



TRANE  
TECHNOLOGIES

# TRANE THAILAND e-MAGAZINE

JULY - AUGUST 2020 : ISSUE 90

LET'S GO BEYOND™



# CONTENT

P.2 **รีสอร์ทคาสิโนในฟิลิปปินส์**  
**ทุ่มกว่า 20 ล้านบาท**  
 ตัดตั้งอุปกรณ์ลดเสี่ยง COVID-19  
**"TRANE" PCO + UVGI**

P.3 **Trane Technologies**  
**ภูมิใจกับอันดับที่ 29**  
 ของพลเมืององค์กรที่ดีที่สุด



**งานอบรม**  
**'เพิ่มยอดขายและกำไรกับทรน'**  
**ร่วมกับสมาคมผู้ค้าเครื่องปรับอากาศ**

P.4 **การใช้ Inverter (VSD)**  
 ร่วมกับ **วงจรถึง Star-Delta**

P.6 **การเปลี่ยนถ่ายน้ำมันคอมเพรสเซอร์**  
**สำหรับเครื่องчилเลอร์**

P.8 **การประยุกต์ใช้**  
**สำหรับเครื่อง**



P.10 **Impact of DOAS**  
**Supply-Air Dew Point**  
**Temperature on**  
**Space Humidity**

P.17 **Power Supply**  
**สำหรับ**  
**CHILLER**



**พิชก เตชะสุวรรณ**  
 Thailand Country  
 General Manager

การลดต้นทุนในการดำเนินธุรกิจเป็นสิ่งจำเป็นในสถานการณ์ปัจจุบัน ซึ่งค่าใช้จ่ายทางสาธารณูปโภคถือว่าเป็นต้นทุนที่เกิดขึ้นในทุกวันและตลอดเวลา ในการดำเนินธุรกิจ โดยเฉพาะอย่างยิ่งค่าไฟฟ้าที่มีการใช้จ่ายต่อเดือนที่สูงมาก สำหรับอาคารสำนักงาน โรงแรม โรงพยาบาล รวมถึง ห้างสรรพสินค้า การใช้ระบบปรับอากาศแบบเครื่องทำความเย็น (Chiller) มีสัดส่วนใช้พลังงานไฟฟ้าสูงถึง 60-70% ของระบบไฟฟ้าทั้งหมด ซึ่งเป็นค่าใช้จ่ายที่สูงสำหรับผู้ประกอบการ

'ทรน' จึงมีอุปกรณ์ที่ช่วยประหยัดพลังงาน และลดค่าใช้จ่ายให้แก่ผู้ประกอบการ สำหรับเครื่องทำความเย็นโดยเฉพาะ เรียกว่า Adaptive Frequency Drive หรือ AFD ซึ่งเป็นอุปกรณ์เสริมที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพให้เครื่องทำความเย็นเก่าของทรนทำหน้าที่เสมือน Inverter ของเครื่องทำความเย็น ช่วยลดรอบหมุนของมอเตอร์เหมาะกับการใช้งานที่ Part load และสามารถลดการใช้ไฟฟ้าได้สูงสุดถึง 50% จึงช่วยในการประหยัดพลังงาน โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกลุ่มผู้ประกอบการที่มีการเปิดเดินเครื่องตลอด 24 ชั่วโมง

สอบถามเพิ่มเติมต่อ 1800-019-777 (โทรฟรี) ยินดีให้คำปรึกษาโดยไม่มีค่าใช้จ่าย





รีสอร์ตคาสिनอในฟิลิปปินส์  
ทุ่มกว่า 20 ล้านบาท  
ติดตั้งอุปกรณ์ลดเสี่ยง COVID-19  
**'TRANE' PCO + UVGI**

จากสถานการณ์การระบาดของเชื้อไวรัส COVID-19 ในประเทศฟิลิปปินส์ ที่ยังคงมีจำนวนผู้ติดเชื้อรายวันเพิ่มขึ้นเป็นจำนวนมาก ล่าสุด โซไลเร รีสอร์ต แอนด์ คาสिनอ (Solaire Resort & Casino) โรงแรมและคาสिनอระดับ 5 ดาวในประเทศฟิลิปปินส์ ได้ทำการติดตั้งอุปกรณ์ปรับปรุงคุณภาพอากาศของ 'ทรเน' หรือ Trane Air Cleaning Systems (TACS) ซึ่งทำให้ 'ทรเน' เป็น บริษัทด้านระบบปรับอากาศรายแรกในฟิลิปปินส์ที่ประสบความสำเร็จในการนำเสนอเทคโนโลยีขั้นสูงเพื่อลดสิ่งปนเปื้อนของสภาพอากาศภายในอาคาร ได้แก่ ฝุ่นละอองอนุภาคเล็ก ก๊าซ และไวรัส

**โซไลเร รีสอร์ต แอนด์ คาสिनอ (Solaire Resort & Casino)** เป็นรีสอร์ตและคาสिनอใน Entertainment City ซึ่งเป็นอาคารขนาดใหญ่ที่สร้างขึ้นริมชายฝั่ง Bay City ย่านปารานากิว (Parañaque) ในมหานครมะนิลา (Metro Manila) ประเทศฟิลิปปินส์ เปิดให้บริการในเดือนมีนาคม 2556 ซึ่งเป็นรีสอร์ตคาสिनอแห่งแรกจากทั้งหมดสี่แห่งที่เปิดให้บริการในพื้นที่นี้ โดยคอมเพล็กซ์ประกอบไปด้วยโรงแรมระดับ 5 ดาว ที่มีห้องพัก ห้องสวีท และวิลล่า จำนวนรวม 800 ห้อง

ชุดระบบทำความสะอาดอากาศที่เป็นนวัตกรรมใหม่ล่าสุดของ 'ทรเน' นั้น ได้ใช้เทคโนโลยีผสมผสานระหว่าง

**Photo-Catalytic Oxidation** และ **Ultraviolet Germicidal Irradiation (UVGI)**

ซึ่งไม่เพียงแต่ลดความเสี่ยงในการแพร่กระจายเชื้อโรคบางชนิดเท่านั้น แต่ยังช่วยปรับปรุงคุณภาพอากาศ ด้วยการกำจัดก๊าซจำนวนมาก กลิ่นไม่พึงประสงค์ และยังช่วยกรองฝุ่นละออง (PM2.5) ในอากาศอีกด้วย

ด้วยเทคโนโลยีปรับปรุงคุณภาพอากาศภายในอาคารจาก 'ทรเน' ช่วยให้ลูกค้ากลุ่มอุตสาหกรรมโรงแรมและการท่องเที่ยว สร้างจุดแข็งในการทำธุรกิจได้เหนือกว่าคู่แข่งด้วยการส่งมอบคุณภาพอากาศภายในอาคารที่ดีกว่า ให้แก่ลูกค้าที่มาพักอาศัยในโรงแรม

ท่ามกลางการแพร่ระบาดของเชื้อโรคนี้ 'ทรเน' ไม่เคยหยุดยั้งความพยายาม และมองหาโอกาสที่จะช่วยบรรเทาวิกฤตใหญ่ของทั้งโลก ด้วยการปรับปรุงคุณภาพอากาศภายในอาคาร



# Trane Technologies ภูมิใจกับอันดับที่ 29 ของพลเมืององค์กรที่ดีที่สุด

Trane Technologies ได้รับการจัดอันดับจาก 3BL Media ประเทศสหรัฐอเมริกา ให้เป็นพลเมืององค์กรที่ดีที่สุด 100 อันดับแรก หรือ '100 Best Corporate Citizens' ประจำปี 2563 โดยอยู่ในอันดับที่ 29 ทั้งนี้ได้พิจารณาเลือกบริษัทจากบริษัทขนาดใหญ่กว่า 1,000 บริษัท ที่มีความโดดเด่นและโปร่งใสในการดำเนินงานด้านสิ่งแวดล้อม สังคม และมีบรรษัทภิบาล (Environmental, Social and Governance: ESG) และในครั้งนี้...เป็นครั้งที่ 7 แล้วที่เราได้รับการจัดอันดับ

100 อันดับ  
 พลเมืององค์กร  
 ที่ดีที่สุด



Overall Rank	Company	Overall Weighted Score	Overall Rank by Industry
+ 28	AT&T	77.55	1 of 9 in Telecommunication Services
+ 29	Trane Technologies	77.51	4 of 87 in Capital Goods
+ 30	Kellogg Co.	77.35	2 of 29 in Food & Beverage



## งานอบรม 'เพิ่มยอดขายและกำไรกับทรน' ร่วมกับสมาคมผู้ค้าเครื่องปรับอากาศ

ผ่านไปแล้วกับงานอบรมจากสมาคมผู้ค้าเครื่องปรับอากาศ ร่วมกับเครื่องปรับอากาศ 'ทรน' ในหัวข้อ #เพิ่มยอดขายและกำไรกับทรน เมื่อวันที่ 15 ก.ค. 63 เวลา 13:00-17:00 น. ณ ห้องต้นกล้าอาคารพันธมิตรอุตสาหกรรมสนับสนุน (MIDI) กับการบรรยาย พูดคุย และสอบถามอย่างเป็นกันเองในหัวข้อที่ช่วยเพิ่มโอกาสการขาย และการบริการแก่ท่านสมาชิกสมาคมฯ ดังนี้

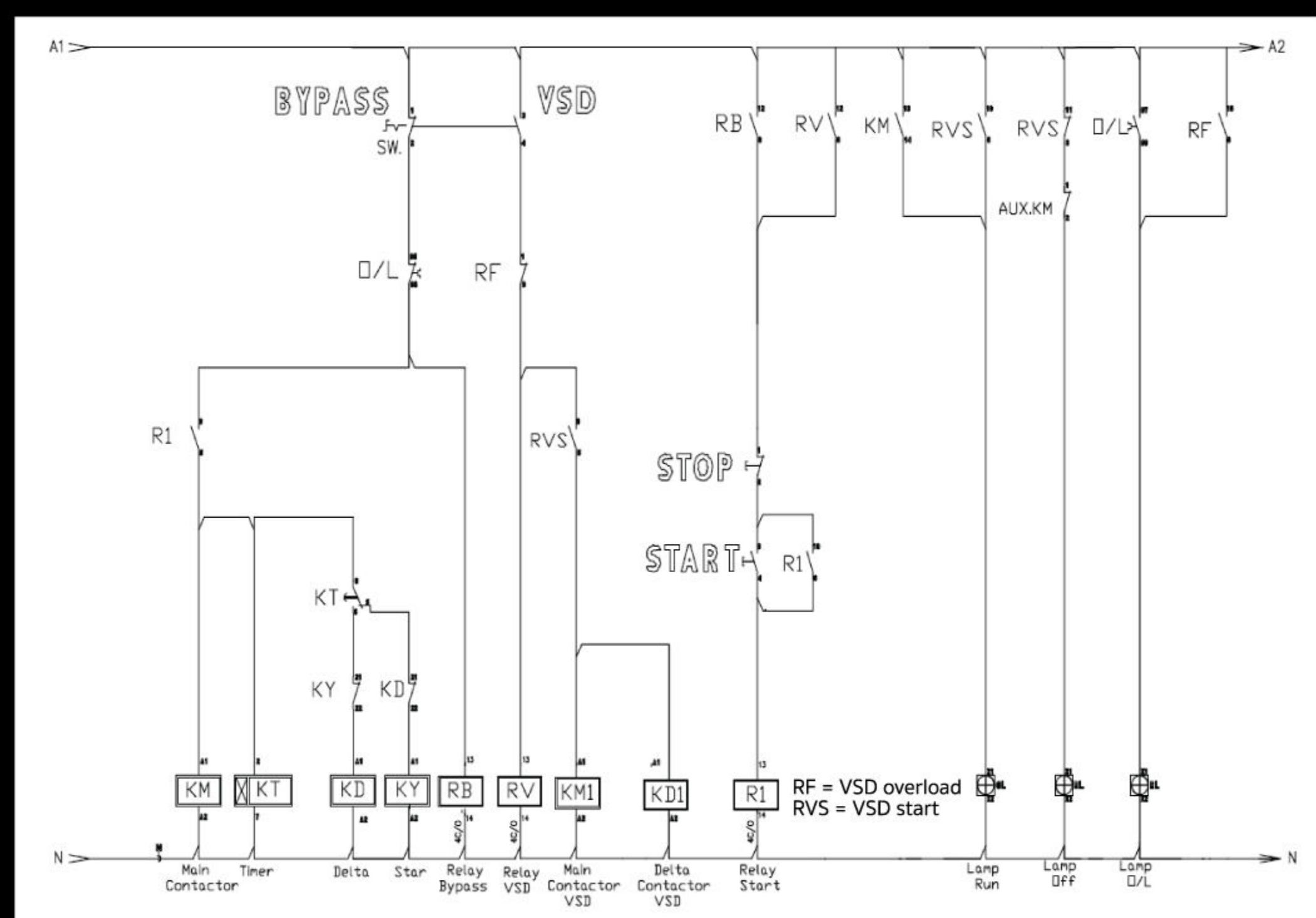
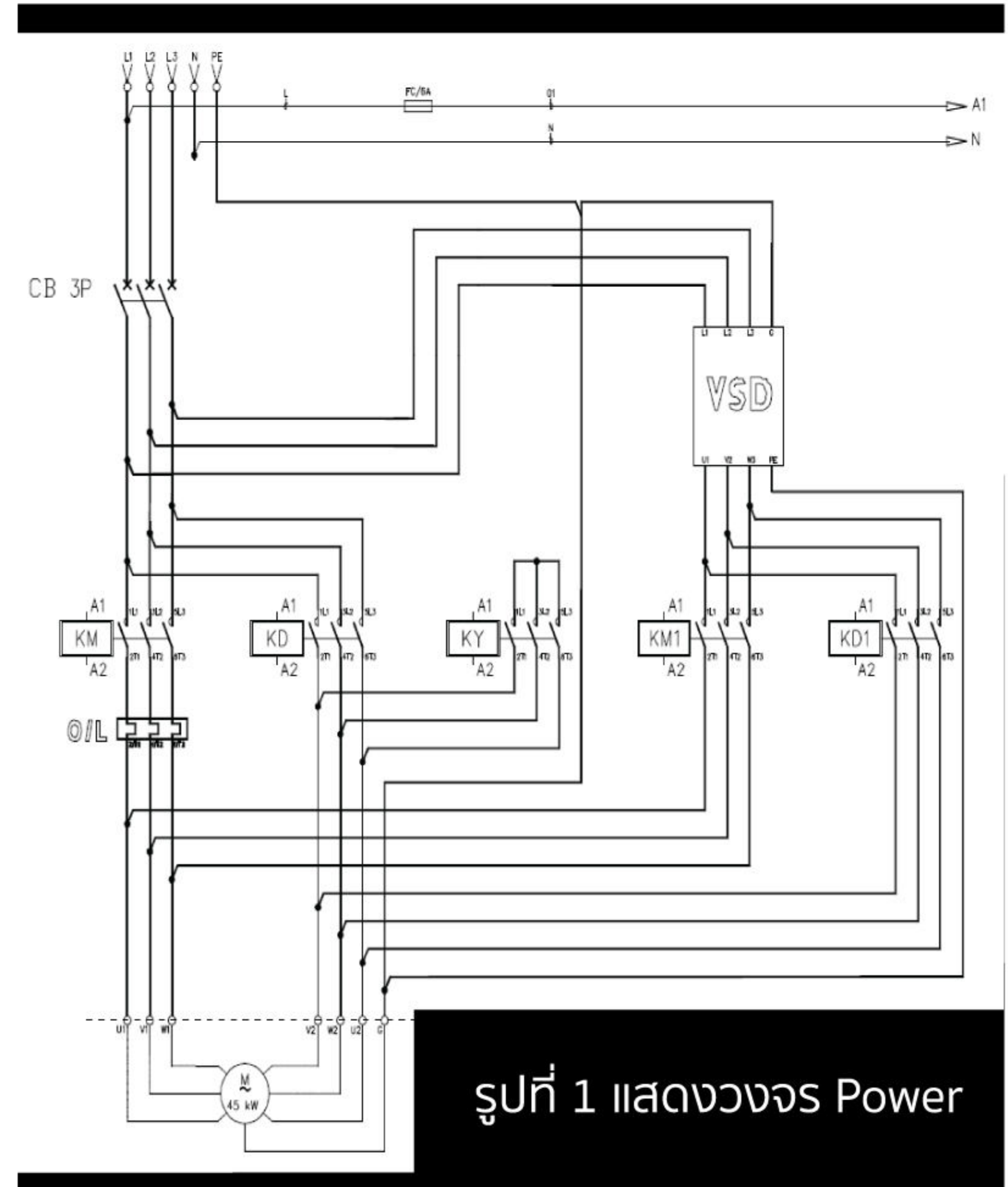
- ◆ ครบจบในที่เดียว...พร้อมเพิ่มมูลค่าการขายด้วยอะไหล่ 'ทรน'
- ◆ ไอเทมสุดฮอต...ฟิลาเตอร์ฆ่าไวรัส จาก 'ทรน'
- ◆ ที่แรก..ที่นี่..! 'การติดตั้ง Joyfun!' เครื่องติดผนังรุ่นใหม่ล่าสุดจาก 'ทรน'



# การใช้ Inverter (VSD) ร่วมกับ วงจร Star-Delta

ในปัจจุบันมีการนำเอาอินเวอร์เตอร์ (VSD) มาใช้งาน เพื่อจุดประสงค์ต่างๆ เช่น ปรับความเร็วรอบมอเตอร์ ลดกระแสชั่วคราว หรือใช้ในงานอนุรักษ์พลังงาน อาจจะเป็นแบบควบคุมความเร็วรอบคงที่ หรือ แบบปรับความเร็วรอบแปรผันตามความต้องการของโหลด และหากจะต้องมีชุด Star-Delta เพื่อเป็นระบบสำรองในกรณีที่ VSD เสีย และในระหว่างรอซ่อมบำรุงทางผู้ใช้งานสามารถที่จะใช้มอเตอร์ตัวเดิมได้โดยไม่ต้องห้ามหยุดระบบ หรือจากการที่ระบบมีชุด Star-Delta อยู่แล้วต้องการเพิ่มอินเวอร์เตอร์ (VSD) เข้าไป และยังคงระบบ Star-Delta ที่มีอยู่เดิมไว้ โดยวิธีการต่อ 2 ระบบเข้าด้วยกันนั้น ต้องจะมี Selector Switch เอาไว้เลือกการทำงานระบบ เช่น หากต้องการเลือกระบบอินเวอร์เตอร์ (VSD)

สัญญาณไฟฟ้าภาคคอนโทรลจะถูกส่งเข้าไปที่อินเวอร์เตอร์ (VSD) จากนั้น ภาค Power ทางด้านขาออกจากอินเวอร์เตอร์ (VSD) จะไปผ่านคอนแทคเตอร์ไปยังมอเตอร์ และจะต้องต่ออินเตอร์ล็อก กับภาคคอนโทรล Star-Delta เพื่อป้องกัน การทำงานพร้อมกัน และในทำนองเดียวกัน เมื่อต้องการให้ Star-Delta ทำงานให้เลือก Selector Switch ให้สัญญาณไฟฟ้าผ่านไปยัง ภาคคอนโทรล ของ Star-Delta ตามปกติส่วน ที่ต้องต่อเข้ามาในวงจรคอนโทรล Star-Delta ก็คือชุดคอนโทรลของอินเวอร์เตอร์ (VSD) ซึ่ง อาจมีการเขียนวงจรได้หลายแบบ แตกต่างกันไป แล้วแต่ผู้ออกแบบแต่ละคน โดยในที่นี้ จะขอยกตัวอย่างเบื้องต้นให้พอเข้าใจหลักการทำงานของวงจรดังต่อไปนี้





## หลักการการทำงานของวงจรหลักๆ สามารถอธิบายได้ดังนี้

- 1). เมื่อต้องการ Run Motor ด้วย Star-Delta
  - ทำการเลือก SW ไปที่ BYPASS จะทำให้ RB ทำงานและ Contact relay ของ RB ทุกจุดเปลี่ยนสถานะ
  - กด START จะทำให้ R1 ทำงานและ Contact relay ของ R1 ทุกจุดเปลี่ยนสถานะส่งผลให้ KM, KY และ KT ทำงาน (Start Star) เมื่อ KT ทำงานจนถึงเวลาที่ตั้งไว้จะตัดการทำงาน KY และสั่งให้ KD ทำงานทันทีทันใด (Run delta)
  
- 2). เมื่อต้องการ Run Motor ด้วย VSD
  - ทำการเลือก SW ไปที่ VSD จะทำให้ RV ทำงานและ Contact relay ของ RV ทุกจุด เปลี่ยนสถานะ
  - กด START จะทำให้ R1 ทำงานและ Contact relay ของ R1 ทุกจุดเปลี่ยนสถานะ (รวมทั้ง Contact relay ของ R1 ในข้อ 1 ด้วย แต่เนื่องจากไม่มีไฟผ่านจึง ไม่ส่งผลให้ KM, KY และ KT ไม่ทำงาน)
  - เมื่อ RV และ R1 ทำงานครบทั้ง 2 ชุดแล้ว ส่งผลให้ VSD เริ่มทำงานพร้อมกับ RVS และ Contact relay ของ RVS ทุกจุดเปลี่ยนสถานะส่งผลให้ KM1 และ KD1 ทำงาน (Motor run ด้วย VSD)
  
- 3). เมื่อต้องการหยุดการทำงาน
  - กด STOP จะทำให้ R1 หยุดทำงานและ Contact relay ของ R1 ทุกจุดกลับสู่สถานะปกติ ส่งผลให้วงจร Star-Delta หรือวงจร VSD หยุดทำงานทันทีทันใด



VSD อุปกรณ์เสริมที่นำมาใช้ร่วมกับ Water pump และ Star-Delta เพื่อช่วยเรื่องประหยัดพลังงาน



Water pump อุปกรณ์หลักที่ใช้ร่วมกับ star-delta

หมายเหตุ :

- R1 = Relay start
- SW = Switch
- RB = Relay bypass
- KM = Main contactor
- KY = Star
- KT = Timer
- KD = Delta
- RV = Relay VSD
- RVS = Relay run (VSD)



# การเปลี่ยนถ่ายน้ำมันคอมเพรสเซอร์ สำหรับเครื่องчилเลอร์

น้ำมันคอมเพรสเซอร์เป็นหัวใจสำคัญของการยืดอายุการใช้งานในอุปกรณ์หลักของчилเลอร์ ซึ่งก็คือคอมเพรสเซอร์ การใช้ น้ำมันที่ไม่มีคุณภาพ หรือขาดการดูแลเปลี่ยนถ่ายตามกำหนด จะก่อให้เกิดปัญหาในการทำงานของระบบและอุปกรณ์ได้ เช่น ปัญหาจากน้ำมันคอมเพรสเซอร์เสื่อมสภาพ เพราะความร้อนที่สูงเกินไป การสึกหรอที่ไม่มีประสิทธิภาพ หรือการรั่วของน้ำสู่ระบบน้ำมันและสารทำความเย็น ซึ่งทำให้เกิดค่าใช้จ่ายในการซ่อมแซมเครื่องчилเลอร์ และคุณภาพของน้ำมันคอมเพรสเซอร์ที่มีประสิทธิภาพสูง ทำให้อายุการใช้งานของคอมเพรสเซอร์ยาวนานขึ้น

คุณภาพของน้ำมันคอมเพรสเซอร์มีผลกระทบ 3 ส่วนหลัก ได้แก่

- 1. การสึกหรอ** ชิ้นส่วนของแบริ่งที่ปะปนอยู่ในน้ำมัน จะสร้างความสึกหรอและลดอายุการใช้งานของคอมเพรสเซอร์
- 2. คุณสมบัติทางเคมี** ความหนืดที่ผิดปกติเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิและความชื้น ทำให้เกิดค่าความเป็นกรดที่สูงเกินไป
- 3. การปนเปื้อน** ความชื้นที่ปนเปื้อนอยู่ในวงจรของสารทำความเย็น

## เมื่อใดที่ต้องพิจารณาทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่องคอมเพรสเซอร์เครื่องчилเลอร์

เครื่องчилเลอร์ควรทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันตามระยะที่เหมาะสมอย่างสม่ำเสมอ ซึ่งระยะเวลาที่แนะนำคือ ทุกๆ 5,000 ชั่วโมง หรือทุกๆ 1 ปี และสำหรับเครื่องчилเลอร์ที่เริ่ม Start up แนะนำให้เปลี่ยนถ่าย 1 ปีแรกหลังจาก Start up

ตัวอย่างการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันคอมเพรสเซอร์เครื่องчилเลอร์



การเปลี่ยนถ่ายน้ำมันคอมเพรสเซอร์ควรใช้น้ำมันให้เหมาะสมกับเครื่องчилเลอร์แต่ละรุ่น และไม่แนะนำให้ใช้น้ำมันชนิดอื่น หรือการเติมสารใดๆ อาจเกิดผลกระทบจากการใช้สารปนเปื้อน และก่อให้เกิดความเสียหายต่อคอมเพรสเซอร์ได้



## ตารางแนะนำน้ำมันคอมเพรสเซอร์สำหรับซิลเลอร์รุ่นต่างๆ

Model number	Refrigerant	Oil part numbers shown. First column is recommended. The second to fifth columns are alternatives.				
CVHA, B, E, F	R11 or R123	OIL00022				
CVHE, F, G	R123	OIL00022				
CDHF, G	R123	OIL00022				
LCV	R11	OIL00022				
CVGA, B, D	R12	OIL00022	OIL00015			
CVAA, B, C, D	R12	OIL00022				
CVGA, B, D	R134a	OIL00037	OIL0020E	OIL0021E	OIL00049	OIL00064
CVAA, B, C, D	R134a	OIL00037	OIL0020E	OIL0021E	OIL00049	OIL00064
CVGE, CVAE	R134a	OIL0020E	OIL0021E	OIL00037	OIL00049	OIL00064
CVGF	R134a	OIL00037	OIL00049	OIL00064	OIL0020E	OIL0021E
RTHA, B (US Built)	R22	Note 1				
RTHC (US Built)	R134a	OIL00048	OIL0023E	OIL0048E		

**Note 1** : If leaving water temperature is greater than 38°F (3.3°C) use OIL00015 or OIL00031  
 If leaving water temperature is less than 38°F (3.3°C) use OIL00031

### ทำไมเราถึงต้องทำการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันคอมเพรสเซอร์เครื่องซิลเลอร์

เนื่องจากชิ้นส่วนภายในเครื่องซิลเลอร์ต้องมีการหมุนเคลื่อนที่อยู่ตลอดเวลา น้ำมันคอมเพรสเซอร์ จึงเป็นปัจจัยหลักในการขับเคลื่อน เมื่อใดที่ความหนืดของน้ำมันคอมเพรสเซอร์ไม่ได้ตามค่าที่กำหนดทำให้ประสิทธิภาพในการทำงานของเครื่องซิลเลอร์ลดลง และก่อให้เกิดผลเสียหายต่อระบบเครื่องซิลเลอร์ได้

การเปลี่ยนถ่ายน้ำมันคอมเพรสเซอร์เครื่องซิลเลอร์จะช่วยรักษาประสิทธิภาพการทำงาน ช่วยยืดอายุการใช้งานของคอมเพรสเซอร์ ลดค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษา และลดการเกิด Down Time ของเครื่องซิลเลอร์อีกด้วย



# การประยุกต์ใช้ DX-Type

สำหรับเครื่อง

# DOAS

เนื่องจากปัจจุบันเราต้องพบเจอกับมลภาวะทางอากาศที่นับวันจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ไม่ว่าจะเป็นฝุ่น PM 2.5 ที่บ้านเราเริ่มประสบปัญหาอย่างหนักต่อเนื่องมาตั้งแต่ปลายปี 2561 ต่อเนื่องมาปลายปี 2562 จนกระทั่งเกิดการแพร่ระบาดของเชื้อ Covid-19 เมื่อต้นปี 2563 จึงทำให้ความต้องการที่จะควบคุมคุณภาพของอากาศภายในอาคารเพิ่มมากยิ่งขึ้น ซึ่งการที่จะควบคุมคุณภาพของอากาศในอาคารนั้น โดยหลักการพื้นฐานก็คือ

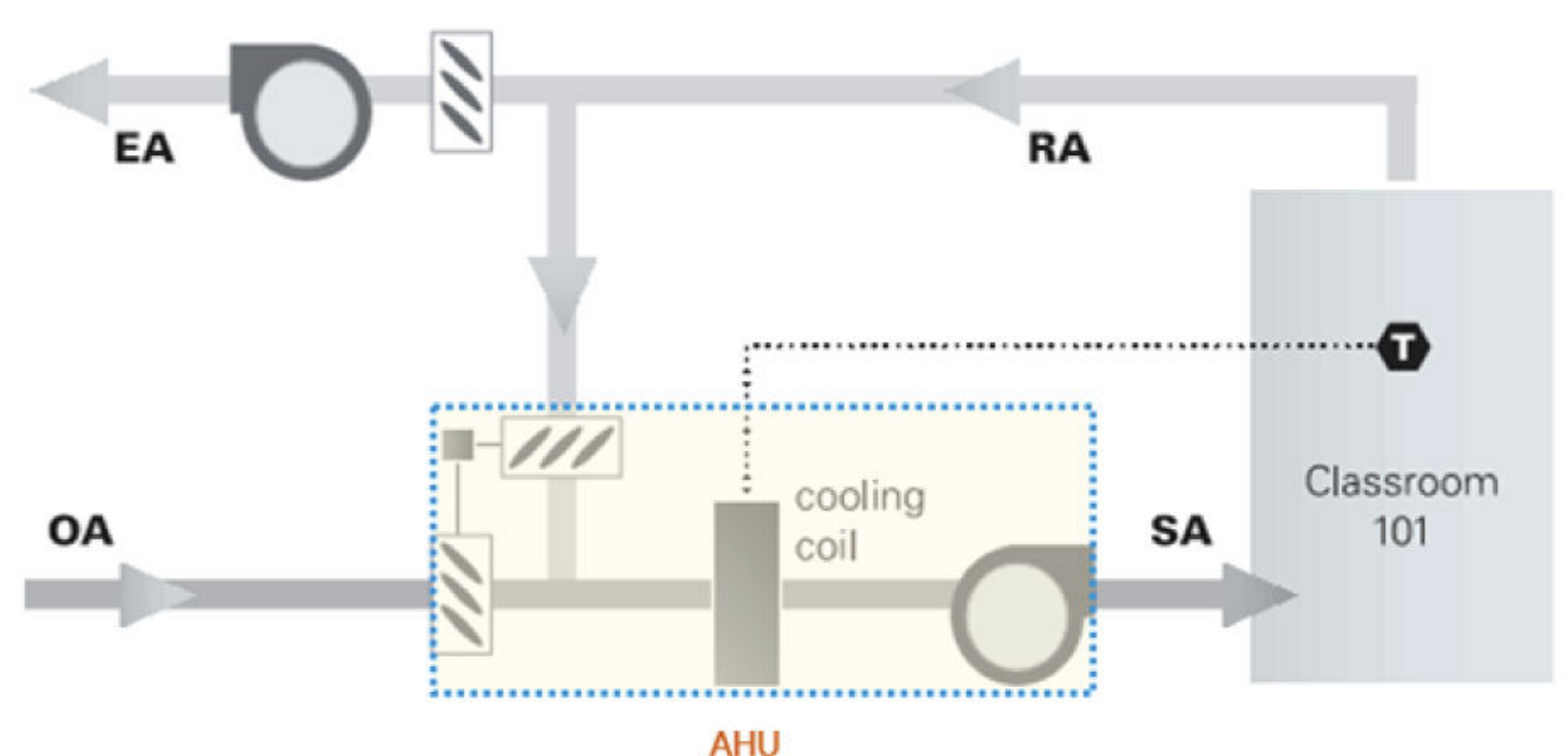
1. ต้องเติมอากาศบริสุทธิ์เข้าไปในอาคาร
2. ต้องมีการนำอากาศภายในห้องไปวนผ่านฟิลเตอร์พิเศษที่สามารถกรองฝุ่นและเชื้อโรคได้ให้ได้บ่อยครั้งที่สุด (หากมีการหมุนเวียนอากาศเติมภายในห้อง)
3. รักษาความดันภายในห้อง (Positive Pressure หรือ Negative Pressure) ให้ได้ตามต้องการ

ทั้งนี้เพื่อรักษาระดับความสะอาดของอากาศในอาคารให้ได้ตามที่มาตรฐานกำหนด ซึ่งก็มีความแตกต่างกันไปตามลักษณะการใช้งานของการแต่ละประเภท เช่น อาคารสำนักงาน ห้างสรรพสินค้า โรงพยาบาล หรือห้องปฏิบัติการ

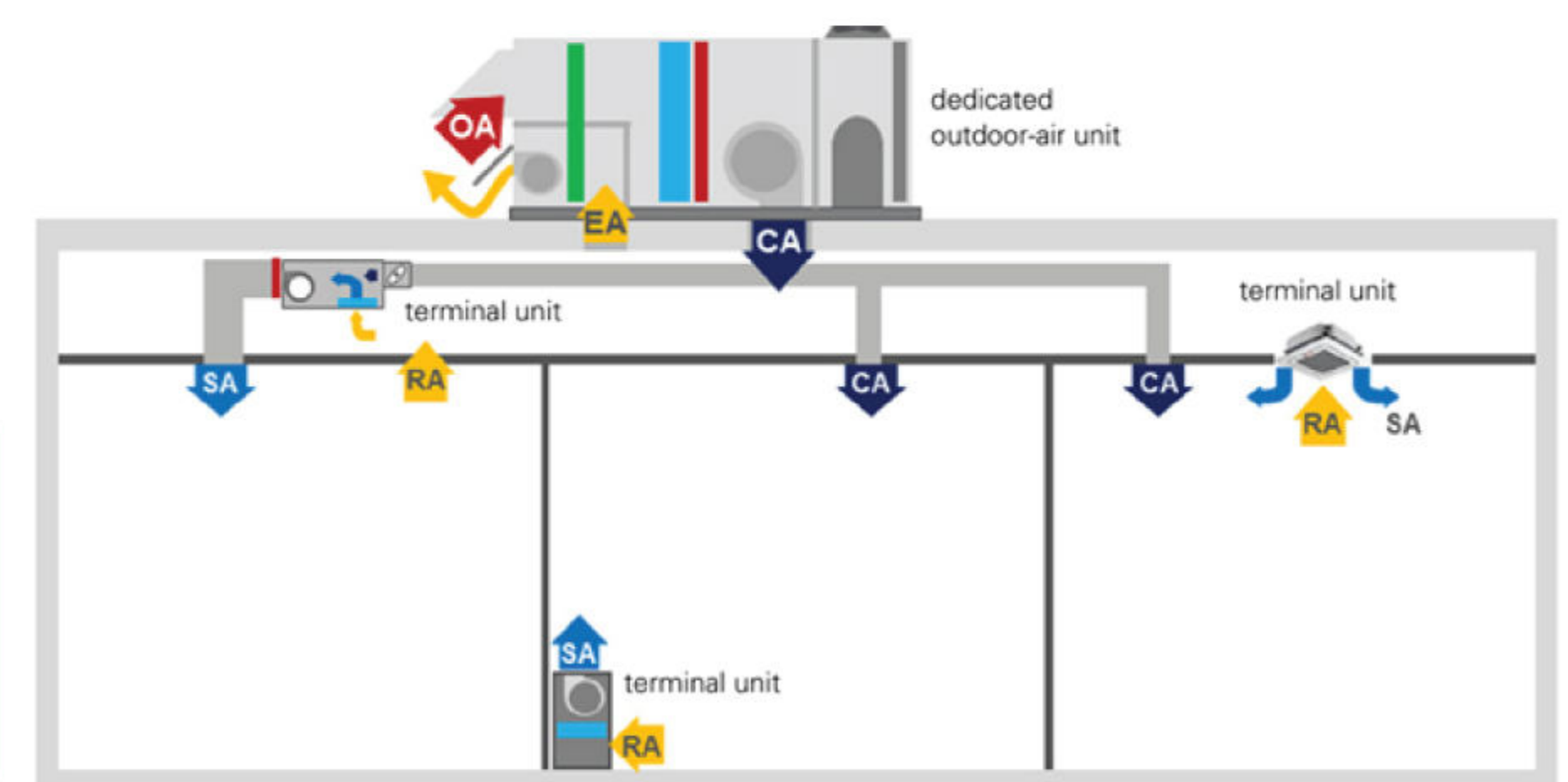
## ระบบเติมอากาศอิสระคืออะไร

จากเหตุผลที่กล่าวมาข้างต้น ทำให้การเติมอากาศบริสุทธิ์จากภายนอกเข้ามาภายในอาคารมีความจำเป็นเพิ่มมากยิ่งขึ้น เครื่องเติมอากาศบริสุทธิ์แบบแยกอิสระ DOAS (Dedicated Outdoor Air System) หรือที่รู้จักกันในชื่อ OAU (Outdoor Air Unit) หรือ FAU (Fresh Air Unit) จึงได้ถูกนำมาประยุกต์ใช้มากขึ้นจากแต่ก่อน ที่มักจะนำอากาศบริสุทธิ์เติมเข้ามาในอาคารโดยผ่านเครื่องส่งลมเย็น (AHU) ที่ทำความเย็นให้กับอาคารหรือห้องนั้นๆ

รูป 1 : การเติมอากาศเข้าโดยทั่วไป



รูป 2 : การเติมอากาศเข้าโดยระบบเติมอากาศอิสระ





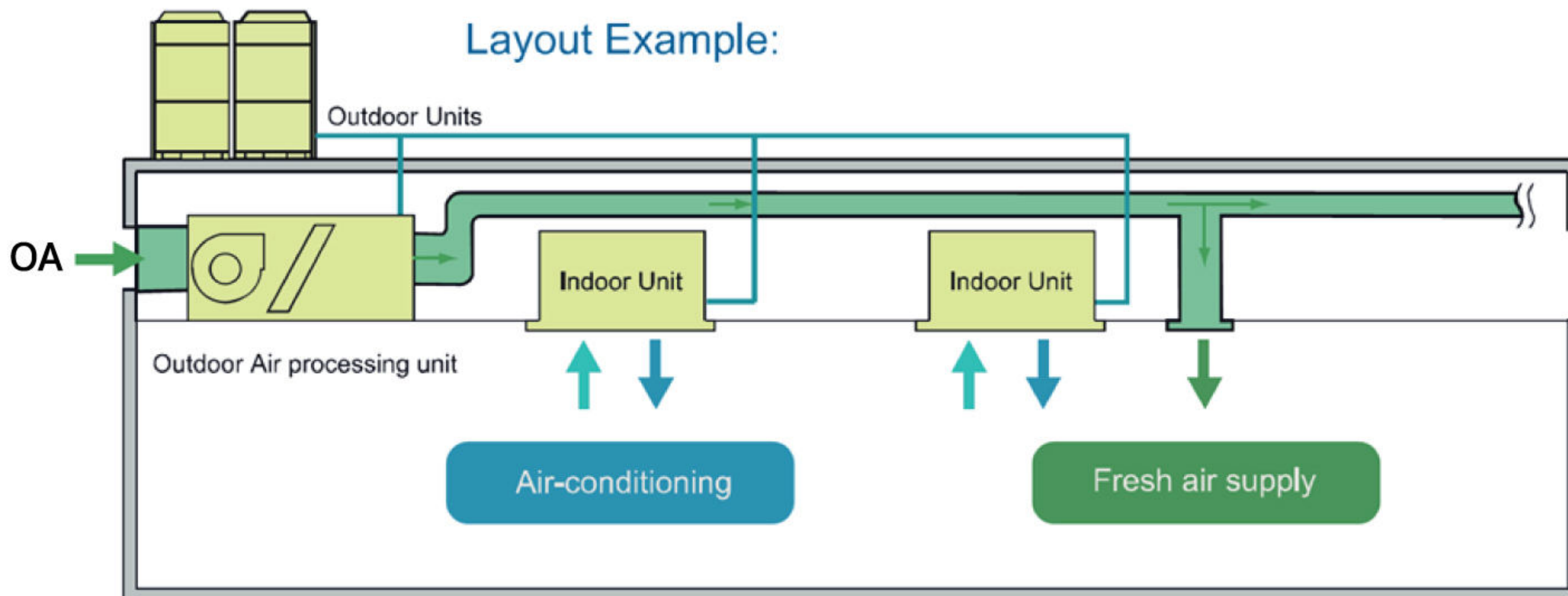
**การประยุกต์ใช้เครื่องปรับอากาศ DX-Type สำหรับระบบเติมอากาศอิสระ**

หากอาคารนั้นใช้ระบบน้ำเย็น (Chiller) ก็สามารถออกแบบ DOAS โดยใช้ AHU มาทำเป็นระบบเติมอากาศอิสระให้กับอาคารนั้นๆ ได้ แต่ถ้าอาคารนั้นไม่ได้ใช้ระบบน้ำเย็น ใช้เพียงเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ก็สามารถนำเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนมาประยุกต์ใช้เป็นระบบเติมอากาศอิสระได้เช่นกัน ซึ่งมี 2 แบบ คือ

**1. Fresh Air Processing Unit สำหรับเครื่องปรับอากาศแบบ TVR**

เครื่องปรับอากาศแบบ TVR จะมีชุดส่งลมเย็นรุ่น 4MVF ซึ่งออกแบบมาให้สามารถลดความร้อนและความชื้นของอากาศภายนอก (100% FA) เพื่อให้อากาศเต็มมีอุณหภูมิและความชื้นที่เหมาะสมใกล้เคียงกับอุณหภูมิห้อง และเติมอากาศเข้าไปในห้องได้โดยตรง

(และต้องเพียงพอให้เครื่องปรับอากาศยังคงสามารถทำงานได้เมื่อสภาวะอากาศภายนอกมีอุณหภูมิลดลงอีกด้วย) รวมถึงต้องเลือกขนาดอุปกรณ์ TXV ที่ใช้ให้เหมาะสมกับเครื่องระบายความร้อน



รูป 3 : Fresh Air Processing Unit

**2. ใช้ Double Skin AHU ร่วมกับชุดระบายความร้อนแบบแยกส่วน**

สามารถใช้เครื่อง Double Skin AHU : CLCP DX Type มาใช้งานร่วมกับชุดระบายความร้อน Fixed Speed รุ่น TTA หรือ RAUP เพื่อประยุกต์เป็นระบบเติมอากาศอิสระให้กับอาคารได้เช่นกัน โดยต้องเลือกระบบให้สอดคล้องกับความต้องการของผู้ออกแบบ ทั้งปริมาณลม ขนาดการทำความเย็น (Cooling Capacity) โดยต้องเลือกขนาดของคอยล์ทำความเย็นให้เพียงพอที่จะลดอุณหภูมิและความชื้นของอากาศภายนอกตามสภาวะออกแบบที่กำหนด



providing insights for today's hvac system designer

# Engineers Newsletter

volume 49-1

## Impact of DOAS Supply-Air Dew Point Temperature on Space Humidity

Using a dedicated outdoor-air system (DOAS) to condition outdoor air separately from recirculated air can make it easier to verify that sufficient ventilation airflow reaches each zone. And when that outdoor air is dehumidified, so that it is drier than the space, it can also help prevent high space humidity levels.

But many of the dedicated outdoor-air systems designed and installed today are not dehumidifying adequately. This *Engineers Newsletter* examines one reason why this may be the case.

### Introduction

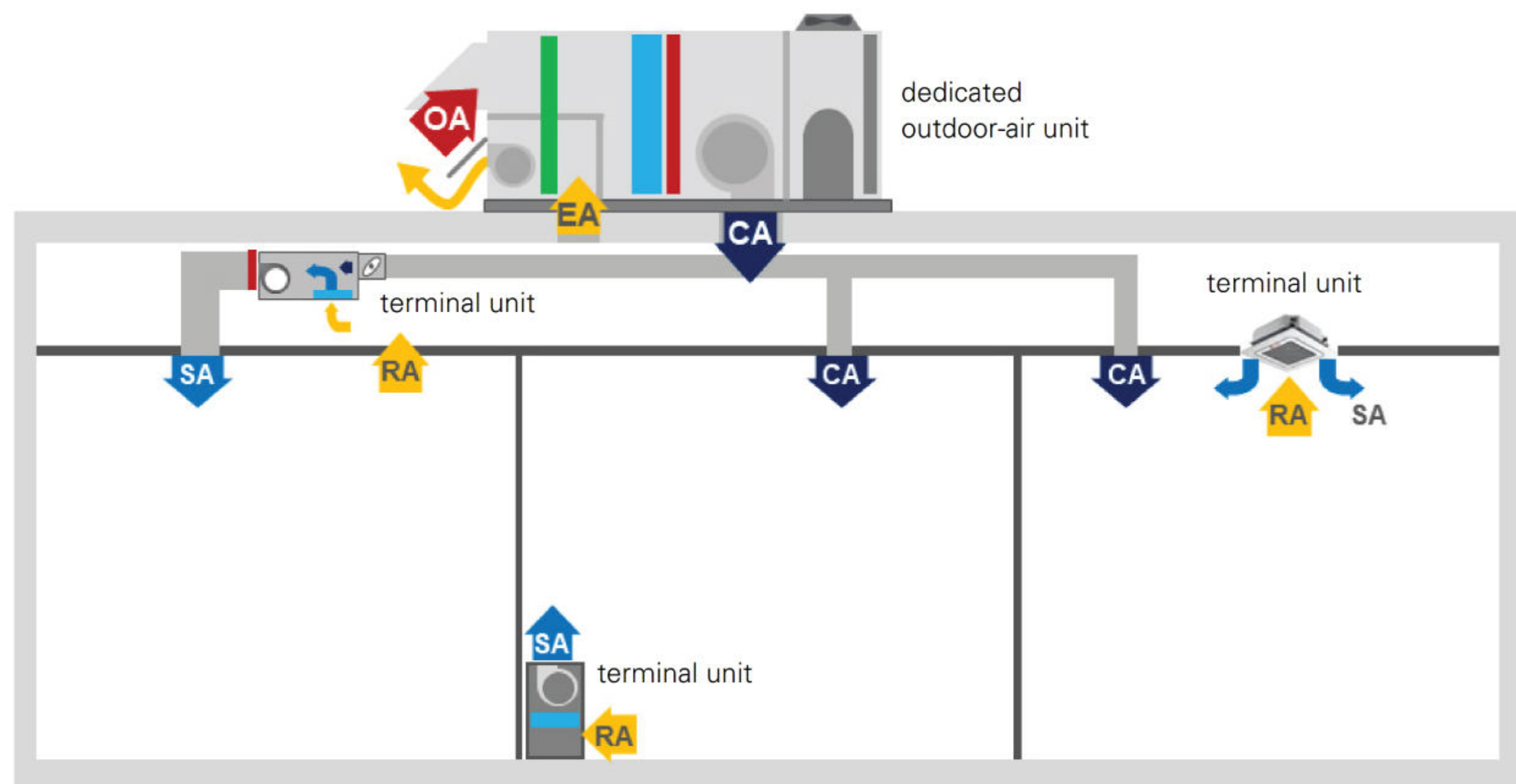
In buildings that use zone-level terminal units for cooling and heating (such as VRF, water-source heat pumps, fan-coils, small DX split systems, PTACs, chilled beams, or sensible-cooling terminal units), a separate dedicated outdoor-air system is often used to provide ventilation.

As the name implies, this system uses a dedicated unit to condition all the outdoor air (OA) being brought in for ventilation (Figure 1). Meanwhile, a terminal unit provides cooling or heating in each zone.

### Isn't 55°F Dew Point Good Enough?

For many HVAC design engineers, a common design practice has been to specify the dedicated OA unit to dehumidify the outdoor air to a 55°F dew point temperature (which equates to 64.6 gr/lb at sea level) and then reheat it to a "neutral" dry-bulb temperature (70°F for example).

Figure 1. Dedicated outdoor-air system (DOAS).





However, depending on the desired conditions in the space, this conditioned outdoor air (labeled "CA" in the figures throughout) may actually be wetter than the space. For example, if the desired space conditions are 73°F dry bulb and 50 percent relative humidity (RH), this equates to a humidity ratio of 60.6 gr/lb.

Therefore, the humidity ratio of the conditioned outdoor air (CA) is higher than the desired space humidity ratio, meaning that the DOAS is **adding** latent load to the space. This requires the zone-level terminal unit to have sufficient dehumidification (latent) capacity to remove this added latent load, and the latent load generated in the space (due to people, infiltration, etc.). Otherwise, the space humidity level will rise higher than desired.

To demonstrate this impact, consider the example K-12 classroom detailed in Table 1.

The dedicated OA unit delivers 350 cfm of outdoor air (CA) directly to this classroom at 55°F dew point and 70°F dry bulb (Figure 3). The terminal unit then conditions only recirculated air (RA) to cool or heat the space to the desired dry-bulb temperature.

Because the conditioned outdoor air is slightly cooler than the space, it offsets 1140 Btu/hr of the space sensible cooling load:  $1.085 \times 350 \text{ cfm} \times (73^\circ\text{F} - 70^\circ\text{F})$ . At design cooling load conditions (Table 1), this leaves the remaining 19,160 Btu/hr ( $20,300 - 1140$ ) of sensible load to be offset by the terminal unit.

Assuming this terminal unit is sized to cool recirculated air to 55°F dry bulb at design conditions, the terminal unit serving this classroom is sized for 980 cfm:  $19,160 \text{ Btu/hr} = 1.085 \times V_{sa} \times (73^\circ\text{F} - 55^\circ\text{F})$ .

Figure 2. Dehumidifying to 55°F dew point may actually add latent load to the space.

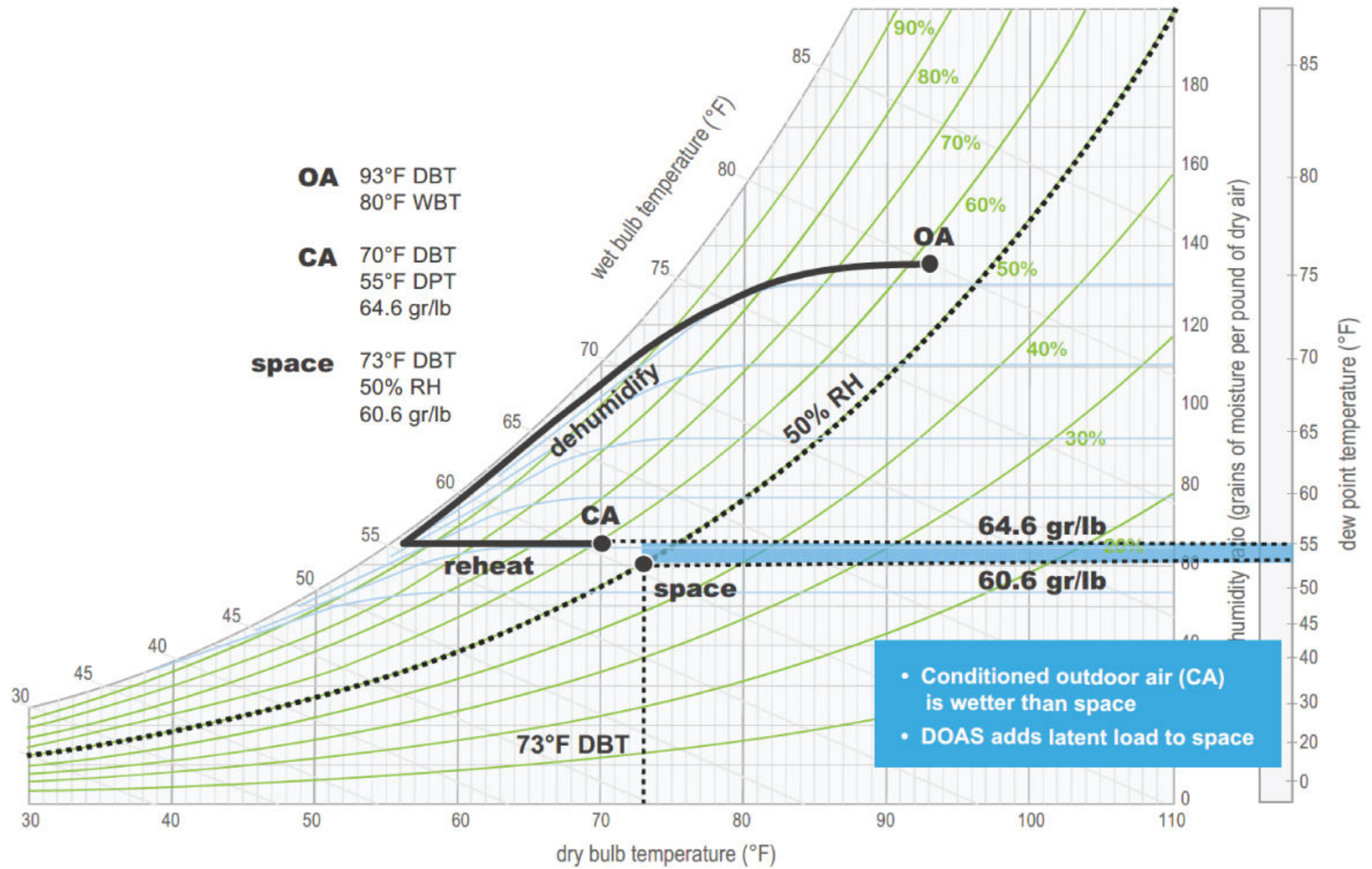
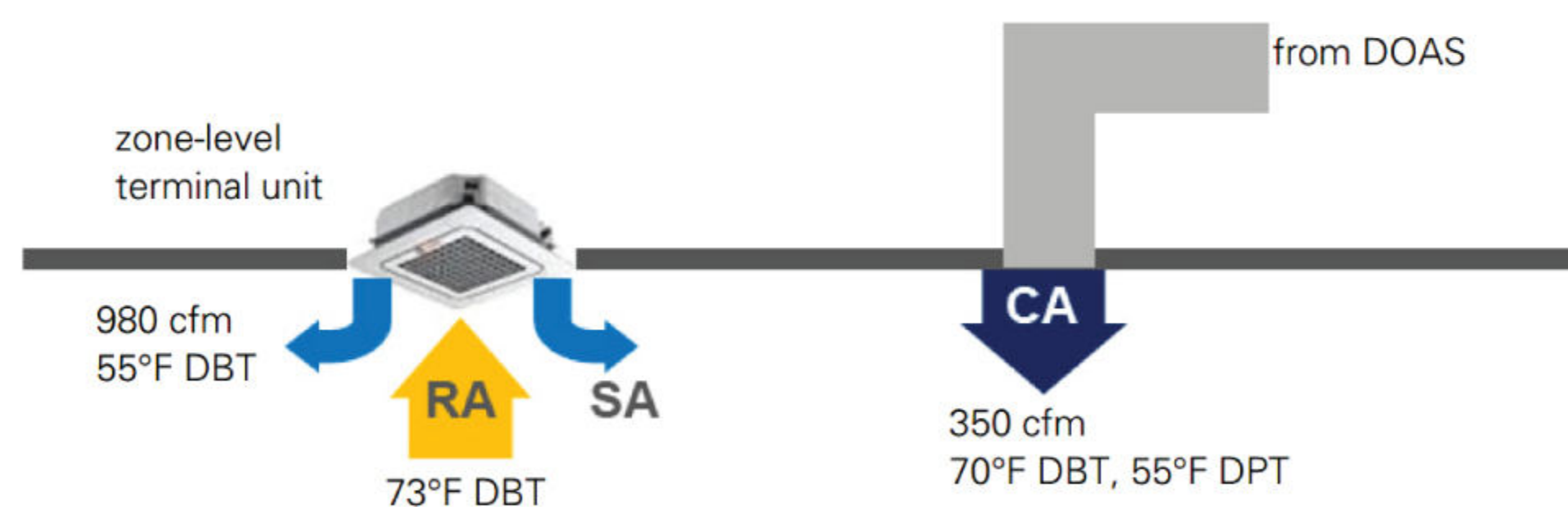


Table 1. Example of K-12 classroom.

	design load	part load
floor area ( $A_z$ )	750 ft <sup>2</sup>	
design population ( $P_z$ )	26 people	
space dry-bulb temperature ( $DBT_{space}$ )	73°F	
space relative humidity desired ( $RH_{space}$ )	50%	
space sensible cooling load ( $Q_{space, sensible}$ ) <sup>1</sup>	20,300 Btu/hr	12,200 Btu/hr
space latent load ( $Q_{space, latent}$ ) <sup>2</sup>	4030 Btu/hr	4030 Btu/hr
space sensible heat ratio (SHR) <sup>3</sup>	0.83	0.75
zone outdoor airflow ( $V_{oz}$ ) <sup>4</sup>	350 cfm	350 cfm

<sup>1</sup> Determined using load calculation software  
<sup>2</sup> 26 people  $\times$  155 Btu/hr/person (per 2017 ASHRAE® Handbook, page 18.4, assuming "seated, very light work" for the occupant activity level)  
<sup>3</sup> Space SHR =  $Q_{space, sensible} / (Q_{space, sensible} + Q_{space, latent})$   
<sup>4</sup>  $V_{bz} = 350 \text{ cfm} = (26 \text{ people} \times 10 \text{ cfm/person}) + (750 \text{ ft}^2 \times 0.12 \text{ cfm/ft}^2)$ , per ASHRAE® Standard 62.1-2016, Table 6.2.2.1.  $V_{oz} = V_{bz} / E_z = 350 \text{ cfm} / 1.0$  (per ASHRAE® Standard 62.1-2016, Table 6.2.2.2, assuming conditioned OA delivered directly to the space at a temperature cooler than the space)

Figure 3. DOAS and terminal unit serving this example classroom.





Depicted on a psychrometric chart (Figure 4), the dedicated OA unit dehumidifies the warm, humid outdoor air (OA) to a 55°F dew point and then reheats it to 70°F dry bulb (CA). The terminal unit cools 980 cfm of recirculated air (RA) from 73°F to 55°F dry bulb (SA). The classroom receives a total of 1330 cfm (350 cfm of conditioned outdoor air from the DOAS plus 980 cfm of cooled supply air from the terminal unit), depicted as the combined condition labeled “SA+CA” in Figure 4.

Following the 0.83 space SHR line from point SA+CA, the resulting condition in the space (RA) is 73°F dry bulb and 55 percent RH; **higher** than the 50 percent RH desired.

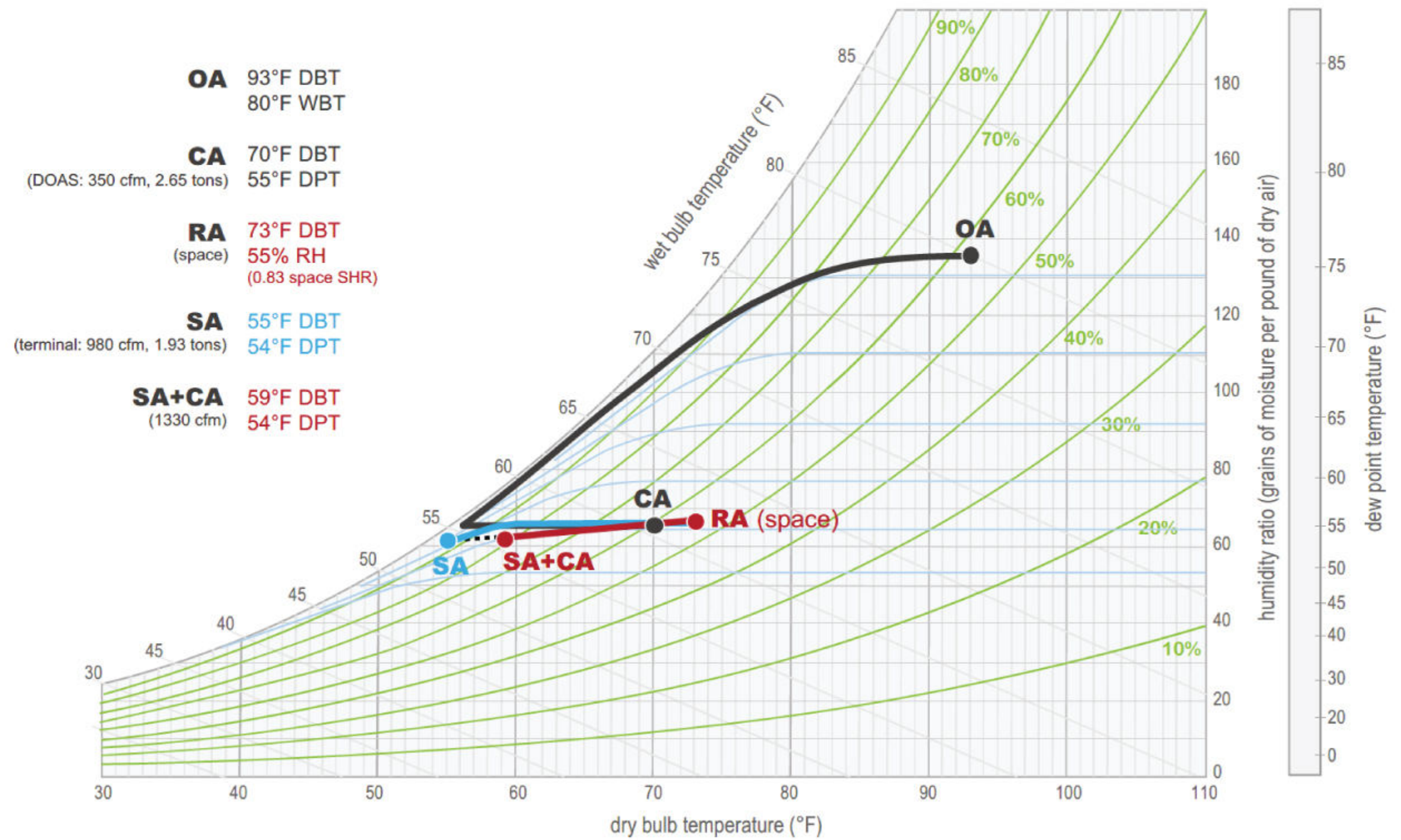
Why is this? The dedicated OA unit dehumidifies the incoming outdoor air to a 55°F dew point, which is at a higher humidity ratio than the desired space humidity ratio. Therefore, the DOAS still adds some latent load to the space, and the terminal unit does not have sufficient dehumidification (latent) capacity to remove this added latent load plus the space latent load.

**What happens at part-load conditions?** For this example classroom, assume that the space sensible cooling load is only 60 percent of the design load, or 12,200 Btu/hr (Table 1). However, all the students are still present in the classroom, so the space latent load remains unchanged (4030 Btu/hr). This causes a reduction in the space SHR, from 0.83 at design to 0.75 at this part-load condition.

The DOAS continues to deliver 350 cfm of conditioned outdoor air to the classroom at the same conditions, so it still offsets 1140 Btu/hr of the space sensible cooling load. That leaves the remaining 11,060 Btu/hr (12,200 – 1140) of sensible load to be offset by the terminal unit.

Because the sensible load in the space is lower, the terminal unit controller has reduced its fan speed in this example, delivering its minimum airflow of 740 cfm (980 cfm × 0.75, assuming 75 percent minimum fan speed). To offset the remaining 11,060 Btu/h of sensible load in the

Figure 4. DOAS supplying 55°F dew point at design (full-load) conditions.



space, the terminal unit needs to cool this 740 cfm of recirculated air to 59°F dry bulb: 11,060 Btu/hr = 1.085 × 740 cfm × (73°F – DBT<sub>SA</sub>).

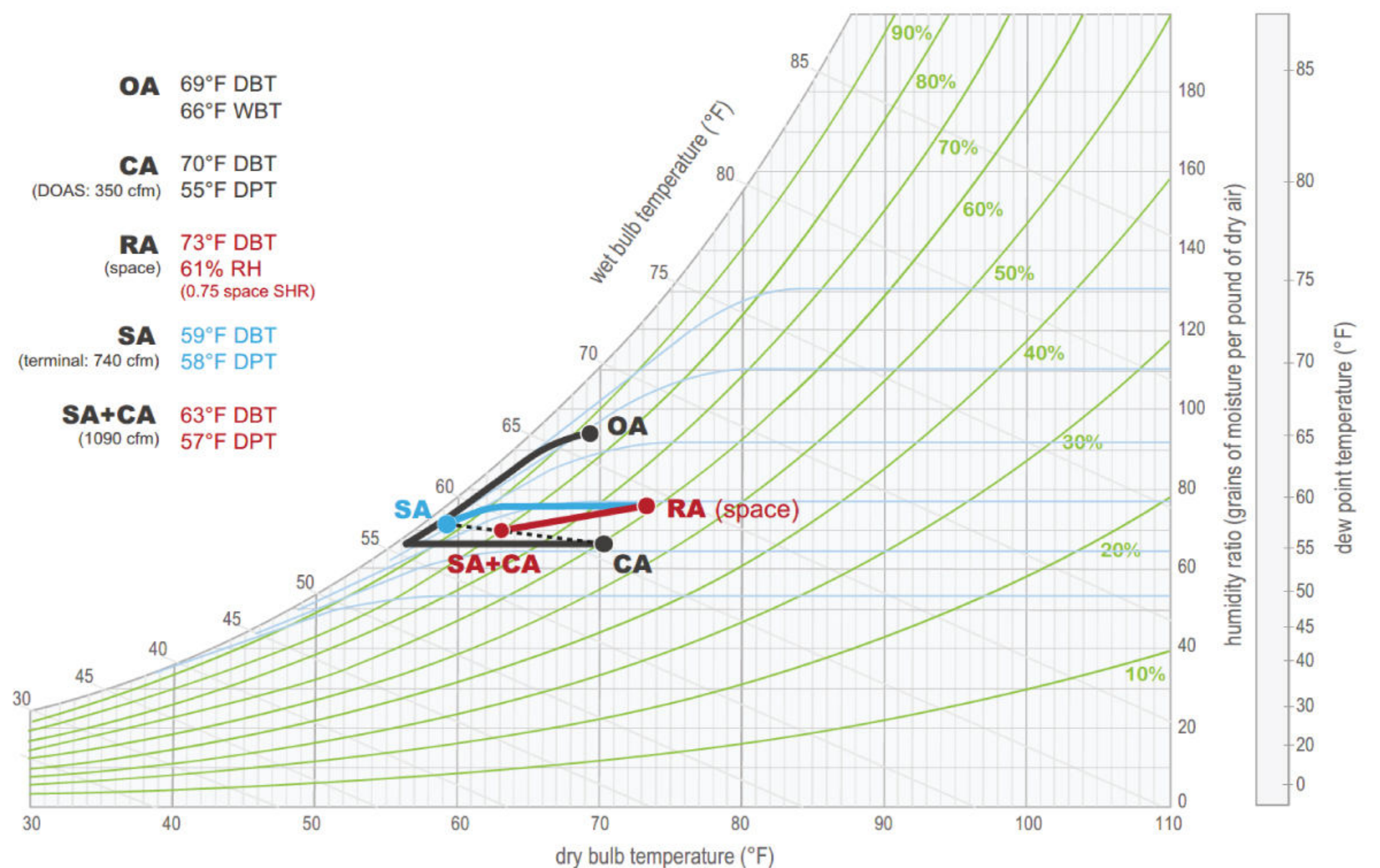
At this part-load condition, the outdoor air (OA) is cooler, but still humid (Figure 5). The dedicated OA unit still dehumidifies it to the same 55°F dew point before reheating it to 70°F dry bulb (CA).

As described, the terminal unit now cools 740 cfm of recirculated air (RA) from 73°F

to 59°F dry bulb (SA), so the classroom receives a total of 1090 cfm (SA+CA). Following the part-load 0.75 space SHR line, the resulting condition in the space is 73°F dry bulb and 61 percent RH; **much higher** than the 50 percent RH desired.

For this example classroom, arbitrarily specifying the dedicated OA unit to dehumidify the outdoor air to a 55°F dew point did not result in the desired space humidity level, especially at part load.

Figure 5. DOAS supplying 55°F dew point at part-load conditions.





**What if instead of 55°F dew point, the dedicated OA unit is selected for a lower dew point?** As depicted in Figure 6, at design (full-load) conditions, the dedicated OA unit now dehumidifies the warm, humid outdoor air (OA) to 45°F dew point, but still reheats it to 70°F dry bulb (CA). Again, the terminal unit cools 980 cfm of recirculated air (RA) from 73°F to 55°F dry bulb (SA).

Because the conditioned outdoor air (CA) is drier, the combined 1330 cfm of air supplied to the space (SA+CA) is drier, and the resulting condition in the space is 73°F dry bulb at the desired 50 percent RH.

At the same example part-load condition (Figure 7), the outdoor air (OA) is still dehumidified to 45°F dew point and reheated to 70°F dry bulb (CA). The terminal unit, now operating at minimum fan speed, cools 740 cfm of recirculated air (RA) from 73°F to 59°F dry bulb (SA). The resulting condition in the space is 73°F dry bulb and 51 percent RH.

As mentioned, arbitrarily specifying the dedicated OA unit to deliver 55°F dew point may not result in the space humidity level desired, especially at part load. A lower dew point (45°F in this example) may be needed to achieve the desired results.

## Determining the Required DOAS Supply-Air Dew Point

The "right" DOAS supply-air dew point for a given application depends on the type of space and the indoor humidity level desired, as well as the type of terminal units used (see sensible-only terminal units sidebar).

Figure 6. DOAS supplying 45°F dew point at design (full-load) conditions.

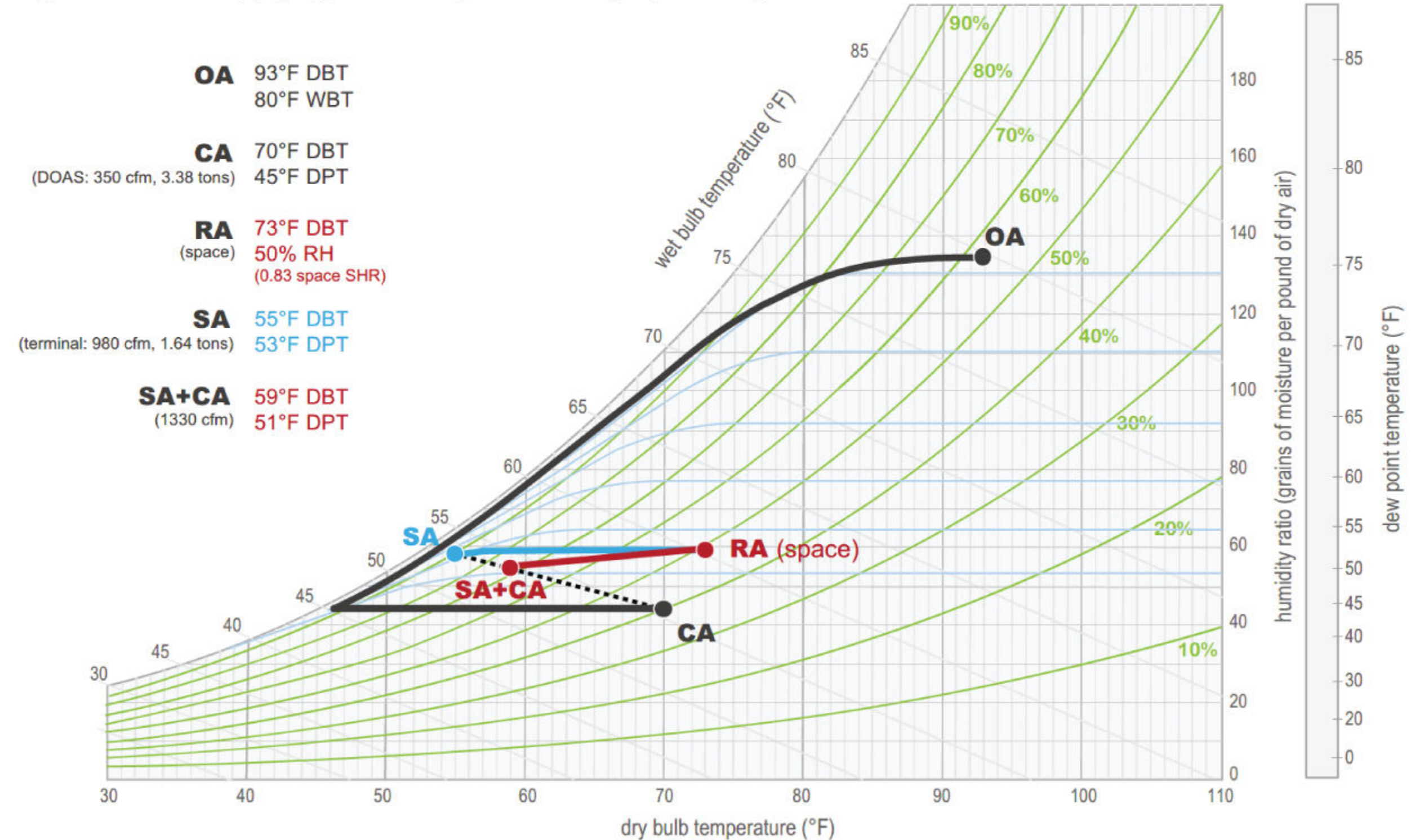
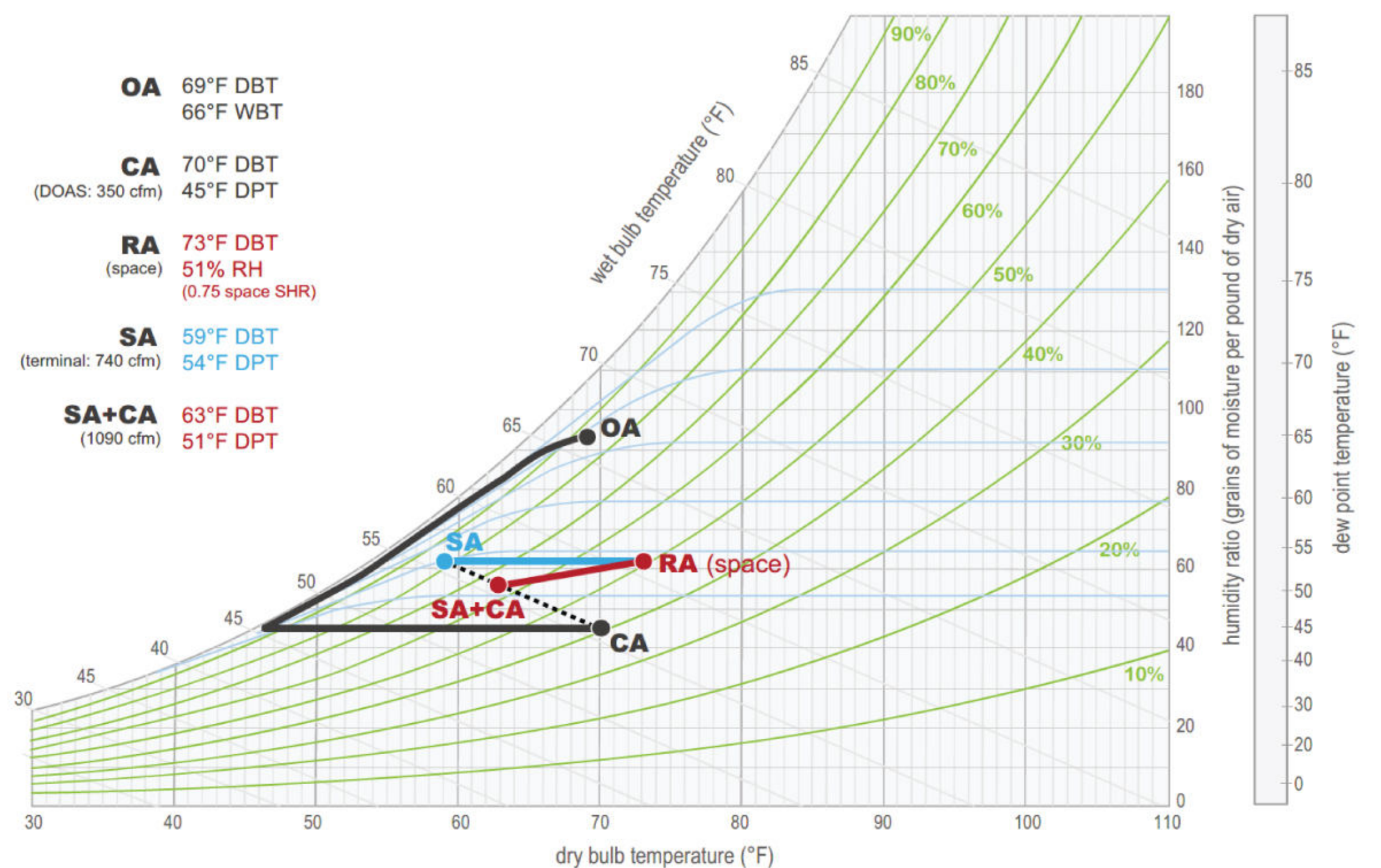


Figure 7. DOAS supplying 45°F dew point at part-load conditions.



### Sensible-only terminal units

Some types of terminal units (such as chilled beams, radiant cooling panels, or sensible-cooling terminals) are designed to provide only sensible cooling, no dehumidification. When this type of terminal equipment is used, the DOAS is the **only** source of dehumidification and must be sized to dehumidify the OA dry enough so that it maintains the space dew point low enough to avoid condensation on the sensible-only terminals. For example, if 57°F water is supplied to the terminals, the DOAS might be designed to prevent the space dew point from rising above 55°F, creating a 2°F buffer.



The following latent load equation can be used to determine the required humidity ratio ( $W_{ca}$ ) of the conditioned outdoor air supplied by the DOAS:

$$Q_{space,latent} = 0.69 \times V_{OZ} \times (W_{space} - W_{ca})$$

where:

- $Q_{space,latent}$  = latent load in the space, Btu/hr
- $V_{OZ}$  = outdoor airflow delivered to the space, cfm
- $W_{space}$  = desired humidity ratio in the space, gr/lb
- $W_{ca}$  = required humidity ratio of the conditioned outdoor air supplied by the DOAS, gr/lb

The value 0.69 in this equation is not a constant, but is derived from the properties of air at "standard" conditions. Air at other conditions and elevations will cause this factor to change.

For the example K-12 classroom described earlier, the space latent load is estimated to be 4030 Btu/hr and the required outdoor airflow is 350 cfm (see Table 1). If the desired space conditions are 73°F dry bulb and 50 percent RH, this equates to a humidity ratio of 60.6 gr/lb in the space. Using the previous equation, in order to remove the entire space latent load, this 350 cfm of outdoor air must be dehumidified to 43.9 gr/lb, which equates to approximately 45°F dew point.

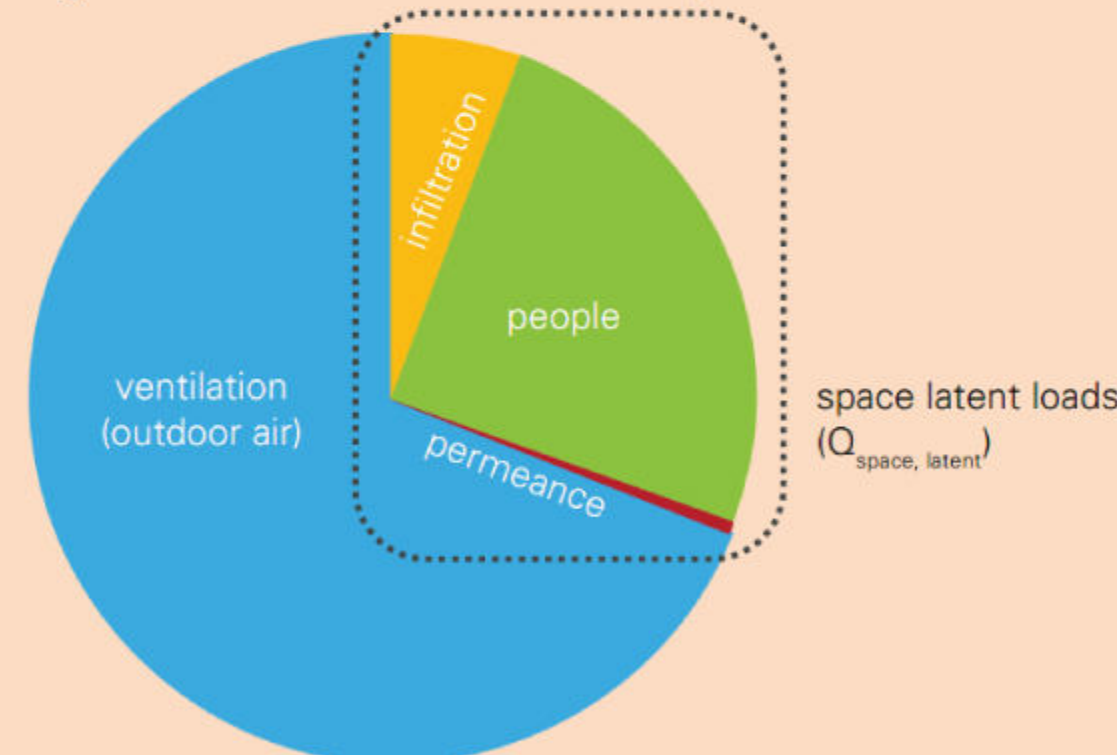
$$4030 \text{ Btu/hr} = 0.69 \times 350 \text{ cfm} \times (60.6 \text{ gr/lb} - W_{ca}), \text{ so } W_{ca} = 43.9 \text{ gr/lb}$$

### Space Latent Load ( $Q_{space,latent}$ )

The pie chart in Figure 8 depicts the sources of latent load for an example K-12 classroom. In this case, the ventilation (outdoor) air accounts for almost two-thirds of the total latent load. The remaining one-third are the space latent loads, which occur within the boundaries of the conditioned space (mostly due to people and infiltration).

The latent load due to the outdoor air affects the dehumidification capacity of the equipment, but only the space portion of the latent load ( $Q_{space,latent}$ ) dictates how dry the supply air must be. These loads will vary for different space types, based on activity level and occupant density.

Figure 8. Latent loads for example K-12 classroom.



Source: Humidity Control Design Guide, ASHRAE© 2001, p. 278

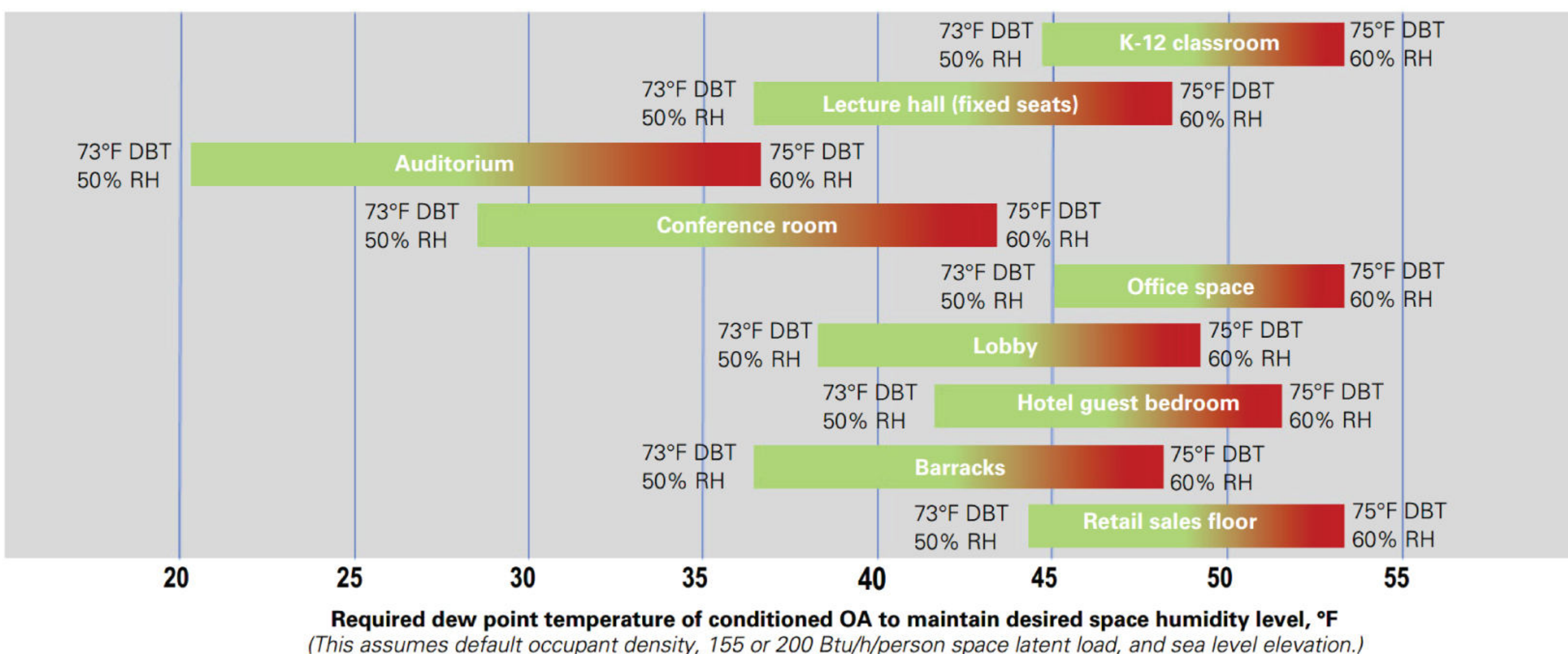
This is dry enough to offset the entire space latent load and keep the space humidity ratio ( $W_{space}$ ) at the desired level.

The required DOAS supply-air dew point varies for other space types and other space conditions. Figure 9 compares this required dew point for several different space types, assuming minimum ventilation rates and default occupant densities per ASHRAE Standard 62.1.

For the example K-12 classroom (top bar in the chart), if the desired space conditions are 73°F dry bulb and 50 percent RH, the conditioned outdoor air needs to be dehumidified to approximately a 45°F dew point (as calculated previously). But if a higher dew point is supplied by the DOAS, space humidity will be higher.

For spaces with lower ventilation rates, such as an auditorium or conference room, a very low dew point may be required; or the DOAS might be designed to deliver more-than-minimum ventilation airflow to sufficiently dehumidify these spaces.

Figure 9. Comparison of DOAS supply-air dew points for various space types and conditions.





### Neutral versus cold air

Some HVAC engineers design the dedicated outdoor-air system to reheat the dehumidified outdoor air to a “neutral” dry-bulb temperature (70°F for example). But this wastes energy when the zones also require cooling.

When a chilled-water or refrigerant coil is used to dehumidify the outdoor air (OA to CC in Figure 10), a byproduct of that dehumidification process is sensible cooling. The dry-bulb temperature of the air leaving the cooling coil (CC) is colder than the space. If this dehumidified air is then reheated to neutral (CC to CA), some of the sensible cooling performed by the dedicated OA unit is wasted.

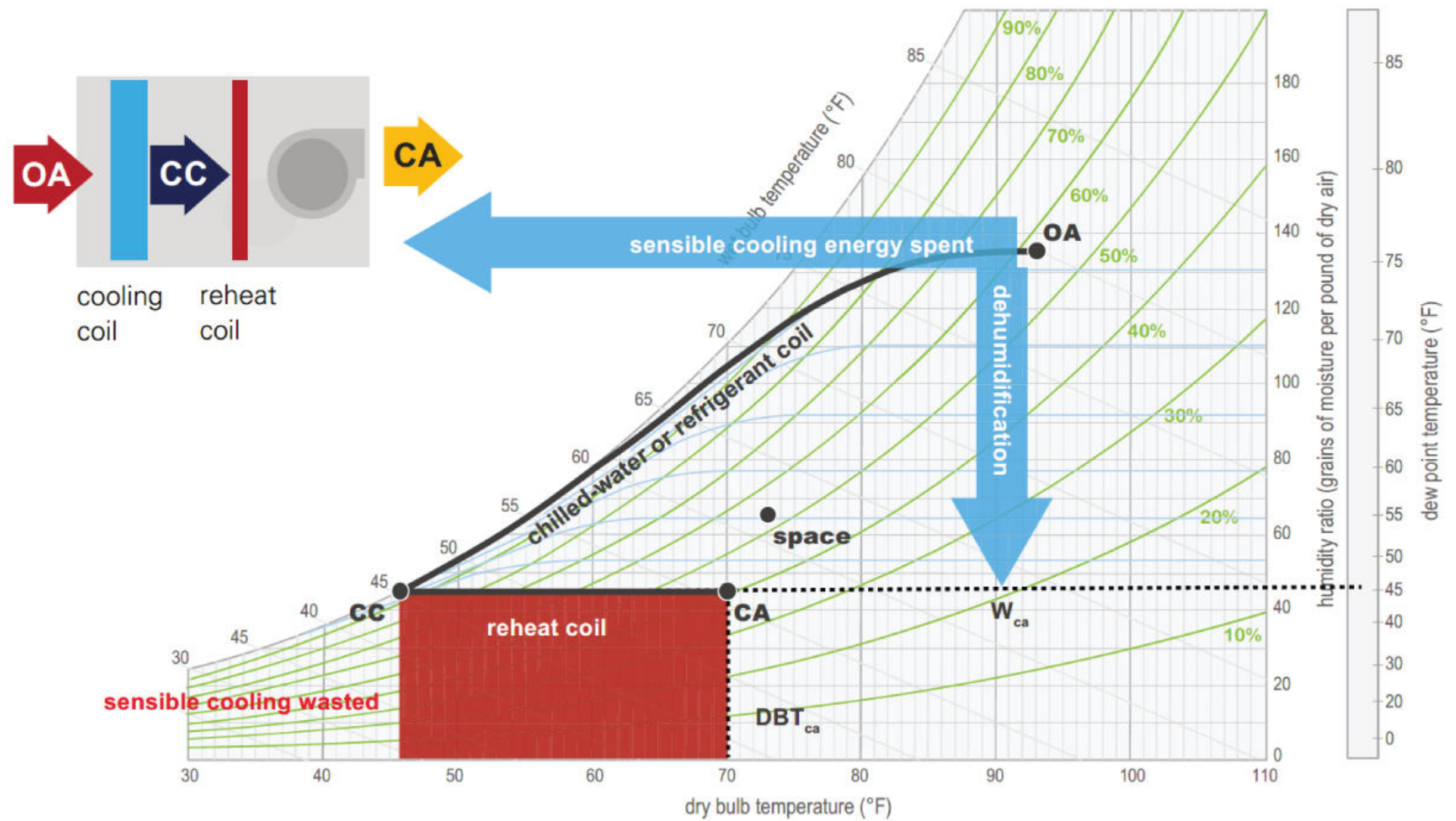
If the zones need cooling, why not make use of the sensible cooling already done by the dedicated OA unit? Otherwise the terminal units will be forced to offset more of the space sensible cooling load, increasing their energy use.

To address the inefficiency of neutral-temperature air, the 2016 version of ASHRAE Standard 90.1 added a new requirement that prohibits a DOAS from reheating the dehumidified outdoor air to any warmer than 60°F dry bulb, whenever the majority of zones require cooling. This applies even if recovered heat is used.

**6.5.2.6 Ventilation Air Heating Control**  
 Units that provide ventilation air to multiple zones and operate in conjunction with zone heating and cooling systems shall not use heating or heat recovery to warm supply air above 60°F when representative building loads or outdoor air temperature indicate that the majority of zones require cooling.

ASHRAE 90.1-2016

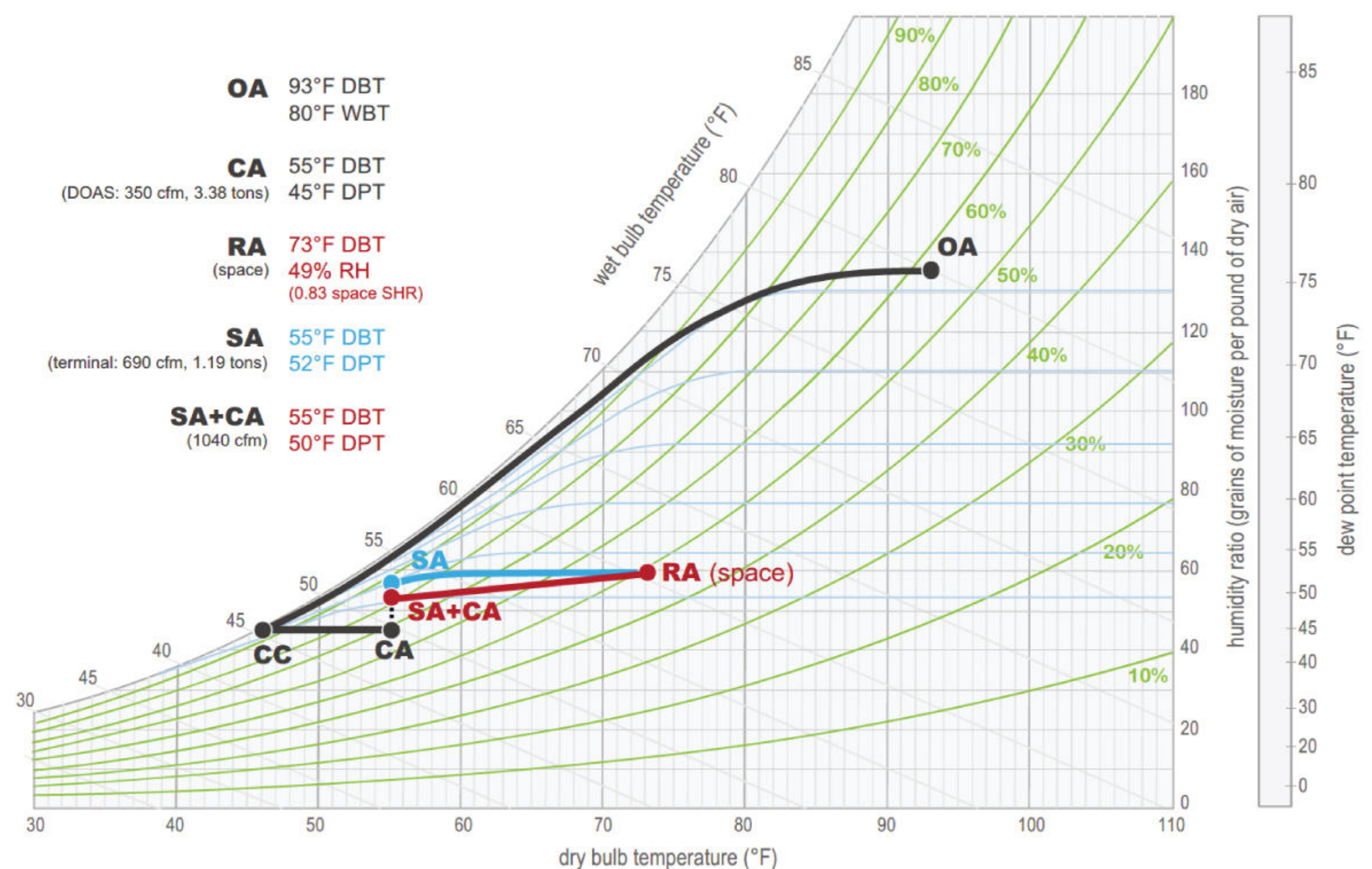
Figure 10. Sensible cooling energy wasted when dehumidified outdoor air is reheated to “neutral”.



However, there may be times when reheating is needed to avoid over-cooling a space. Or, depending on what dew point is required, some engineers might not be comfortable with delivering the air that cold. In Figure 11, the outdoor air is dehumidified to 45°F dew point, which corresponds to a dry-bulb temperature of about 45°F (CC). Rather than reheating this air to neutral, consider reheating it

just enough (CC to CA) to avoid delivering colder-than-desired air to the spaces (to 55°F in this example). This takes advantage of the sensible cooling effect of this cold, dehumidified air, thereby reducing the need for re-cooling at the zone-level terminal units.

Figure 11. DOAS supplying 45°F dew point and 55°F dry bulb at design (full-load) conditions.





## Final Thoughts

In most climates, the dedicated OA unit should be sized to dehumidify the outdoor air to a dew point that is low enough to offset the space latent load and maintain space humidity level at or below the desired limit. Arbitrarily specifying a unit to deliver 55°F dew point may not result in the space humidity level desired, especially at part load. A lower dew point is often needed to achieve the desired results.

The “right” dew point for a given application depends on the type of space and the indoor humidity level desired, as well as the type of terminal units used.

Note that a dedicated OA unit sized to dehumidify to a lower dew point will require more capacity than one sized to dehumidify to a higher dew point (Table 2). For the example classroom described in this EN, dehumidifying 350 cfm from design outdoor air conditions to 55°F dew point requires 2.65 tons of capacity (Figure 4), whereas dehumidifying this air to 45°F dew point requires 3.38 tons (Figure 6).

However, when the space is drier, the enthalpy of the recirculated air entering the terminal unit is lower, reducing its required cooling capacity. When the DOAS delivers 55°F dew point air, the terminal unit requires 1.93 tons to cool 980 cfm of recirculated air to 55°F dry bulb (Figure 4). But when the DOAS delivers 45°F dew point air, the terminal unit requires only 1.64 tons of capacity (Figure 6).

Finally, if the DOAS is designed to dehumidify the OA to 45°F dew point, but then reheat it to only 55°F dry bulb, this cool air often allows the terminal unit to be downsized even further. In this example, the design airflow of the terminal unit is reduced to 690 cfm and its cooling capacity is reduced to 1.19 tons (Figure 11).

The impact on the cost of the overall system depend on the relative installation costs of the DOAS versus the terminal system.

By John Murphy, Trane. To subscribe or view previous issues of the *Engineers Newsletter* visit [trane.com/EN](http://trane.com/EN). Send comments to [ENL@trane.com](mailto:ENL@trane.com).

## Resources

- [1] ANSI/ASHRAE, Standard 62.1-2016, *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta: ASHRAE. 2016.
- [2] ANSI/ASHRAE/IES, Standard 90.1-2016, *Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings*. Atlanta: ASHRAE. 2016.
- [3] ASHRAE, Inc. *Design Guide for Dedicated Outdoor Air Systems*. Atlanta: ASHRAE, 2017.
- [4] ASHRAE, Inc. *ASHRAE Handbook – Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE, 2017.
- [5] Murphy, J. 2018. “Common Pitfalls in the Design and Operation of DOAS.” *ASHRAE Journal* (September): 10-17.
- [6] Trane®. *CoolSense® Integrated Outdoor Air system catalog*. SYS-APG004\*-EN. 2019.
- [7] Trane. *Dedicated Outdoor Air Systems application guide*. SYS-APG001\*-EN. 2019.
- [8] Trane. *Variable Refrigerant Flow Systems system catalog*. SYS-APG007\*-EN. 2020.
- [9] Trane. “Horizon® Dedicated Outdoor Air Systems.” <https://www.trane.com/Horizon>.

**Table 2. Impact of DOAS supply-air conditions (example K-12 classroom).**

	DOAS supply-air conditions		
	70°F DBT 55°F DPT (Figure 4)	70°F DBT 45°F DPT (Figure 6)	55°F DBT 45°F DPT (Figure 11)
dedicated OA unit capacity	2.65 tons	3.38 tons	3.38 tons
terminal unit capacity	1.93 tons	1.64 tons	1.19 tons
terminal unit design airflow	980 cfm	980 cfm	690 cfm



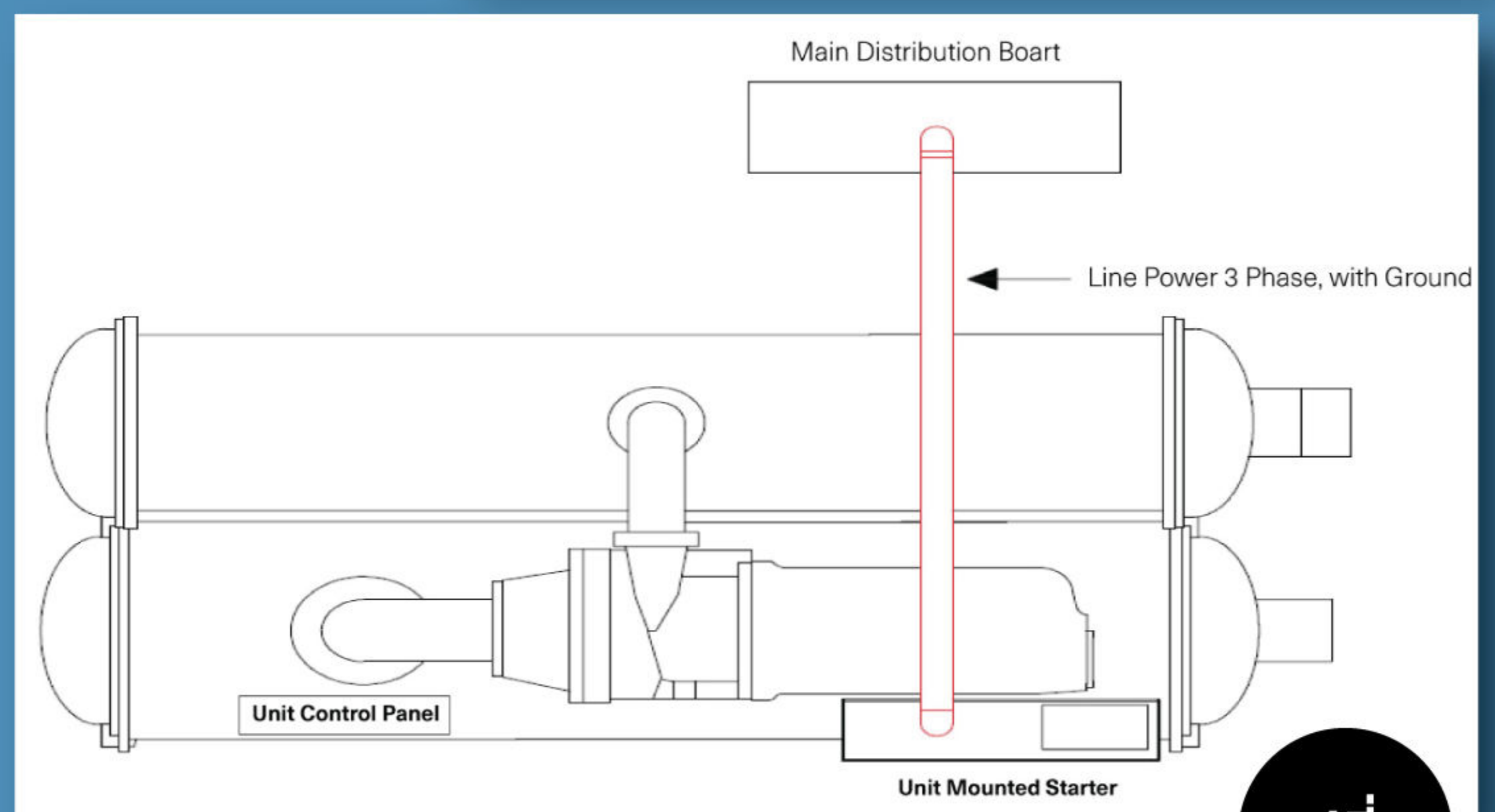
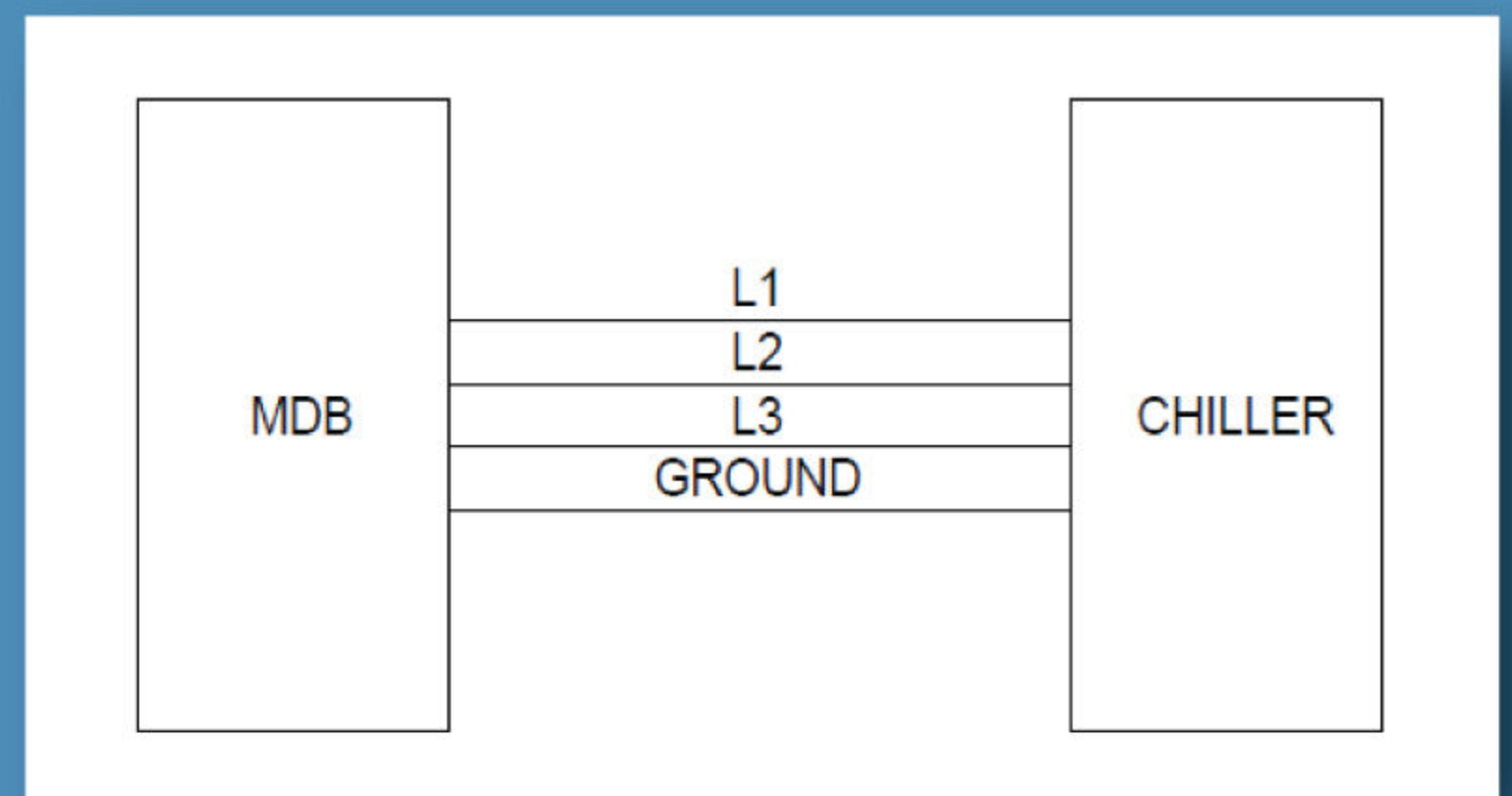
# Power Supply

สำหรับ **CHILLER**

การติดตั้งสายไฟฟ้าสำหรับซิลเลอร์นั้น จะแบ่งเป็น 2 ประเภท คือ จาก Main Circuit Breakers ไปยังชุด Starter ที่ติดตั้งอยู่กับเครื่องซิลเลอร์โดยตรง (Unit Mounted) และอีกประเภทหนึ่ง คือ การติดตั้งสายไฟจาก Main Circuit Breakers ไปยังชุด Starter ที่ติดตั้งแยกออกมาจากเครื่องซิลเลอร์ (Remote Mounted) จากนั้นจึงเดินสายจากชุด Starter ไปยังเครื่องซิลเลอร์อีกช่วงหนึ่ง ซึ่งจะสามารถเข้าใจได้ง่ายขึ้นจากข้อมูลและภาพประกอบ ดังนี้

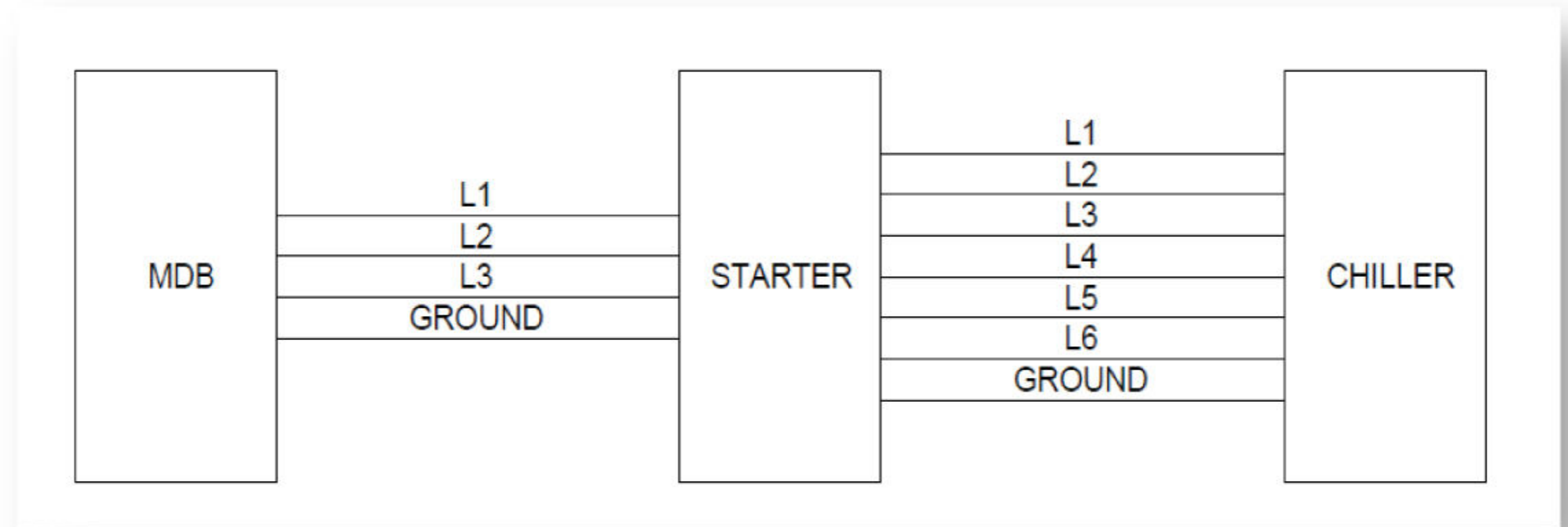
## 1. Unit Mounted Starter Chiller

ซิลเลอร์ 'ทรู' ที่มีชุด Starter ติดตั้งมาพร้อมเครื่อง ได้แก่ รุ่น RTWS, RTWD, RTHD, Magnetic Bearing Chiller, VSD Chiller และ Air-Cooled Chiller โดยซิลเลอร์รุ่นดังกล่าว ให้ใช้สาย Power Supply ตามที่แสดงในรูปที่ 1 ซึ่งในตู้ Starter จะเตรียมเป็น Terminal ไว้ให้ และไม่มี Circuit Breaker



**รูปที่ 1**

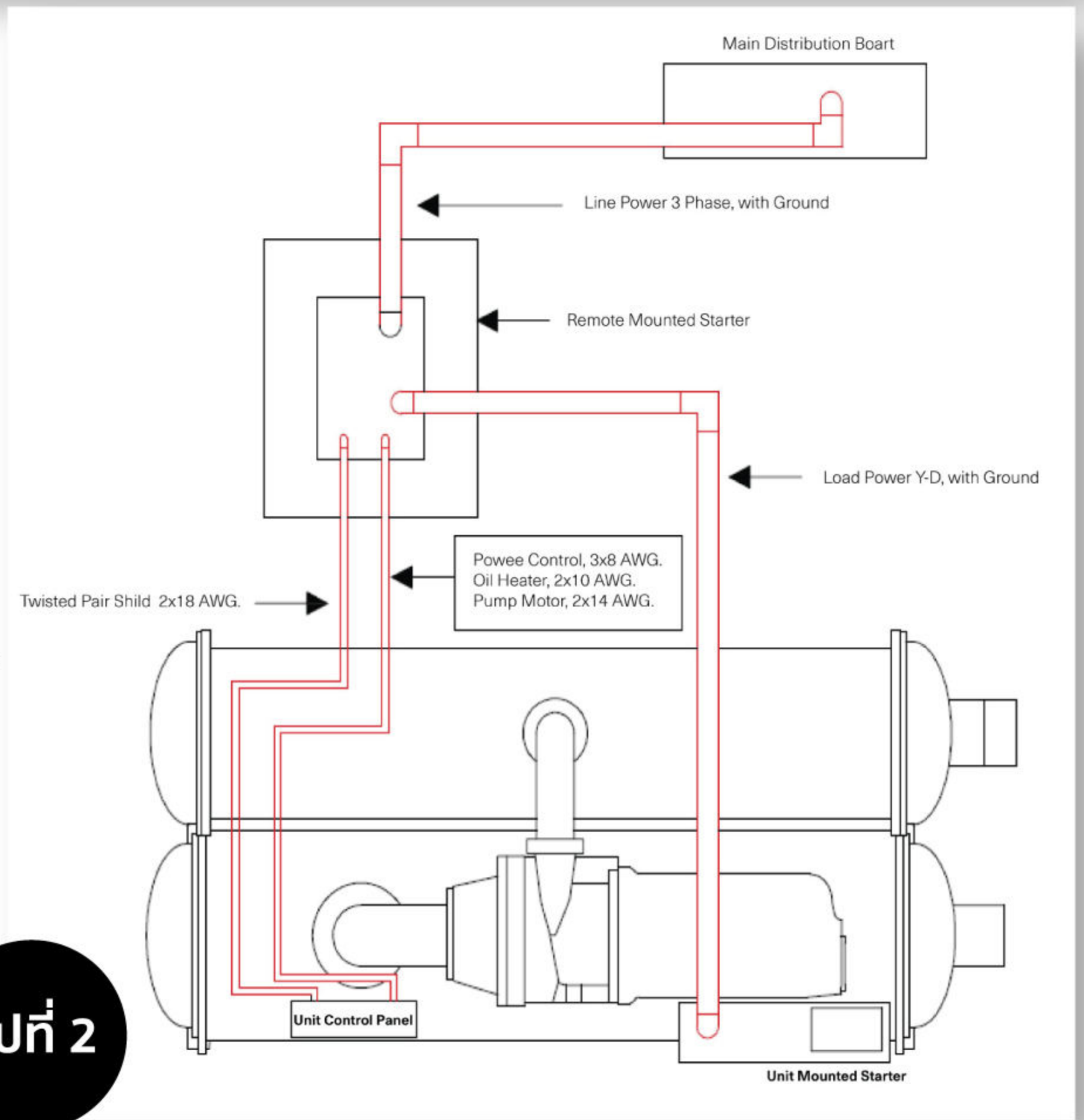




## 2. Remote Mounted Starter Chiller

ซิลเลอร์ 'Insu' ที่มีชุด Starter แยกออกจากเครื่อง ได้แก่ รุ่นที่เป็น Centrifugal Chiller เช่น CVHE/G, CVHE, CVHF, CDHF/G, CVGF เป็นต้น โดยจะมีสายที่เพิ่มเติมระหว่างตู้ Starter กับซิลเลอร์ คือสายสำหรับระบบ Control และระบบ Oil Heater, Pump และสายจ่ายกระแสไฟฟ้าระหว่าง Remoted Starter Panel กับ Chiller โดยต้องเตรียมสายสำหรับการ Start เป็น Start-Delta ตามรูปที่ 2

รูปที่ 2



จากข้อมูลเบื้องต้นทางทีมงานหวังว่าทุกท่านจะสามารถนำข้อมูลไปใช้ประโยชน์ในการวางแผน คิด คำนวณ ออกแบบก่อนมีการติดตั้งเครื่องซิลเลอร์จริงที่หน้างานช่วยลดระยะเวลาในการทำงานของทีมช่าง รวมไปถึงช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงานของเครื่องซิลเลอร์ เพื่อให้ผู้ใช้งานได้รับประโยชน์สูงสุด 'ทรน' เล็งเห็นความสำคัญในส่วนนี้จึงสร้างทีมออกแบบมาเพื่อรองรับความต้องการของลูกค้าได้อย่างตรงจุด

