T 138201

เครื่องอบแห้งโดยทั่วไปมีประสิทธิภาพต่ำ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในระหว่างช่วงท้ายของการอบแห้ง ซึ่งอัตราการแพร่ของความชื้นจากภายในของผลิตภัณฑ์มีค่าต่ำมาก ประสิทธิภาพการใช้พลังงานของเครื่องอบแห้งสามารถปรับปรุงให้สูงขึ้นได้โดยใช้ปั๊มความร้อน ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ดึงพลังงานกลับมาใช้ใหม่ เครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนเป็นระบบที่ซับซ้อน เนื่องจากประกอบด้วยวงจรสารทำงานสองวงจรที่มีความสัมพันธ์กันอย่างใกล้ชิดด้วยขบวนการถ่ายเทความร้อนและมวล โครงการวิจัยนี้มีจุดประสงค์เพื่อศึกษาสมรรถนะของเครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนภายใต้เงื่อนไขต่างๆ

เครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ศึกษามี 4 ระบบ ซึ่งจำแนกโดยตำแหน่งขององค์ประกอบและการไหลของอากาศ ระบบที่ 1 เป็นระบบเปิดที่มีการลดความชื้นของอากาศก่อนอบแห้ง ซึ่งอากาศจากบรรยากาศไหลผ่านตลอดไปยังอีแวปโปเรเตอร์ คอนเดนเซอร์ และห้องอบแห้งตามลำดับ ระบบที่ 2 เป็นระบบเปิดแบบให้ความร้อนอย่างเดียว ซึ่งจะมีอากาศไหลผ่านตลอดจากคอนเดนเซอร์ เครื่องอบแห้ง และอีแวปโปเรเตอร์ ระบบที่ 3 เป็นระบบกึ่งปิดที่มีลักษณะคล้ายกับระบบที่ 2 แต่อากาศที่ออกจากห้องอบแห้งจำนวนหนึ่งถูกปล่อยออกจากระบบ โดยที่อากาศจากบรรยากาศถูกนำเข้าระบบที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์เพื่อชดเชยอากาศที่ปล่อยทิ้ง ระบบที่ 4 เหมือนกับระบบที่ 3 แต่มีการบายพาสอากาศบางส่วนไม่ผ่านอีแวปโปเรเตอร์

สมรรถนะของเครื่องอบด้วยปั๊มความร้อนศึกษาโดยการจำลองแบบด้วยคอมพิวเตอร์ พารามิเตอร์ในการจำลองแบบคือ สภาวะแวดล้อม(อุณหภูมิ 20-40 ^{0}C ความชื้นสัมพัทธ์ 30%-70%) อัตราอากาศหมุนเวียนกลับ (recirculation air ratio,

RAR, ระบบที่ 3) และอัตราส่วนอากาศบายพาส (bypass air ratio, BAR, ระบบที่ 4) ประสิทธิภาพเครื่องอบแห้งซึ่งนิยามให้เท่ากับเปอร์เซนต์ของความแตกต่างของความชื้นจำเพาะของอากาศต่อความชื้นจำเพาะของอากาศขาออกอิ่มตัว จะคงที่เท่ากับ 75% การจำลองแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนใช้การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนโดย effectiveness NTU-method ร่วมกับการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นและการกลั่นตัวของความชื้นในอากาศที่ผิวของอีแวปโปเรเตอร์ ขบวนการอัดแบบโพลีโทรปิคและขบวนการขยายแบบเอนทาลปีคงที่เป็นสมมุติฐานสำหรับคอมเพรสเซอร์และเอ็กเพนชั่นวาล์วตามลำดับ ผลการจำลองแบบแสดงให้เห็นว่าระบบที่ 2 มีอัตราการดึงน้ำออก (moisture extrection rate, MER) และ อัตราการดึงน้ำออกจำเพาะ (specific moisture extrection rate, SMER) สูงสุด หากอัตราการอบแห้งสูงและความชื้นบรรยากาศต่ำ อย่างไรก็ตาม ระบบกึ่งปิดแบบระบบที่ 3 ก็แนะนำให้ใช้ในกรณีที่อัตราการอบแห้งต่ำและความชื้นในบรรยากาศสูง อัตราส่วนอากาศหมุนเวียนกลับมีผลกระทบต่อสมรรถนะของเครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนอย่างเห็นได้ชัด ในขณะที่อัตราส่วนอากาศบายพาสมีผลกระทบเพียงเล็กน้อย ค่า MER และ SMER สูงสุดที่ปรากฏภายใต้เงื่อนไขที่จำลองแบบมีค่าเท่ากับ 10.0 kg/h และ 4.30 kg/kWh สำหรับระบบที่ 2($Ta=35^0C$ RH=30%) และระบบที่ 3 ($Ta=35^0C$ RH=30%) ตามลำดับ

เครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนสร้างจากชิ้นส่วนของเครื่องปรับอากาศ ความสามารถในการทำความเย็นเท่ากับ 11 kW อีแวปโปเรเตอร์และคอนเดนเซอร์มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 61.3 m^2 และ 87.4 m^2 คอมเพรสเซอร์เป็นชนิดลูกสูบซึ่งมีความดันทำงานสูงสุด 2760 kPa ผลของการจำลองแบบถูกเปรียบเทียบกับการทดลองที่ภาระอบแห้งคงที่ ภาระอบแห้งถูกจำลองโดยใช้ผ้าเปียก 2 ชั้น ในแต่ละชั้นสามารถปรับอัตราการไหลของน้ำได้อิสระ

จำนวนของการทดลองเท่ากับ 8, 8, 24 และ 72 การทดลองสำหรับระบบที่ 1, 2, 3 และ 4 ตามลำดับ พารามิเตอร์จากการจำลองแบบที่เปรียบเทียบคือ Wc, COP, MER, SMER ของการจำลองแบบต่ำกว่าผลการทดลอง การจำลองแบบสามารถทำนายอุณหภูมิและความชื้นของอากาศเข้าเครื่องอบแห้งได้ค่อนข้างแม่นยำ

โดยสรุป ในการวิจัยนี้ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ขององค์ประกอบของเครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อน แล้วเปรียบเทียบแบบจำลองด้วยการทดลองและการจำลองแบบ ศึกษาคุณลักษณะของสมรรถนะของเครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนภายใต้เงื่อนไขการทำงานต่างๆ

Abstract

TE 138201

Conventional dryer has low efficiency especially during the final stage of drying where moisture diffusion from the inner part of product occurs at a vary low rate. If heat pump, which is a heat recovery device, is coupled to the dryer, the energy efficiency can be improved. The heat pump dryer (HPD) is a complicated system because it involves two working fluid circuits which are closely interacting each other through the heat and mass transfer processes. This research project was aimed to study the heat pump dryer performance under various conditions.

There are four HPD configurations classified by the arrangement of components and flow of working air. Configuration 1 is an open-dehumidification-heat recovering system where the working air drawn from the ambient flows through a series of evaporator, condenser and dryer successively. Configuration 2, an open-heating-heat recovering system, is characterized by the working air flowing through condenser, dryer and evaporator. Configuration 3 is a partially closed system with the component arrangement similar to configuration 2, but fraction of air leaves the system at the dryer exit. Fresh air is drawn into the system at the condenser inlet to compensate the exhausted working air. Configuration 4 is similar to configuration 3, but an evaporator bypass air is provided in the system.

The HPD performances were examined by computer simulation. Variables in the simulation were ambient conditions (temperature 20-40 ^{0}C, relative humidity

30%-70%), recirculation air ratio (RAR, configuration 3) and bypass air ratio (BAR, configuration 4). The dryer efficiency (DE), which was defined as a percentage of the difference of absolute humidity of the air passing through the dryer with respect to the difference of absolute humidity of the air based on the saturated outlet air, was fixed at 75%. The simulation of the heat exchanger components was based on the effectiveness NTU-method and taken into account of phase change of the refrigerant and moisture condensation on the evaporator surface. Polytropic compression and isenthalpic expansion were assumed for the compressor and expansion valve, respectively.

The simulation results revealed that configuration 2 gives highest moisture extraction rate (MER, kg water/h) and specific moisture extraction rate (SMER, kg water/kWh) if the drying rate is high and the ambient moisture is low. However, the partially closed system, configuration 3, is recommended in the case of low drying rate and high moisture content of the ambient. The RAR significantly affected the HPD performance while the BAR showed minor effect. The maximum MER and SMER achievable under the condition in the simulation were 10.0 kg/h and 4.30 kg/kWh for configuration 2 (Ta = 35^0C, RH = 30%) and configuration 3 (Ta = 35^0 C, RH = 30%), respectively.

A heat pump dryer system was assembled from air conditioner parts. The cooling capacity was 11 kW. Evaporator and condenser had heat transfer areas of 61.3 m^2 and 87.4 m^2, respectively. The compressor was a reciprocating type with the maximum discharge pressure of 2760 kPa. Simulation results were verified by experiments conducting with constant drying loads. The constant drying load was achieved by using two layers of constantly wet cloth sheets where, in each layer, the water flowing into the sheets was adjustable.

There are 8, 8, 24 and 72 experiments for the configurations 1, 2, 3 and 4, respectively. The simulation models were verified by the Wc, COP, MER, SMER,

TE 138201

Ta and Ωa at the dryer inlet. It was found that compressor work was actually higher than the predicted figure. Consequently, the simulation gave the values of COP and SMER less than the experimental results. It was evident that the simulation can predict the temperature and humidity of working air at the dryer inlet accurately.

In conclusion, this research work has successfully established mathematical models of HAD components, verified the models by experiment and, by the computer simulation, characterized the HPD performance under various working conditions.