้ำมันที่เผยให้เห็นถึงความสึกหรอของลูกปืนและมอเตอร์รวมไปถึงประเภทและชนิดของส่วนประกอบโลหะที่ปนเปื้อนในน้ำมันมารวมกับกระบวนการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนจะทำให้เราทราบถึงตำแหน่งของการสึกหรอของอุปกรณ์ได้เป็นอย่างดีโดยการพิจารณาค่าแรงสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นกับเครื่องจักรนั้น ตามมาตรฐานที่ถูกนำมาอ้างอิงในการกำหนดความรุนแรงของปัญหา คือ มาตรฐานสากล ISO 10816

เนื่องจากผลลัพธ์ที่ได้จากโปรแกรมการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนนี้สามารถตรวจสอบสาเหตุและตัวแปรของปัญหาได้อย่างลึกซึ้ง โดยการวิเคราะห์กราฟของผลจากการสเปคตรัมวิเคราะห์อุปกรณ์ภายในที่แสดงผลได้อย่างชัดเจน เราจึงพร้อมที่จะนำเสนอแนวทางการดำเนินการเพื่อแก้ไขและป้องกันปัญหาที่อาจจะเกิดขึ้นได้อย่างมีประสิทธิภาพ



แสดงค่ามาตรฐานของการสั่นที่เป็นสัญญาณเตือนในแต่ละระดับความรุนแรง

Variable Speed Drive *Chiller*

Business Development & Application Team
Trane Thailand

VSD Centrifugal CHILLER ทำงานที่ Part Lift หรือ Part Load?

VSD (Variable Speed Drive) หรือ VFD (Variable Frequency Drive) หรือที่รู้จักกันโดยทั่วไปว่า เครื่องปรับความเร็วรอบ (Inverter) (ดังรูปที่ 1) จัดเป็นอุปกรณ์ประหยัดพลังงานที่ได้รับความนิยมอย่างกว้างขวางในปัจจุบัน ทั้งในรูปแบบที่ติดตั้งมาพร้อมกับอุปกรณ์ต่างๆจากโรงงาน (เช่น VSD Chiller หรือ VFD Chiller) และที่ติดตั้งเพิ่มเติมในภายหลังเพื่อการประหยัดพลังงาน (เช่น การติดตั้ง VSD ที่เครื่องสูบน้ำเย็น พัดลมหอผึ่งน้ำเย็น เป็นต้น) ทั้งนี้ หลักการทำงานของ VSD คือ VSD จะทำการปรับความถี่กระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับมอเตอร์ ในการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ตามภาระโหลดที่เกิดขึ้นจริง

หลักการทำงานของ VSD Centrifugal Chiller

VSD Centrifugal Chiller หรือ VFD Centrifugal Chiller (ดังรูปที่ 2) จัดเป็นเครื่องจักรอีกประเภทหนึ่งที่อาศัยหลักการทำงานของ VSD ในการปรับความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์มอเตอร์ในการดูดอัดสารทำความเย็นตามสภาวะแวดล้อมที่เกิดขึ้นจริง เพื่อการประหยัดพลังงาน โดย VSD จะทำการปรับความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์มอ-เตอร์โดยการปรับความถี่ของกระแสไฟฟ้าตาม Head ที่เกิดขึ้นจริง ดังความสัมพันธ์ Affinity Law ดังความสัมพันธ์ที่ (1) พบว่า

$$Q \propto N$$

$$H \propto N^2$$

$$P \propto N^2 \propto Q^3$$

เมื่อ...

N = ความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์มอเตอร์

Q = อัตราการไหลของสารทำความเย็น

H = Head หรือ แรงดันแตกต่างระหว่างคอนเดนเซอร์ และอีวาพอเรเตอร์

P = กำลังไฟไฟ้าที่ใช้ในการขับคอมเพรสเซอร์มอเตอร์

ความแตกต่างระหว่าง 'Lift' และ 'Load'

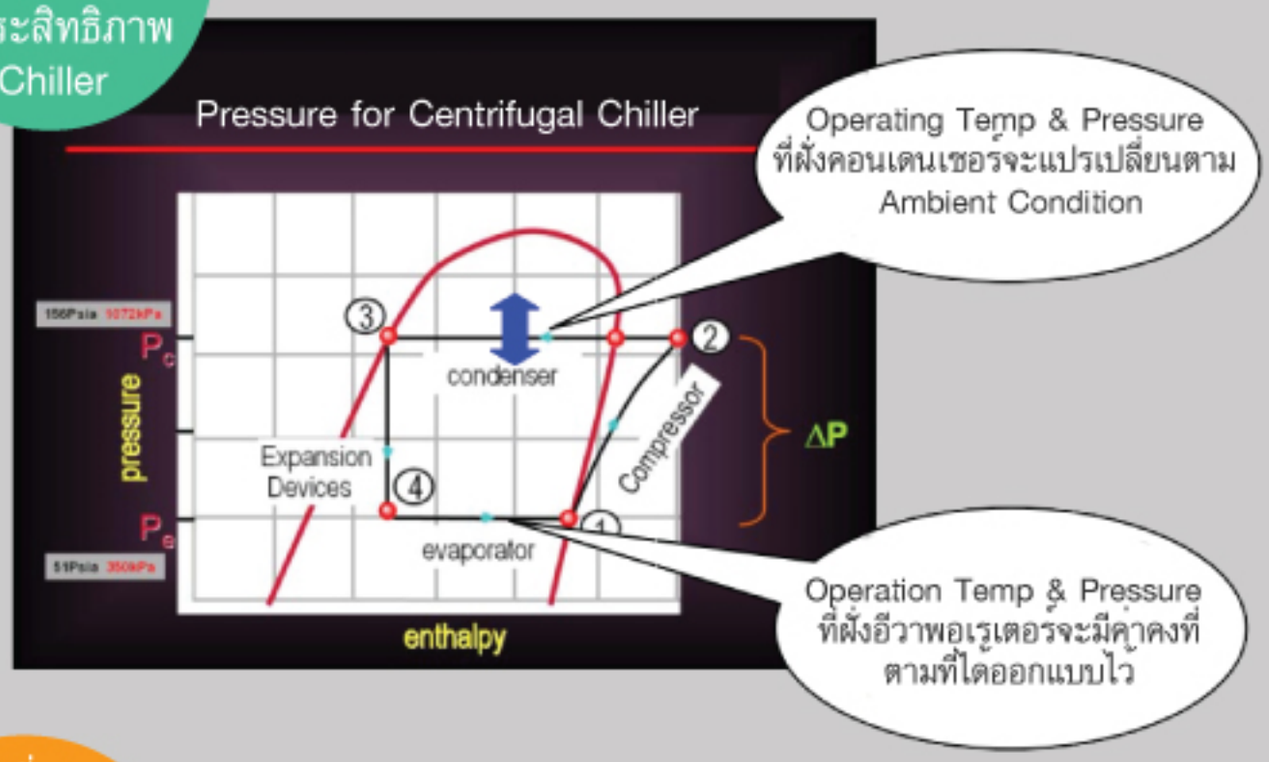
'Lift' คือ 'Head' หรือความแตกต่างของระดับแรงดันที่ฝั่งคอนเดนเซอร์ (Condenser side) และฝั่งอีวาพอเรเตอร์ (Evaporator side) ที่คอมเพรสเซอร์ เพื่อให้สารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไอ สามารถระบายความร้อนทิ้งที่ฝั่งคอนเดนเซอร์ได้ อนึ่ง เนื่องจากสารทำความเย็นจะมีค่าอุณหภูมิคงที่ ที่แรงดันที่ฝั่งคอนเดนเซอร์และฝั่งอีวาพอเรเตอร์ (ดังรูปที่ 3) ดังนั้นจึงสามารถใช้ความแตกต่างของอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ฝั่งคอนเดนเซอร์และฝั่งอีวาพอเรเตอร์หรือผลต่าง Leaving COND Water Temp และ Leaving EVAP Water Temp ได้ (ดังรูปที่ 4) (Lift $\propto P_{cond} - P_{evap} \propto T_{lvg\ cond\ water} - T_{lvg\ evap\ water}$)

รูปที่ 1
อุปกรณ์ปรับความเร็วรอบ
(Inverter / VSD / VFD)

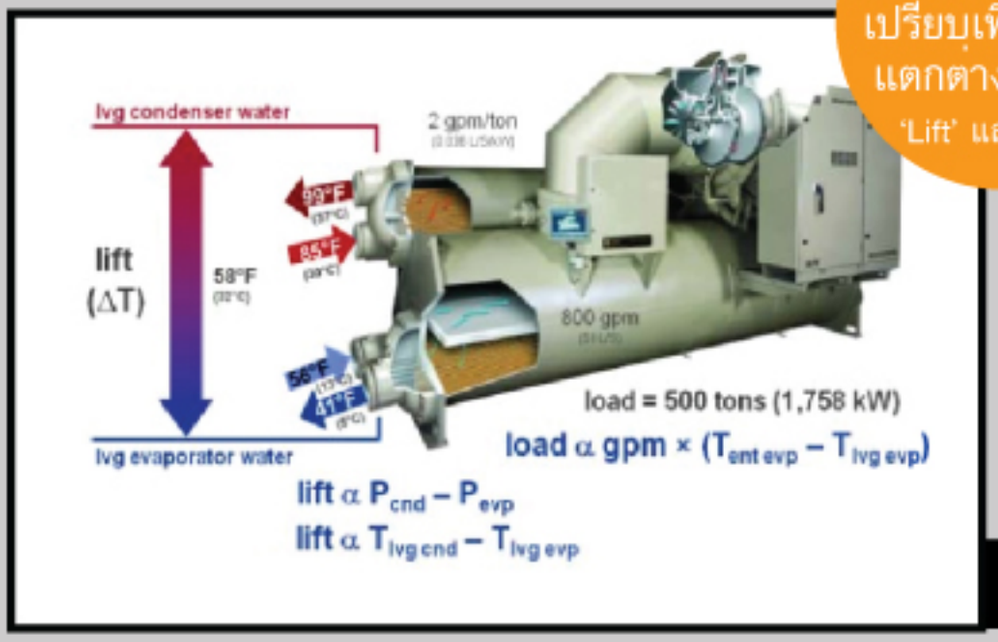
รูปที่ 2
VSD Chiller หรือ VFD Chiller

TRANE

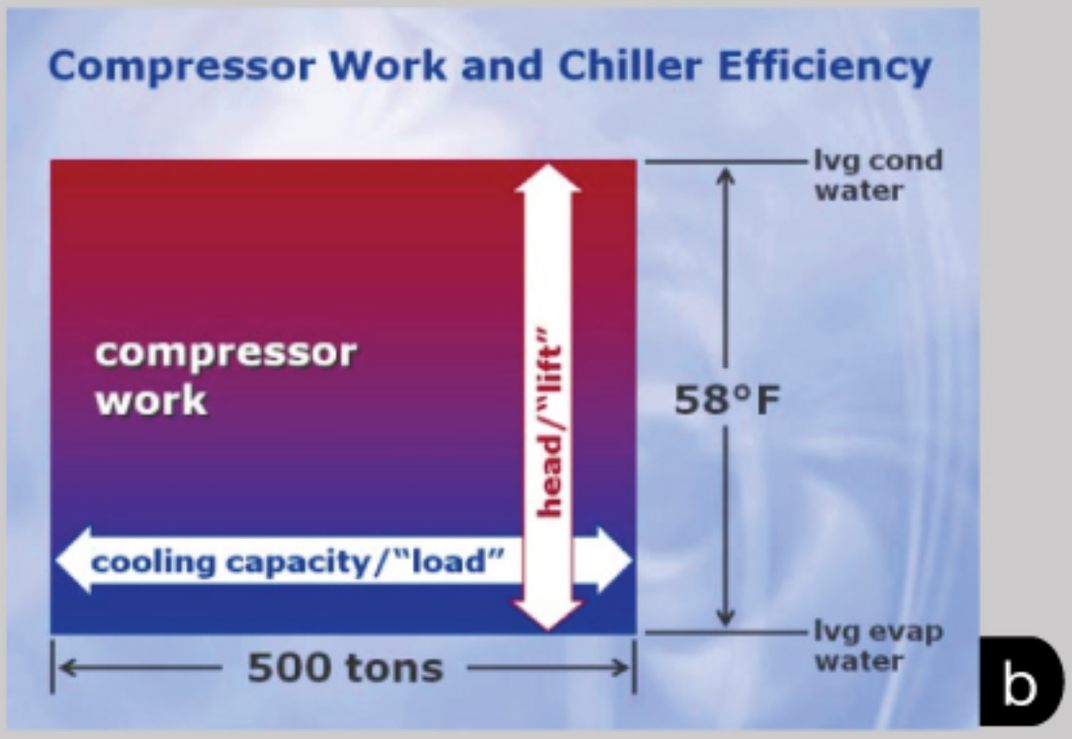
รูปที่ 3
หลักการทำงานและปัจจัยที่มีผลต่อประสิทธิภาพ Chiller



รูปที่ 4 (a,b)
เปรียบเทียบความแตกต่างระหว่าง 'Lift' และ 'Load'



a



b

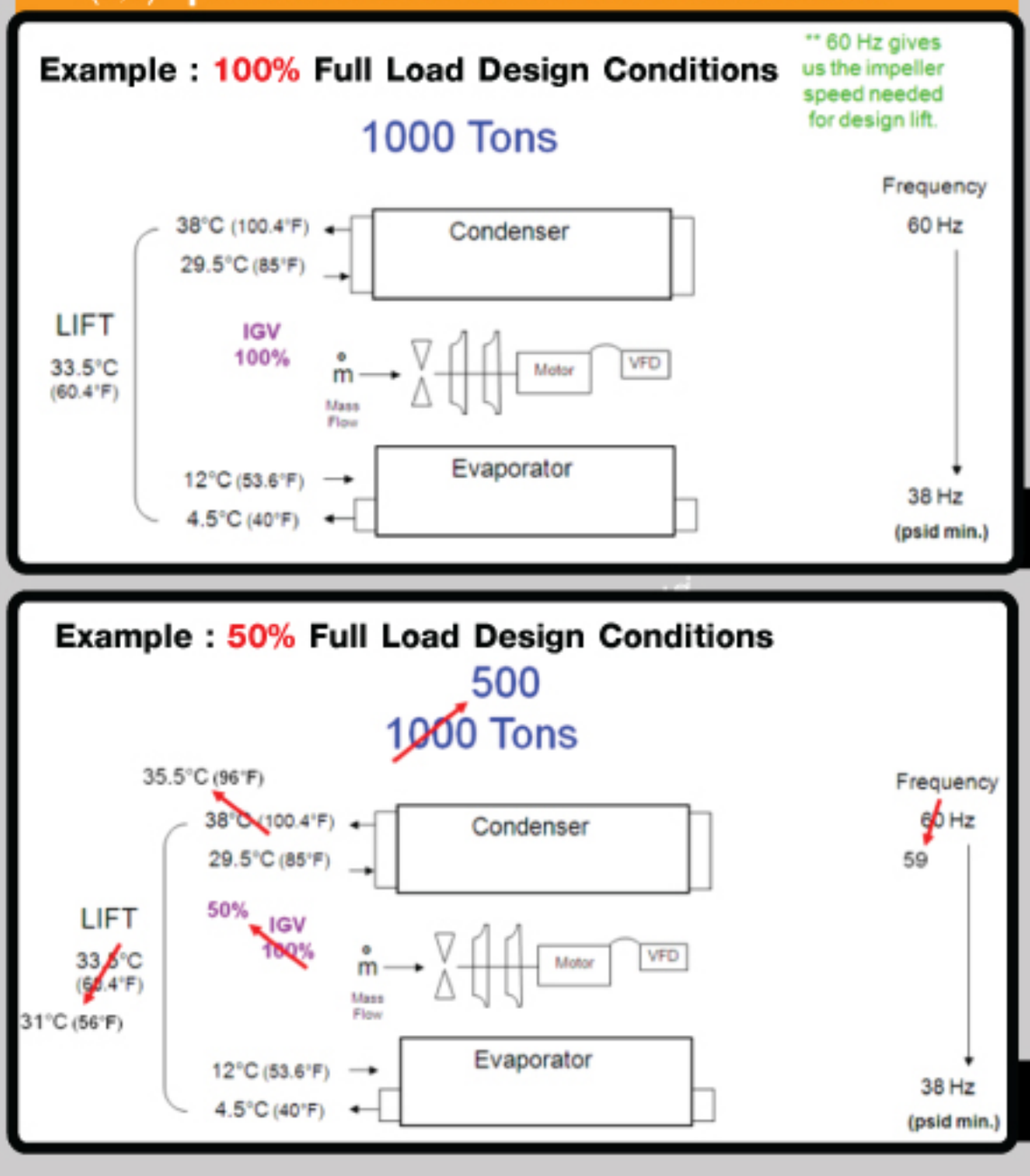
ในขณะที่ 'Load' คือภาระการทำความเย็น หรือ Cooling Capacity ที่ Chiller ต้องทำตามที่ออกแบบไว้ ซึ่งแปรผันตามผลคูณระหว่างอัตราไหลของน้ำเย็น และผลต่างอุณหภูมิน้ำเย็นขาเข้า-ออกที่ฝั่งอีวาพอเรเตอร์ (ดังรูปที่ 4)
(Lift ∝ gpm x ($T_{lvg\ evap\ water}$ - $T_{ent\ evap\ water}$)

ดังนั้น 'Part Lift' คือ ผลต่างของระดับแรงดัน หรืออุณหภูมิน้ำขาออก (Leaving Water Temperature) ที่ฝั่งคอนเดนเซอร์ ที่มีค่าน้อยกว่าตามที่ได้ออกแบบไว้
ในขณะที่ 'Part Load' คือภาระการทำความเย็นที่มีค่าน้อยกว่าตามที่ได้ออกแบบไว้

VSD Centrifugal Chiller ทำงานที่ ‘Part Lift’ หรือ ‘Part Load’

จากคำจำกัดความ ‘Lift’ และ ’Load’ ข้างต้น จะเห็นได้ว่า VSD Centrifugal Chiller จะมีผลต่อการประหยัดพลังงานที่ ‘Part Lift’ เนื่องจาก ‘Part Lift’ หรือ ‘Lift’ คือความแตกต่างของระดับแรงดันหรือ head ที่คอมเพรสเซอร์ของ Chiller ต้องเอาชนะให้ได้ในการขับเคลื่อนสารทำความเย็นจากฝั่งอีวาพอเรเตอร์ไปสู่ฝั่งคอนเดนเซอร์ ซึ่งเกี่ยวข้องโดยตรงกับการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ของ Chiller ในขณะที่ ‘Part Load’ คือ ภาระการทำความเย็น (Cooling Load) ที่น้อยกว่าที่ออกแบบไว้ ซึ่งจะแปรเปลี่ยนไปตามภาระโหลดที่เกิดขึ้นจริง ทั้งนี้ Chiller จะตอบรับโดยการปรับปริมาณสารทำความเย็นผ่านทางอุปกรณ์ควบคุมเช่น Inlet Guide Vane (IGV) สำหรับ Centrifugal Chiller และ Slide Valve สำหรับ Screw Chiller ตามภาระโหลดที่เกิดขึ้นจริง

รูปที่ 5 (a,b) | การทำงานของ VSD Centrifugal Chiller ที่ 100% และ 50% Load ที่สภาวะการทำงานจริงปกติ



จากตัวอย่างการทำงานของ VSD Centrifugal Chiller ขนาด 1,000 ตัน ที่สภาวะออกแบบ ดังแสดงในรูปที่ 5 จะพบว่า ...ity Law ดังความสัมพันธ์ที่ (1) พบว่า

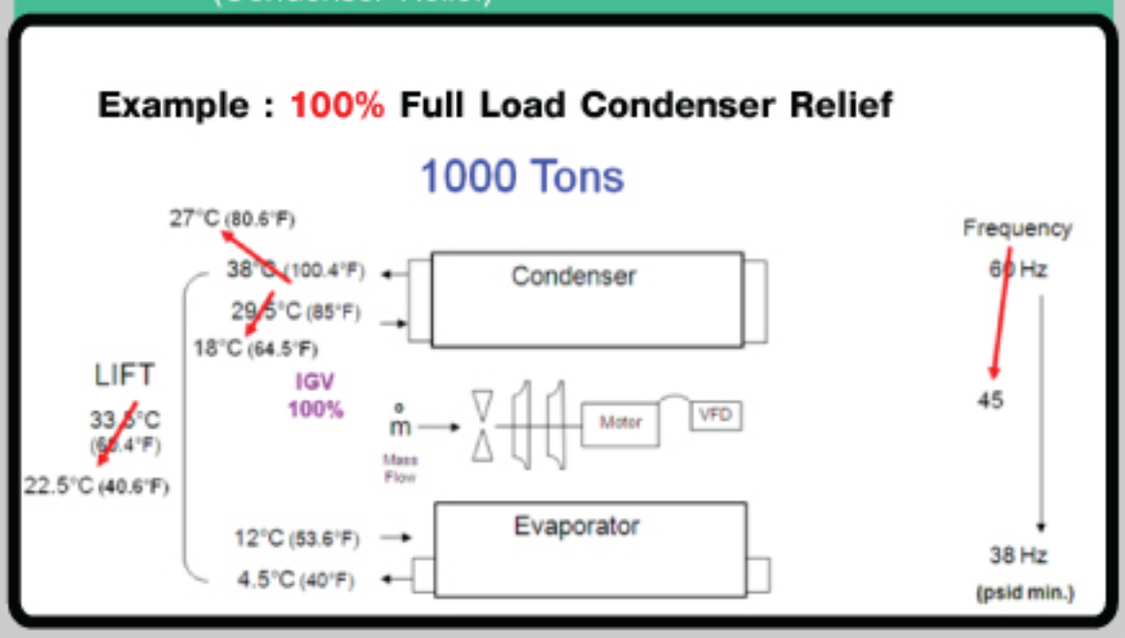
ที่สภาวะ Full Load ดังรูปที่ 5 (a)
>> IGV เปิดให้สารทำความเย็นไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ 100%
>> VSD จะเดินที่ 60 Hz (100%)
>> Lift = 33.5 °C

ที่สภาวะ 50% Load ดังรูปที่ 5 (b)
>> IGV เปิดให้สารทำความเย็นไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ 50%
>> VSD จะเดินที่ 59 Hz (98%)
>> Lift = 31.0 °C

จะเห็นได้ว่าแม้ Load ลดลงเหลือเพียง 50% แต่ VSD มิได้ลดรอบของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์เหลือ 50% ตาม แม้ IGV จะเปิดให้สารทำความเย็นไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ได้เพียง 50% แต่ VSD กลับลดรอบลงมาเพียงเล็กน้อยจาก 60 Hz เป็น 59 Hz ทั้งนี้เพราะ Lift มีค่าลดลงเพียงเล็กน้อยจาก 33.5°C ไปเป็น 31°C อันเนื่องจากอุณหภูมิน้ำคอนเดนเซอร์ขาออก (Leaving COND water temp) มีค่าลดลงเล็กน้อยจาก 38°C ไปเป็น 35.5°C ในขณะที่อุณหภูมิน้ำคอนเดนเซอร์ขาเข้า (Entering COND water temp) มีค่าเท่าเดิม อันเนื่องจากอุณหภูมิอากาศภายนอกมีค่าคงที่ตลอดเวลา จึงเห็นได้ว่าแม้ Load ลดลงมาเหลือเพียง 50% แต่ VSD มิได้ลดรอบมอเตอร์คอมเพรสเซอร์อย่างมีนัยสำคัญ ดังนั้น VSD Centrifugal Chiller จึงไม่ก่อให้เกิดการประหยัดพลังงานอย่างมีนัยสำคัญเมื่อเทียบกับ Constant Speed Chiller โดยทั่วไปสำหรับกรณีนี้ ซึ่งเป็นกรณีสำหรับประเทศที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิระหว่างฤดูกาลน้อยและไม่นาน (โดยเฉพาะอุณหภูมิกระเปาะเปียก, Wet Bulb Temperature) เช่น ประเทศไทย และประเทศในเขตร้อนชื้น เป็นต้น

ในทางตรงกันข้ามเมื่อพิจารณาที่สภาวะอุณหภูมิบรรยากาศมีค่าแปรเปลี่ยนตลอดเวลา ดังแสดงใน รูปที่ 6 ซึ่งจะส่งผลให้น้ำคอนเดนเซอร์ขาเข้ามีค่าแปรเปลี่ยนตลอดเวลาด้วย (ในที่นี้มีค่าลดลงมาเหลือ 18°C ส่งผลให้น้ำคอนเดนเซอร์ขาออกมีค่าลดลงจาก 38°C เหลือเพียง 27°C) จึงส่งผลให้ Lift มีค่าลดลงอย่างมีนัยสำคัญ แม้ที่สภาวะ Full Load ก็ตาม VSD จึงสามารถลดรอบลงมาได้อย่างมีนัยสำคัญเช่นกันจาก 60 Hz เหลือเพียง 45 Hz ซึ่งจะก่อให้เกิดการประหยัดพลังงานอย่างมีนัยสำคัญเมื่อเทียบกับ Constant Speed Chiller โดยทั่วไป ซึ่งเป็นกรณีสำหรับประเทศที่การแปรเปลี่ยนอุณหภูมิระหว่างฤดูกาลมาก และยาวนาน เช่น สหรัฐอเมริกา และยุโรป เป็นต้น

รูปที่ 6 การทำงานของ VSD Centrifugal Chiller ที่ Full Load ณ สภาวะที่อุณหภูมิน้ำคอนเดนเซอร์ขาเข้ามีการเปลี่ยนแปลง (Condenser Relief)



ประเด็นเพิ่มเติมสำหรับการใช้งาน VSD Centrifugal Chiller

นอกเหนือจากการพิจารณาประสิทธิภาพ VSD Centrifugal Chiller ทั้งในกรณี Full Load และ Part Load อีกประเด็นที่ควรพิจารณา คือ ในการใช้งานจริงจะมีจำนวน Chiller มากกว่า 1 เครื่องใน Chiller Plant อันเนื่องจากปัจจัยความน่าเชื่อถือ (Reliability) ของระบบ รวมถึงการสำรองเครื่องไว้ (Stand-by Chiller) ในกรณีฉุกเฉิน ดังนั้นโดยทั่วไปใน Chiller Plant จึงมีจำนวน Chiller ตั้งแต่ 2-3 เครื่องขึ้นไป ส่งผลให้สัดส่วนภาระโหลดต่อ Chiller ในการใช้งานจริงจะมีค่าไม่ต่ำกว่า 50% Load หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งคือ ในการทำงานจริง Chiller จะทำงานที่ภาระโหลดตั้งแต่ 50-100% Load และจะยิ่งมีค่าเพิ่มขึ้นหากจำนวน Chiller ใน Chiller Plant มีจำนวนมากกว่า 2 ตัว (ไม่นับรวม Stand-by Chiller) อาทิเช่น Chiller Plant ที่มี Chiller จำนวน 3 เครื่องนั้น Chiller แต่ละตัวจะทำงานที่ 67-100% Load เป็นต้น

ดังนั้น แม้ VSD Centrifugal Chiller จะมีประสิทธิภาพที่ Part Load ที่ดีกว่า Constant Speed Chiller หากแต่การพิจารณาโอกาสการใช้งานจริงที่ Part Load จากจำนวน Chiller ใน Chiller Plant ยังคงเป็นประเด็นสำคัญที่ต้องพิจารณาควบคู่กันไปด้วยว่า ช่วงการทำงานจริง หรือ % Part Load ต่ำสุดของ Chiller แต่ละตัวที่จะพบจากการใช้งานจริงมีค่าเท่าไร ทั้งนี้ เพื่อให้คุ้มค่าต่อการลงทุนสูงสุด เมื่อเปรียบเทียบกับแนวทางอื่น อาทิเช่น การใช้ High Efficiency Chiller เป็นต้น

สรุป

VSD Centrifugal Chiller หรือ VFD Centrifugal Chiller จัดเป็นเครื่องจักรประเภทหนึ่งที่ช่วยในการ\ประหยัดพลังงานได้เป็นอย่างดี อย่างไรก็ตาม การประหยัดพลังงานของ VSD Centrifugal Chiller ขึ้นอยู่กับสภาวะอากาศภายนอกเป็นสำคัญ โดยเฉพาะอุณหภูมิกระเปาะเปียก (Wet Bulb Temperature) ซึ่งจะส่งผลโดยตรงต่อ 'Lift' ของระบบสารทำความเย็น หรือกล่าวอีกนัยหนึ่ง VSD Chiller จะส่งผลต่อการประหยัดพลังงานอย่างมีนัยสำคัญ ที่ 'Part Lift' ไม่ใช่ 'Part Load' เนื่องจาก VSD จะปรับการทำงานของคอมเพรสเซอร์มอเตอร์ตาม 'Lift' ที่เปลี่ยนแปลงไปอันเนื่องจากสภาวะอากาศภายนอก ในขณะที่ Chiller จะใช้อุปกรณ์ควบคุมปริมาณสารทำความเย็น เช่น Inlet Guide Vane หรือ Slide Valve ในการตอบรับภาระโหลดที่เปลี่ยนแปลงไป (Full / Part Load)

นอกจากนี้แม้ VSD Centrifugal Chiller จะมีประสิทธิภาพที่ Part Load ที่ดีกว่า Constant Speed Chiller หากแต่การพิจารณาโอกาสการใช้งานจริงที่ Part Load จากจำนวน Chiller ใน Chiller Plant ยังคงเป็นประเด็นสำคัญที่ต้องพิจารณาควบคู่กันไปด้วยเช่นกัน

เอกสารอ้างอิง

1. Air Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute. AHRI 550/590, Standard for Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle, Appendix D, D2.1.
2. Leslie, J. 2010. "When does VFD Chiller Make Sense?" CenTraVacTM Chiller Product Promotion Tool, Wis.: Trane.
3. Geister, R. and Thompson, M. 2009. "A Closer Look at Chiller Ratings" ASHRAE Journal, December 2009 : p.22-32.
4. Baker, M., Roe, D. and Schwedler, M. 2006. "Prescription for Chiller Plants." A Supplement to ASHRAE Journal, June 2006 : p.H4-H10
5. Hartman, T. 2001. "All-Variable Speed Centrifugal Chiller Plants." ASHRAE Journal, September 2001 : p.43-51.
6. Schwedler, M. 1998. "Chiller/tower interaction : Take it to the limit...or just halfway?" ASHRAE Journal, July 1998 : p. 32-39
7. Schwedler, M., and B. Bradley. 1995. "Tower water temperature – control it how???" Engineers Newsletter 24(1) LaCrosse, Wis.: Trane.

providing insights for today's hvac system designer

Engineers *Newsletter*

volume 42-4

The Impact of VSDs on Chiller Plant Performance

The efficiency of various chiller plant designs and operation strategies is a hot industry topic. A recent five-part series in the *ASHRAE Journal* provided an excellent process for designing an efficient modern chiller plant.

Also reverberating through the industry is the concept of the all-variable-speed chiller plant. With the popularity and falling prices of variable-speed drives (VSDs), the sentiment of SOAV (Slap On A VSD) has ramped up. While investing in a VSD on chiller plant components typically results in energy savings, the magnitude of savings and the payback can vary significantly.

The purpose of this *Engineers Newsletter* is to compare the impact of the addition of VSDs to various chiller plant components under a few different design and control conditions. It is our hope that it will provoke plant designers to explore the range of plant design and control possibilities on future projects.

The Analysis

To provide enough diversity to make this a useful analysis, the following examples will be analyzed.

Building Types:

- Chicago office with economizer
- Memphis hospital no economizer
- Miami office no economizer

Base Chiller Plant Configurations:

Chilled-water conditions	56°F–42°F (1.7gpm/ton)
Condenser water flow conditions	85°F–94.4°F (3 gpm/ton)
Cooling tower cell per chiller	(38.2[1] gpm/hp)
Condenser water pump per chiller	(19 W/hp)
1, 2, and 3 constant-speed chillers	(0.567 kW/ton)
Fixed tower setpoint control	85°F
ASHRAE 90.1-2010 Path A compliant	

Alternatives: From these base conditions the analysis will consider:

- optimized control sequences,
- the addition of VSDs to various components, and
- near-optimum system design conditions.

Because several of the optimized control strategies considered are difficult to analyze in commercially available energy modeling software, a custom program was created to perform the analysis. It utilizes multivariable quadratic chiller modeling algorithms and the ASHRAE cooling tower performance model, deviating from design setpoints only where specified to evaluate optimized control. The modeling program performs an 8760 hour analysis using TMY3 weather files.

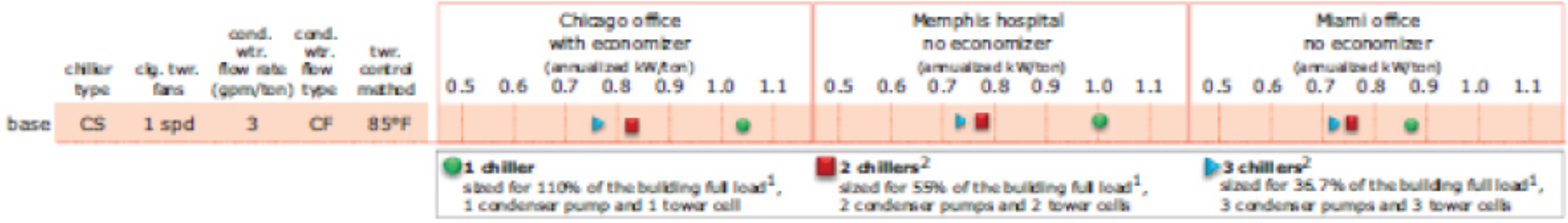
The resulting energy performance is reported as *annualized kW/ton*. This value is calculated by dividing total annual chiller plant kWh by total annual system ton-hrs. It represents a year-long average of the chiller plant's performance.

Finally, it is important to note that in order to maintain a reasonable scope for this analysis, we considered the energy consumption of only chiller and heat rejection equipment (condenser pump and tower fan).

[1] Per ASHRAE 90.1 2007 - Appendix G Baseline Building

@ 2013 Trane, a business of Ingersoll Rand. All rights reserved

Figure 1. Base case system performance in annualized kW/ton



The Base Case. Figure 1 represents our base case for this EN comparison—performance of an all-constant-speed system operating with a cooling tower setpoint of 85°F. The left side of the table shows the plant configuration and operating conditions. Table abbreviations represent the following:

CS	constant speed
VS	variable speed
1 spd	single speed
3 gpm/ton	high flow rate
2 gpm/ton	near optimal flow rate
CF	constant flow
VF	variable flow
85°F	constant leaving water setpoint
Opt	real-time optimized tower water temp. control

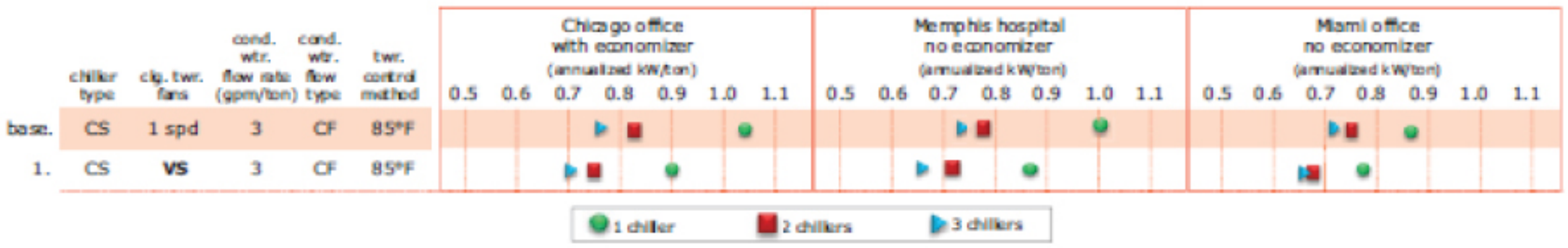
The energy performance results for each location and building type are shown on the right in terms of annualized performance of kW/ton.

For the two- and three-chiller examples, the lag chillers are cycled off as soon as the plant load allows. In an all-constant-speed system, if the lag chillers are left on at lower loads, the annualized plant performance will be worse, approaching or equaling the energy use of the single-chiller system.

Observations. From this base case analysis we can make two observations.

- First, the use of multiple chillers significantly decreases the energy use of the plant, with the greatest impact seen in going from one chiller to two. This occurs because at many part-load hours, half or more of the pump and fan energy can be cycled off. This results in a much better balance of chiller, pump and fan power relative to the cooling load. At many part-load hours, one or more chillers also can be cycled off, allowing the remaining chillers to operate at a more efficient load point.
- Second, the annual plant efficiency for the Chicago location looks worse than the others. As chillers are added, the difference becomes less. There are two significant reasons.
  - Even with airside economizer operation, the Chicago office has a higher percentage of hours operating at lower loading on the chillers. With the entering condenser water being controlled to 85°F, the increased low load kW/ton of the constant-speed chiller(s) and high relative condenser pump power results in worse system efficiency at low-load hours.
  - At low loads there are fewer tons across which to distribute the high flow/high level of condenser pump energy, resulting in a more pronounced negative effect on the system annualized performance.

Figure 2. Alternative 1 and base case comparison of constant-speed versus variable-speed cooling-tower fan control



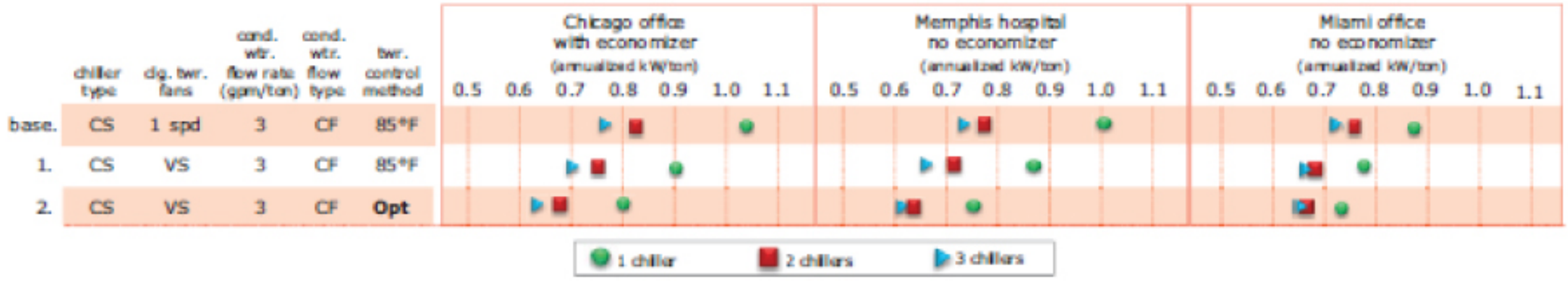
Alternative 1. The first alternative (Figure 2) applies variable-speed control to the cooling-tower fan, again with a cooling-tower leaving-water temperature setpoint of 85°F.

Observations:

- Adding VSDs to the cooling-tower fans improves plant efficiency by 8 to 13 percent. As might be expected, the least improvement is on the three-chiller Miami plant and the greatest percentage improvement is on the single-chiller Chicago plant.
- Cycling operation of a single fan on a cooling tower is a very inefficient method of tower capacity control.
- Taking advantage of the affinity laws on a free discharge variable-speed device, even without optimized setpoint control, results in substantial savings.
- While not obvious from the data, the stable temperature control enabled by the tower variable-speed capacity control also enhances system efficiency.

@ 2013 Trane, a business of Ingersoll Rand. All rights reserved

Figure 3. Alternative 2 with optimized variable-speed-drive (VSD) control on cooling tower fan



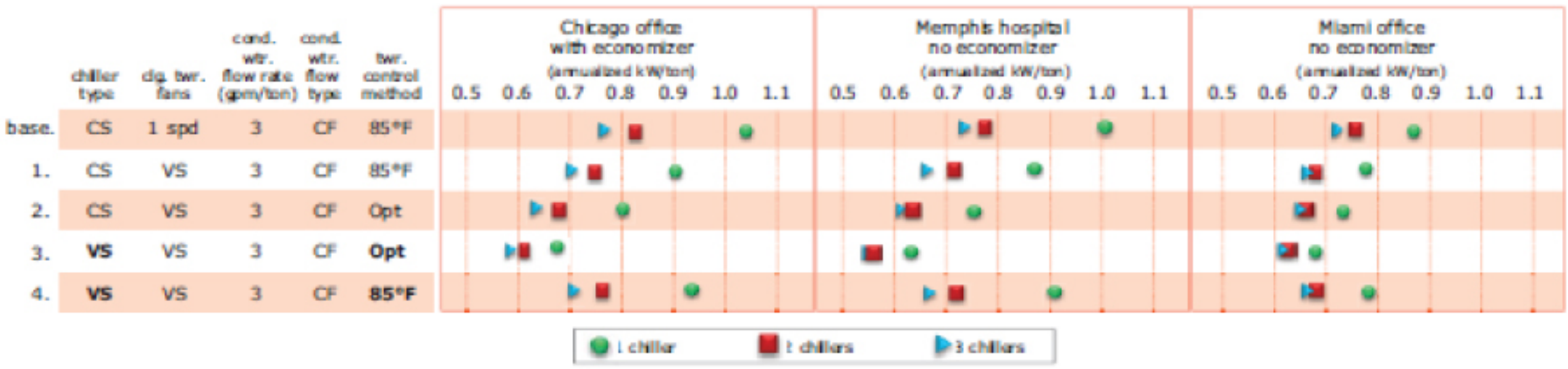
Alternative 2. Figure 3 compares performance results of the system with optimized control of the cooling-tower fan speed, properly balancing the fan energy investment relative to the chiller(s) loading.

Observations.

- Optimizing the variable-speed cooling tower fan operation significantly improves plant annualized efficiency.
- Compared to the base case, the plant efficiency improves by 11 to 24 percent for the optimally controlled variable-speed cooling tower alternative. Again, the least improvement is on the three-chiller Miami plant. However, this time the greatest percentage improvement is on the single-chiller Memphis plant with the single-chiller Chicago plant not far behind.
- Relative to installed cost, and often on an absolute basis, the application of a VSD with optimized control on a cooling-tower fan results in a greater increase in plant efficiency than any other single optimized application of a VSD in a chiller plant. As we compare more alternatives this will become evident.

Conclusion. *Every* chiller plant should utilize optimized variable-speed control on all cooling-tower fans. There is not a better chiller plant energy-saving investment available.

Figure 4. Alternatives 3 and 4 comparison with the addition of variable-speed drives on the chillers and optimized tower control



Alternatives 3 and 4. Figure 4 adds two additional alternatives, each with variable-speed centrifugal chillers. Alternative 3 illustrates optimized variable-speed tower fan control. Alternative 4 illustrates the same system with a tower controlled to a design setpoint temperature of 85°F.

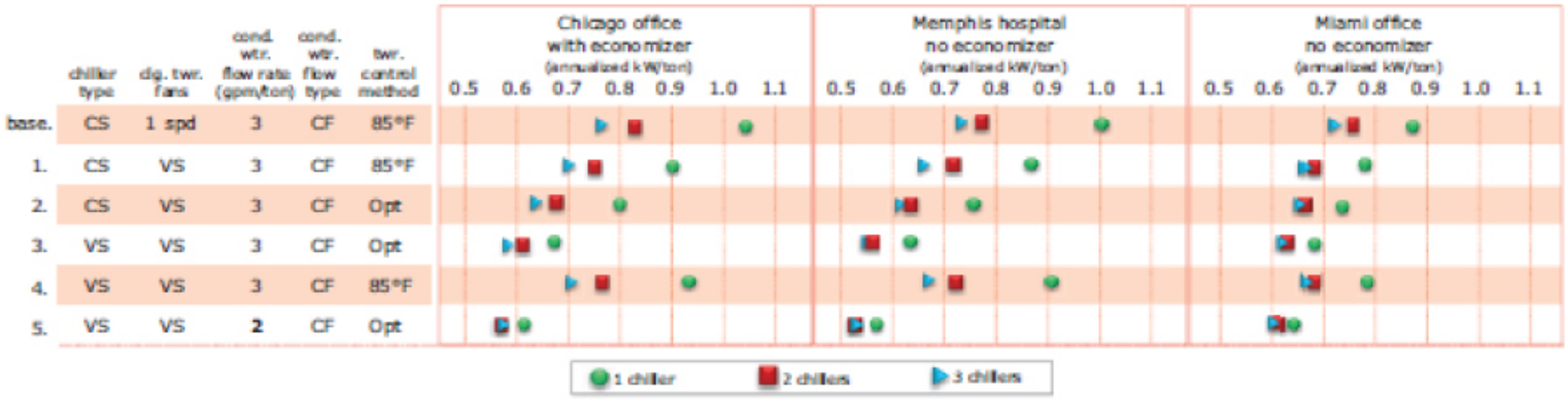
As stated earlier, the full-load efficiency of the constant-speed chiller is modeled at 0.567 kW/ton (ASHRAE 90.1-2010 Path A compliant). These alternatives' variable-speed chillers are modeled at 0.585 kw/ton (ASHRAE 90.1-2010 Path B compliant). This degree of difference is common because the VSD introduces an additional electric efficiency loss. Additionally the increased cost of the VSD may be partially offset by removing chiller condenser or evaporator heat transfer tubes, which negatively impact chiller full- and part-load efficiency.

Observations.

- For alternative 3, adding variable speed to the chillers with optimized VSD cooling-tower fan control results in plant energy savings in all building types and locations.
- In hotter and more humid climates the savings is less, so the return on investment would likely be less attractive.
- Alternative 4 reveals that incorrect tower control can negate the benefit of the variable-speed chillers and make the system work less efficiently than one with constant-speed chillers (e.g., an operator overriding the tower setpoint to 85°F). While this type of operation may seem ludicrous, the author has witnessed similar operation in more than one chiller plant via remote monitoring as well as during personal visits.
- The variable-speed affinity laws can work against the system efficiency too.

@ 2013 Trane, a business of Ingersoll Rand. All rights reserved

Figure 5. Alternative 5 comparison with constant near-optimized condenser flow water (2 gpm/ton)



Alternative 5. Figure 5 represents the same system configuration and control as alternative 3 but with the chillers, cooling towers and condenser pumps selected for constant flow operation at a near* optimal 2 gpm/ton (15°F delta T).This flow selection is based on the recommendation from a number of industry chiller plant design studies, the latest of which was published in the *ASHRAE Journal* (December 2011).

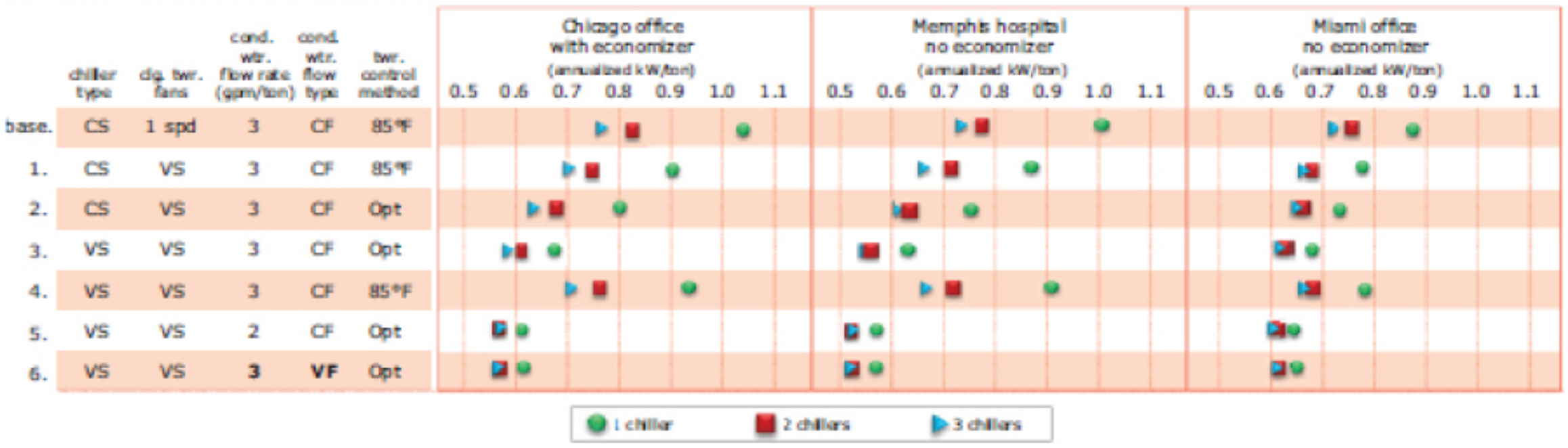
"Condenser water…life cycle costs were minimized at the largest of the three delta Ts analyzed, about 15°F. This was true for office buildings and datacenters and for both single-stage centrifugal chillers and two-stage centrifugal chillers."

Observations.

- All configurations for alternative 5 show energy savings compared to a system designed with the historically common condenser water flow rate of 3 gpm/ton (9.4°F delta T).
- Although the chiller's design efficiency is decreased, this is offset by decreased condenser pump and tower fan energy use.
- Plants with fewer chillers show greater savings. This is due to the fact that the condenser pumps are not cycled off with load. Also with lower design flow and power draw, the condenser pump energy is less as a percentage of the annualized plant energy use.

*Our lawyers will not allow us to use absolute terms such as "optimal" without a moderating adjective. In fact it's likely that the true optimal value would depend on the load, location and user's optimization criteria, i.e., life cycle cost, ROI, lowest possible annualized energy use, first cost, etc.

Figure 6. Alternative 6 comparison with addition of variable high condenser-water flow



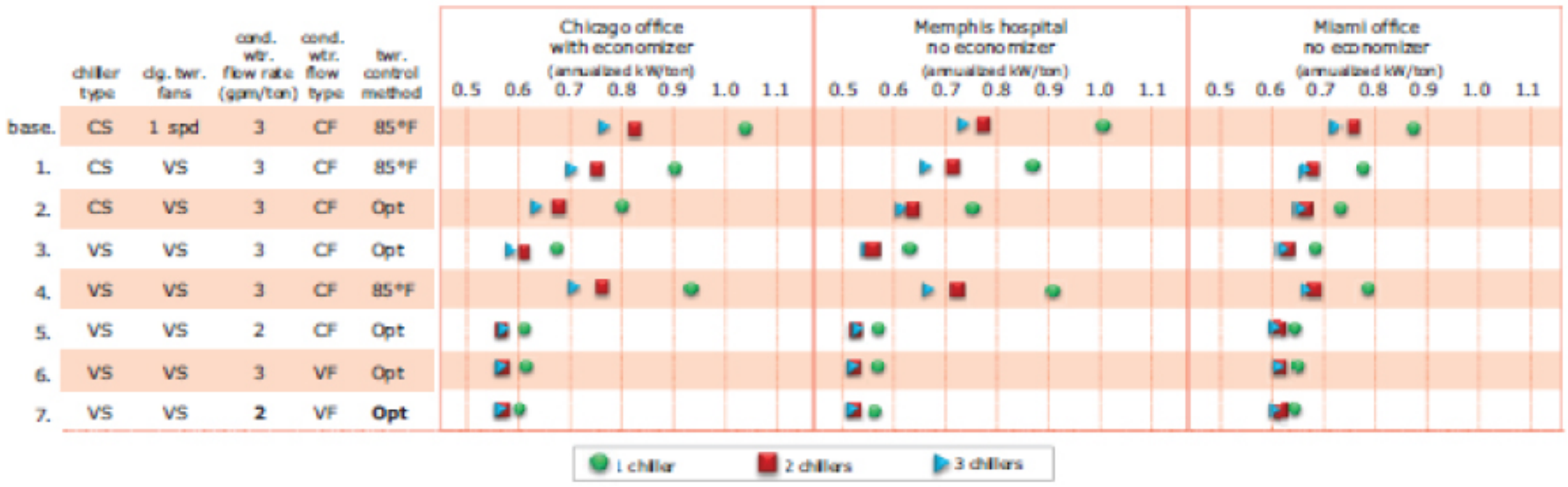
Alternative 6 uses 3 gpm/ton design condenser water flow rate but applies optimized variable condenser water flow to continuously modulate the condenser system flow and pump power use relative to the plant load (Figure 6). The objective of this control is to provide the chiller(s) with higher flow at high loads when it most benefits chiller performance, and reducing flow and pumping power at part load to minimize the excess pump energy consumption.

Observations.

- Energy savings differ by location for this alternative. The Chicago office and the Memphis hospital alternatives show minimal energy savings when compared to the near-optimized constant water flow (alternative 5). Single chiller systems again provide a larger percentage of savings.
- Properly balancing the chiller/pump energy for best life cycle performance (near-optimal constant flow design) leaves little excess pumping energy to be optimized out of the system at part load.
- The Miami office chiller plant energy use is higher for the high design variable flow alternative compared to the near-optimized constant water flow case. This is likely a result of two conditions: The large number of high-wet bulb operating hours which requires high flow to prevent unstable chiller operation results in elevated system pumping power. Secondly, the higher design entering tower water temperature of the low flow system increases the tower heat transfer effectiveness which results in proportionately lower fan power at all loads.
- The efficiency of variable-speed chillers is more negatively impacted by varying condenser water flow. Therefore the expectation is that a system with constant-speed chillers would show slightly greater benefit in annualized efficiency compared to the VSD chiller system.
- As with variable-speed fan control, incorrect control would negate the benefit of the variable-speed condenser water pumping and cause the system energy use to be substantially the same as the 3 gpm/ton constant flow system (alternative 5). This could occur through an operator overriding the VSD to 60 Hz. Again the affinity laws for variable speed can work against the system efficiency.
- Unstable condenser water flow and/or cooling tower fan control would negatively impact system efficiency and may result in unstable chiller operation (surge in centrifugal compressor chillers). The low constant flow alternative eliminates the potential for unstable condenser water flow thus reducing the potential for instability with varying loads.

@ 2013 Trane, a business of Ingersoll Rand. All rights reserved

Figure 7. Alternative 7 comparison with addition of variable near-optimized condenser-water flow



Alternative 7. Figure 7 illustrates a system with 2 gpm/ton design condenser water flow AND optimized variable condenser water flow and cooling tower fan speed control. This configuration leverages low design condenser pump and tower power and reduces it even further when beneficial at part load. This is balanced against a slightly higher chiller power use at full-load design conditions.

Observations.

- This is the most efficient configuration examined, although the efficiency advantage is small in all cases when compared to the near-optimized constant condenser water flow (alternative 5) or variable high condenser water flow system (alternative 6).
- Incorrect control would have a negative, though minimal, impact on the system savings compared to the near-optimized constant water flow system (alternative 5). Again, this could occur through an operator overriding the VSD to 60 Hz.

Summary

While there are many other plant configurations and design conditions that could be examined, these 72 permutations (3 chiller quantities x 3 locations/facilities x 8 plant configurations) provide some clear and important design and control direction.

1. Multiple-chiller systems provide for better annualized chiller plant operating efficiency, particularly for two-chiller versus one-chiller constant-flow systems at historical design conditions.
2. Single-chiller plants benefit most from optimized design conditions and variable-speed components. When properly applied, these plants can approach the efficiency of multiple-chiller plants.
3. Optimally controlled variable-speed cooling-tower fans are fundamental to the efficiency of every chiller plant.
4. Variable-speed chiller technology, with a properly controlled condenser water system, delivers improved annualized efficiency, particularly in mild climate buildings.
5. For a new chiller plant, there is significant potential to raise the annualized plant efficiency without the addition of sophisticated variable-speed condenser water flow control, simply by using near-optimal design flow rates rather than historical AHRI standard rating point flow rates.
6. For existing plants with relatively high design condenser water flow rates, there is significant potential to raise the annualized efficiency by adding proper variable-speed (flow) control on the tower fans and condenser water pumps.
7. The application of VSD technology to both new and existing chiller plant components can provide for significant improvement in annualized plant efficiency and therefore reduction in energy consumption. However, sustained optimized control is critical to realizing the ongoing savings potential.

Two critical questions remain.

The first: *Is there a plant configuration not analyzed here that could provide a significantly improved life cycle cost or ROI compared to the extremes of all-constant-speed chillers or all VSD chillers?* For example, a combination of one or two variable-speed chillers with other constant-speed chillers in a chiller plant. This may be the subject of a future *Engineers Newsletter.*

The second question is actually fundamental to the first: *What is the cost, ROI and life cycle impact of each alternative?* For an excellent treatment of this topic, refer to the five-part series in the *ASHRAE Journal*, "Optimizing Design & Control of Chilled Water Plants" (July, September, December 2011, and March, June 2012 issues).

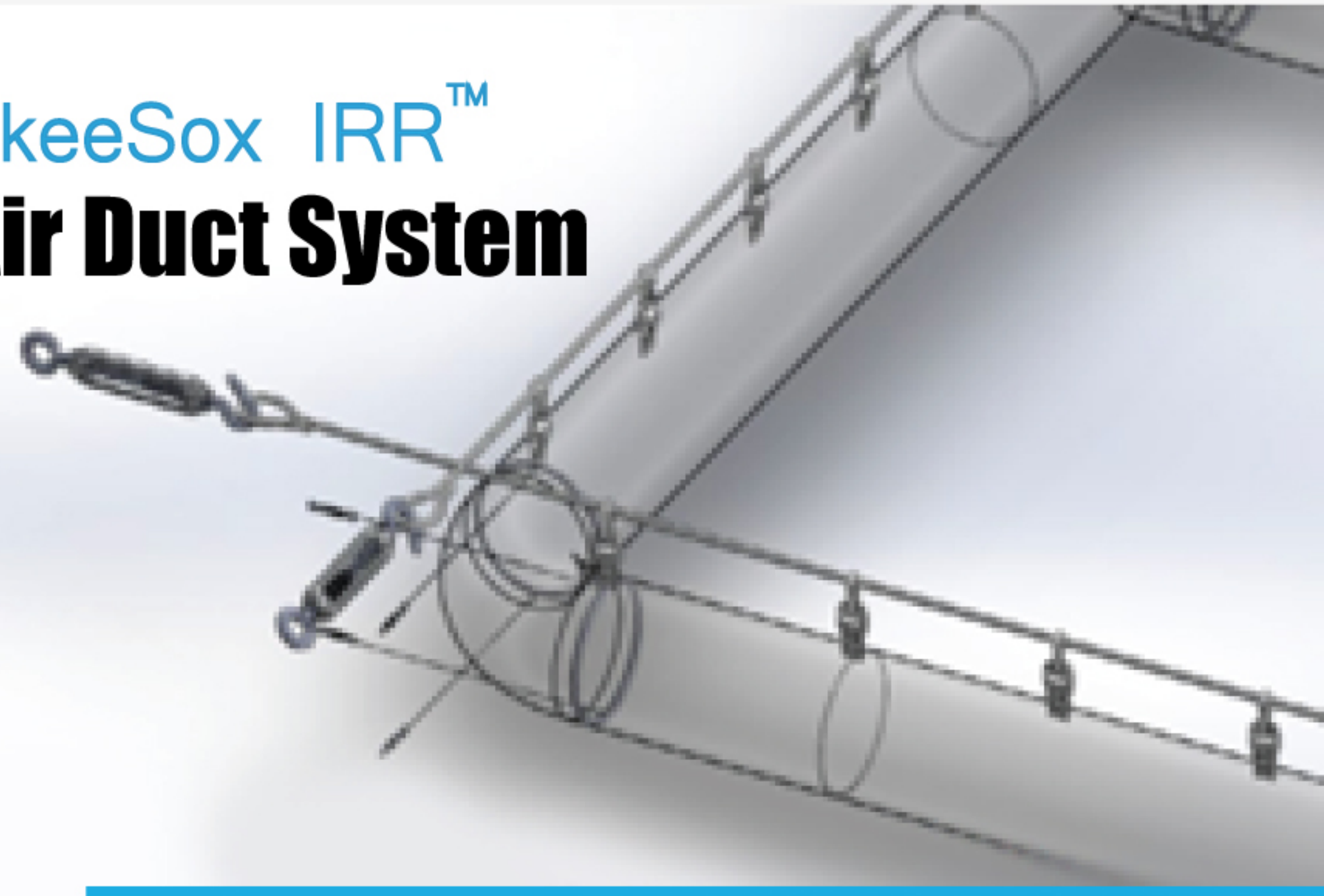
By Lee Cline and Brian Sullivan, Trane systems engineers. You can find this and previous issues of the Engineers Newsletter at www.trane.com/engineersnewsletter. To comment, send e-mail to ENL@trane.com.

@ 2013 Trane, a business of Ingersoll Rand. All rights reserved

TRANE
HVAC Parts & Supplies

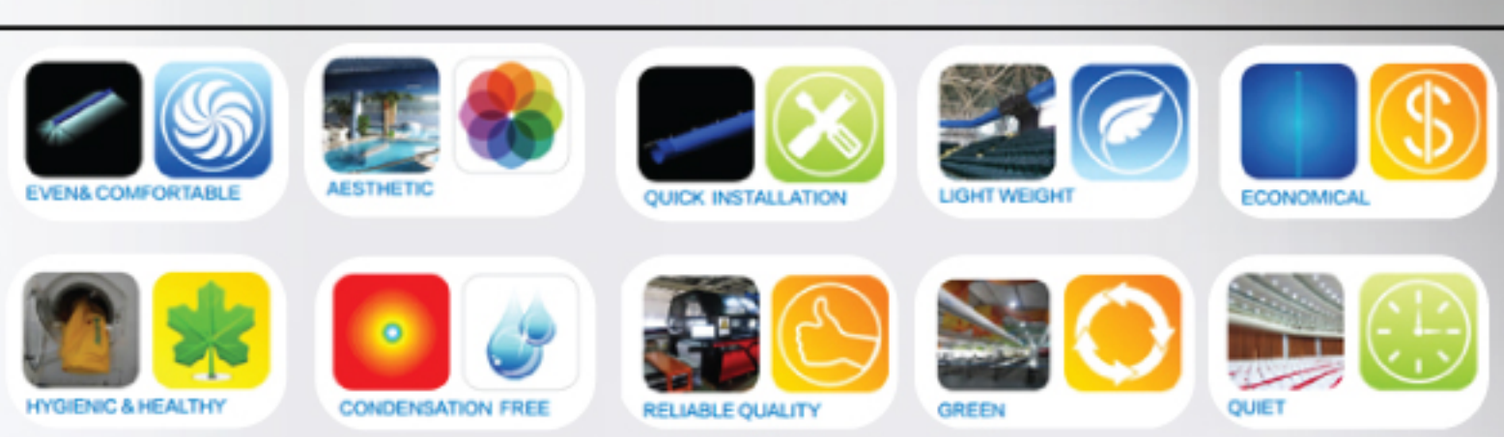
DurkeeSox IRR™

Air Duct System



▌เทคโนโลยีการกระจายลมโดยท่อลมผ้า DurkeeSox Fabric Duct Air Dispersion นั้นมีคุณสมบัติที่เหนือกว่าการใช้ท่อลมโลหะแบบเดิมๆ ด้วยการกระจายลมอย่างทั่วถึงรอบทิศทาง น้ำหนักเบา ติดตั้งง่ายและรวดเร็ว สะดวกต่อการถอดทำความสะดวกเพื่อรักษาความสะอาดของอากาศในพื้นที่ใช้งาน เหมาะแก่การใช้งานสำหรับการออกแบบสถาปัตยกรรมที่สวยงามด้วยรูปทรงที่หลากหลายและสีสันที่คุณเลือกได้เอง และที่สำคัญ DurkeeSox material เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมและราคาต่ำกว่าระบบท่อลมโลหะแบบเดิมๆ

Essential Advantage

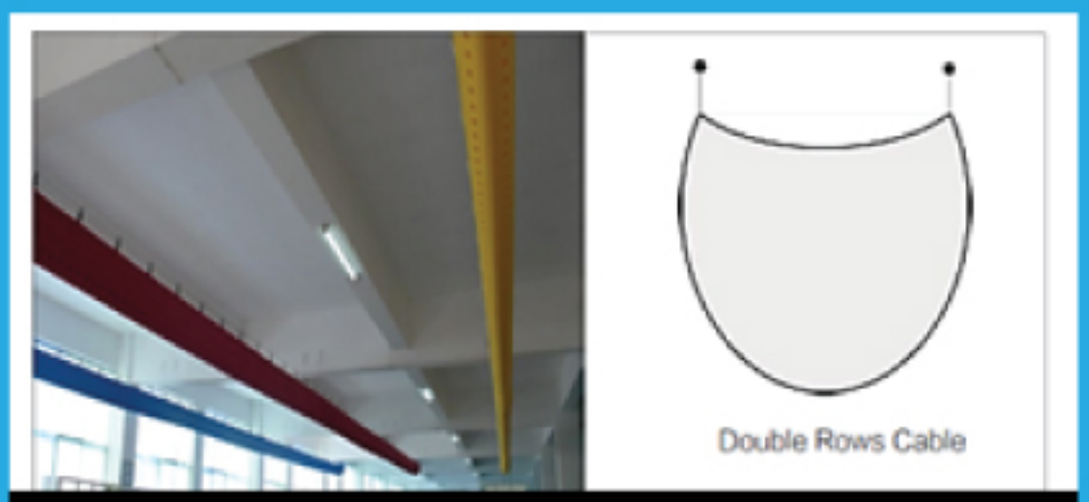


TRANE
HVAC Parts & Supplies

หมดปัญหาการเสียรูปของท่อลมผ้าขณะไม่ได้ใช้งานด้วย

IRR (Internal Retention Ring) System

ด้วยการออกแบบและใช้วัสดุพิเศษที่เป็นลิขสิทธ์ของ DurkeeSox สำหรับ Internal support structure ที่มีน้ำหนักเบาแต่ความแข็งแรงและความยืดหยุ่นสูง ช่วยให้ระบบการกระจายลมของท่อลมผ้าเป็นไปได้อย่างราบรื่น และยังช่วยคงรูปทรงโครงสร้างท่อลมผ้าให้อยู่ในรูปทรงที่สวยงามไม่เสียรูปแม้ไม่ได้อยู่ระหว่างการใช้งาน



DurkeeSox® Duct-Without Air Supply

IRR™ Duct-With Air Supply

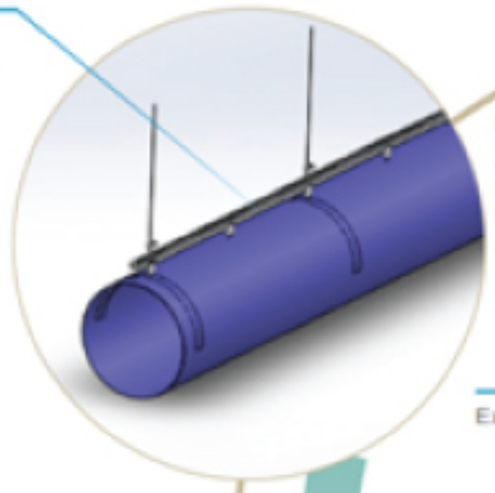
IRR™ Duct-Without Air Supply

TRANE
HVAC Parts & Supplies

The Global Advanced DurkeeSox® IRR System

1.The half round metal supporting duct system

Wrinkles on the surface, unsatisfied in aesthetic.

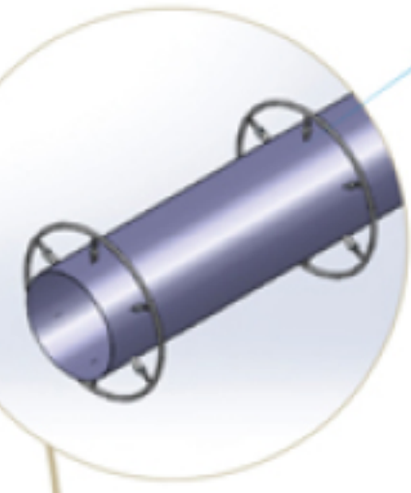


Durkeesox® IRR™ Air Duct System

Aesthetic, Simple Producing, Light Weight, Easy Packaging & Transportation, Quick Installation, Washable, Long Service Life, High Strength, Economical.

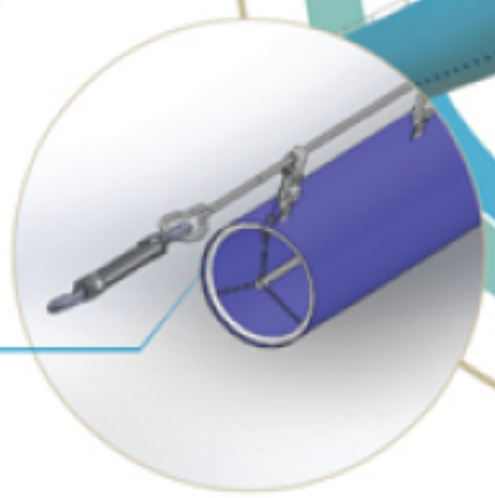
2.External Metal ring supporting system

Difficult packing and transportation.
Complicated installation.
Air leak phenomenon, especially at the supporting spot.
High cost.



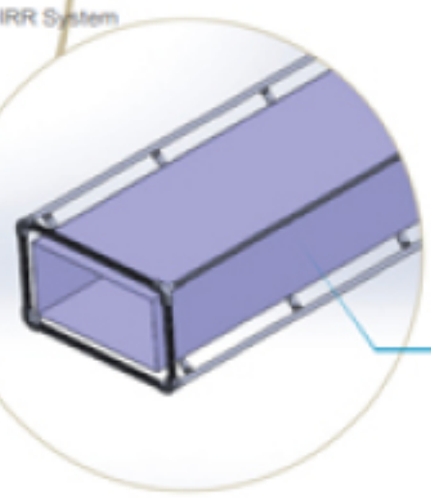
3.Internal Metal supporting ring system

Difficult for packing and transportation.
Increase the load bearing.
Difficult packing and transportation.
Inconvenient for installation and washing.
Complicated producing.

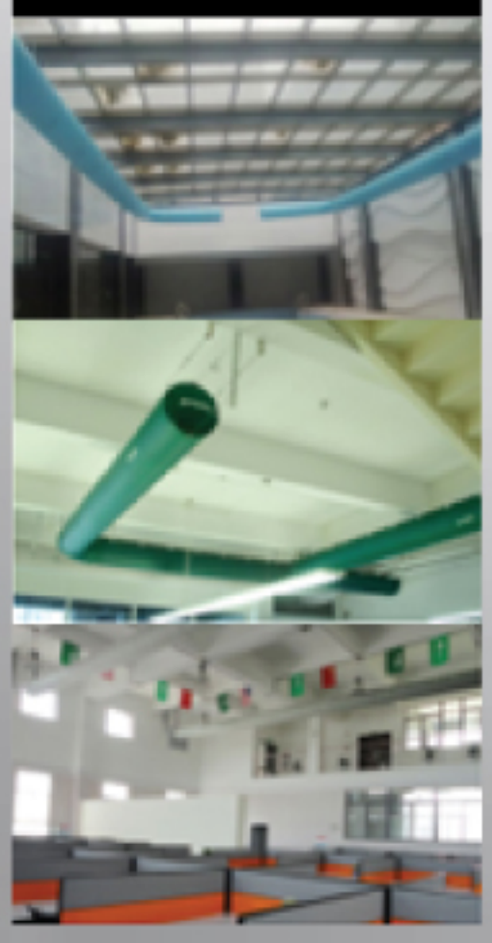


4.Metal track tensile system

Unsatisfied aesthetic
Improving effect.
Complicated installation.
Difficult transportation.



Applications

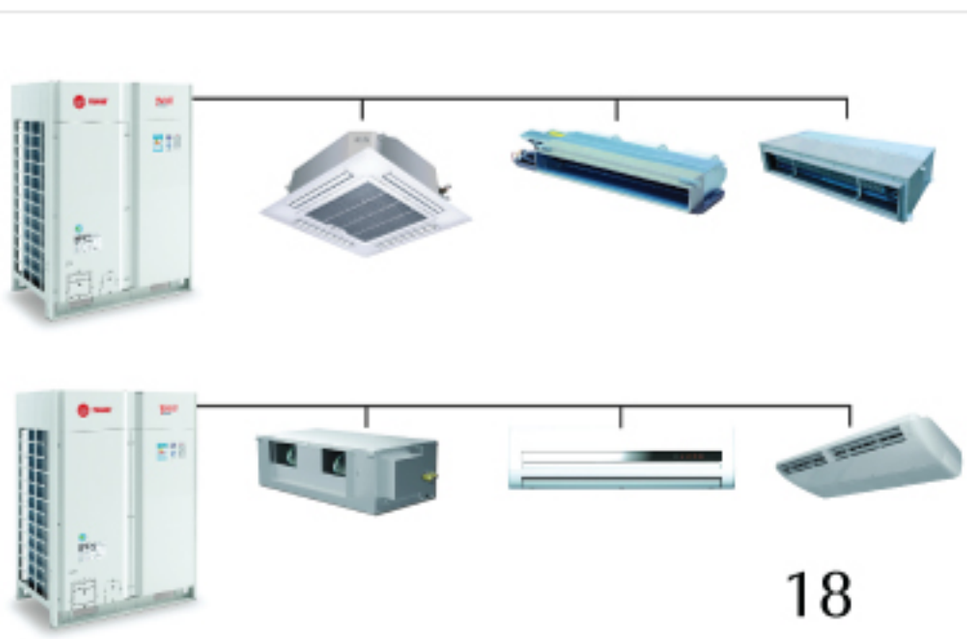
High Requirement for Visual Effect	Long-term shutdown/ Regular ventilation	Suspension system isn't convenient to install
		

START UP Gen 3

ทีมช่างแผนก Technical Dealer Support (TDS) ได้ทำการ Start Up เครื่องปรับอากาศ 'Gen3' (ระบบ VRF) โดยระบบเครื่องปรับอากาศ Gen3 ใช้สารทำความเย็น R-410A ที่ทั่วโลกยอมรับว่าเป็นสารทำความเย็นแห่งอนาคตซึ่งมีคุณสมบัติของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดี ช่วยให้ระบบปรับอากาศมีประสิทธิภาพการทำงานที่ดีขึ้น ไม่ทำลายชั้นโอโซน ช่วยลดภาวะโลกร้อน และเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ทั้งนี้สารทำความเย็น R-410A เป็นหนึ่งในสารทำความเย็นตระกูล Hydrouorocarbon (HFC) ซึ่งเป็นน้ำยาสารผสมระหว่าง R32 (50%) + R125 (50%)

สำหรับการ Start up 'Gen3' ต้องมีการตรวจสอบอย่างละเอียดทุกขั้นตอน ไม่ว่าจะเป็นการตรวจสอบระบบไฟฟ้า การเดินสายสัญญาณ แรงดันน้ำยา ปริมาณน้ำยาที่เติมซึ่งต้องชั่งน้ำหนัก และข้อสำคัญที่สุดของการเติมน้ำยา R-410A คือ ต้องเติมสารทำความเย็นในสถานะของเหลวเท่านั้น เนื่องจากเป็นสารผสม และเพื่อให้ส่วนผสมของน้ำยาไม่ผิดเพี้ยน ดังนั้นขณะเติมน้ำยาต้องคว่ำถังน้ำยา

ในกรณีที่ช่างติดตั้งเติมน้ำยา R-410A ในสถานะแก๊ส จะทำให้ส่วนผสมของน้ำยาผิดเพี้ยนซึ่งจะส่งผลให้เครื่องปรับอากาศไม่สามารถทำความเย็นได้เต็มประสิทธิภาพ



Trane *Activities*

ตามล่าหา ‘เทรน’

เ	ท	ร	น
ก	ร	ง	เ
ข	น	เ	ท
จ	เ	ท	ร
เ	ท	ร	น
ท	ร	น	ช
ร	น	เ	ย
น	เ	ท	ร
บ	อ	ร	พ
ย	ม	น	ส
เ	ท	ร	น

ตามล่าหา “เทรน”

กติกาง่ายๆ

1. เพียงท่านกด LIKE แฟนเพจ Trane Thailand
2. ค้นหาคำว่า ‘เทรน’ จากตารางว่ามีทั้งหมดกี่คำ
3. นำคำตอบที่ได้ comment ใต้ภาพนี้
4. รอลุ้นรับของรางวัลฟรีๆ ถึงบ้าน

ขอสงวนสิทธิ์การร่วมรายการเฉพาะผู้ที่มีที่อยู่ในประเทศไทย

Trane Thailand Fanpage

เทรน (ประเทศไทย)

บริษัท แอร์โค จำกัด ชั้น 30-31 อาคารวานิช 2
เลขที่ 1126/2 ถนนเพชรบุรีตัดใหม่ แขวงมักกะสัน เขตราชเทวี กรุงเทพฯ 10400
โทร. 0 2704 9999
www.tranethailand.com

info@tranethailand.com
facebook/TraneThailand