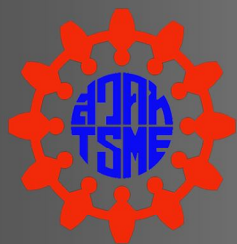


AN INTERNATIONAL JOURNAL OF  
THE THAI SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS



JOURNAL OF RESEARCH  
AND APPLICATIONS IN  
MECHANICAL ENGINEERING

CONTENTS

- 1 Letter from the Editor
- 2 Letter of Congratulation
- 3 Enhancement of Thermal Conductivity with Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> for Nanofluids  
*Apichai Jomphoak, Thitima Maturos, Tawee Pogfay,  
Chanpen Karuwan, Adisorn Tuantranont, and Thawatchai Onjun*
- 7 Impact of Water Contents Blended with Ethanol on SI Engine  
Performance and Emissions  
*Paras Gupta, Veeraphol Sae-wang, Pithayodom Kanbua  
and Yossapong Laoonual*
- 13 Optimal Placement of Wind Farm on the Power System Topology  
*Nopporn Leeprechanon and Prakornchai Phonrattanasak*
- 19 Passive vibration control of an automotive component using  
evolutionary optimisation  
*Nantiwat Pholdee and Sujin Bureerat*
- 25 The Effect of Interference Fit on Vibration Transmission from  
Stator Coil to Base of a Spindle Motor in a Hard Disk Drive  
*Nopdanai Ajavakom and Apirat Sillapapinij*
- 31 Transient Thermal Elastohydrodynamic of Rough Surfaces under  
Line Contact with Non-Newtonian Solid-Liquid Lubricants  
*Chatchai Aiumpronsin and Mongkol Mongkolwongrojn*
- 37 การจำลองเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยม  
จัตุรัส ที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิต  
(Numerical Simulation of Laminar Heat Transfer in a Square  
Duct fitted with Orifices)  
*กิตติราช สัจวิชัยทรัพย์, พัทธ์ชัย พร้อมไธสง, กิตติชัย คำพันธ์  
และ พงษ์เจต พรหมวงศ์*
- 43 การทำงานแบบมาสเตอร์-สเลฟ ระหว่างแขนกลแอปติก 6 องศาอิสระ  
โครงสร้าง แบบขนานและแขนกลลูกผสมแบบขนาน 5 แกนตระกูล เอช-4  
(Master-Slave Operation for a 6-DOF Parallel Haptic Device and a  
Hybrid 5- Axis H-4 Family Parallel Manipulator)  
*เรืองยศ อารวงษ์กุล และ วิบูลย์ แสงวีระพันธุ์ศิริ*
- 49 การวิเคราะห์ความต้านทานและรูปแบบคลื่นของเรือแบบตัวเรือคู่ด้วยวิธี  
คำนวณ ทางพลศาสตร์ของไหล  
(The Analysis of Resistance and Wave of Catamaran Using Computational  
Fluid Dynamics)  
*กิตติภูมิ ภูมิโคกรักษ์, สัตยา จันทระประภา และ อโณทัย สุขแสงพนมรุ่ง*
- 57 ผลของการเรียงขั้วเล็กโคโรดที่มีต่อการอบแห้งด้วยลมร้อนร่วมกับสนามไฟฟ้า  
(Effects of Electrode Arrangement on the combined Hot-Air Flow and  
Electric Field Drying)  
*รัชพงศ์ กรวิชัยรินทร์, ไชยณรงค์ จักรธรานนท์ และ ผดุงศักดิ์ รัตนเคโซ*
- 63 รหัสวิธีเชิงพันธุกรรมเพื่อคัดเลือกแบบจำลองการอบแห้งข้าวเปลือกสำหรับ  
เครื่องอบแห้งแบบข้าวหลนอิสระ  
(Genetic algorithm for the selection of rough rice drying model for the  
free-fall paddy dryer)  
*โสธร แจ้งการ, สุพิชญะ มีสุขเจ้าสำราญ และ ทวี จิตรสมบูรณ์*
- 77 อิทธิพลของการจ่ายอากาศส่วนที่สองแบบหมุนวนที่มีต่อการเผาไหม้แก๊ส  
ในเตาเผาไหม้ฟลูอิดเบดแบบห้องเผาไหม้สั้นที่ใช้หัวฉีดกระจายอากาศ  
(Effect of Swirl Secondary Air Injection on Rice Husk combustion in  
a Short-Combustion-Chamber Fluidized Bed Combustor Using Nozzle-  
Type Air Distributor)  
*ฐานิชย์ เมธิยานนท์, ประสาน สถิตย์เรืองศักดิ์  
และสมชาติ โสภณรมฤทธิ*

## **Editor**

Tawit Chitsomboon

## **International Advisory Board**

Adrian Bejan, Duke University, USA	Chairman
Jens N. Sørensen, Technical University of Denmark, Denmark	Member
Withaya Yongchareon, Chulalongkorn University, Thailand	Member
Sylvie Lorente, National Institute of Applied Sciences, France	Member

## **Editorial Board**

Mongkol Mongkolwongrojn

Phadungsak Rattanadecho

Pongjate Promwong

Somchai Wongwises

Somnuek Theerakoolphisoot

Sujin Bureerat

Sumrerng Jugjai

Tanongkiat Kiatsiriroat

Worawut Wisutmethangoon

## **Assistants to the Editor**

Atit Koonsrisuk

Chalothorn Thumthae

Published in Thailand by  
Journal of Research and Applications in Mechanical Office  
School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering  
Suranaree University of Technology,  
111 University Avenue, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand  
Tel. 66-44-224410, Fax. 66-44-224613  
E-mail : [jrame@sut.ac.th](mailto:jrame@sut.ac.th) Website : <http://eng.sut.ac.th/me/JRME>

ISSN 2229-2152

## Letter from the Editor

Dear Fellow Mechanical Engineers,

The academic conferences under the auspice of the Conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand (ME-NETT) have been evolving over the past 25 years with constant progress. I have observed this progress with impression and admiration; so much so that I had proposed at several occasions to the Chairs of the various annual Conferences that it is about time that we establish an academic journal to contribute our academic success to the international community.

In 2009, Dr. Worawut Wisutmethangoon who was the first chairman of TSME (Thai Society of Mechanical Engineers) gave me the green light to go ahead with the journal. I must accept the guilt for not being able to push the journal out during that period. Dr. Withaya Yongchareon, the 2<sup>nd</sup> Chair of TSME, continued to urge me to carry on the task that I had proposed. This time around the stress of the accumulated guilt was beyond a critical limit which made me yield.

The Board of TSME, per my consultation, unanimously agreed that JRAME be an “international” journal publishable in both Thai and English. But for a Thai-language contribution, an English-language abstract is required.

In addition to our formal aims and scope as indicated on the back page of this publication, we would very much like to be an alternative force in driving ME-science toward a noble goal. Therefore, we intend to be very flexible in both coverage and forms. We also intend to be a journal that is “author friendly.”

Contributing authors to JRAME may choose a referencing format of their choice (either Harvard style or numbering style or any other style). A paper that is valuable to ME-science will not be denied on the grounds of its format or its referencing style.

Outcomes of research, applications as well as well thought out “concepts” relating to ME-science in all perspectives are solicited while subject to the consideration of the editorial board and peer reviews before they are accepted for publication in JRAME.

In this inaugurating publication, the contributing papers came from two sources as suggested by TSME board: the best papers awarded in the 24<sup>th</sup> ME-NETT meeting (marked by asterisks) and the papers from the 1<sup>st</sup> International Conference on Mechanical Engineering (ICoME) which were deemed as appropriate by the Editorial Board. All papers were subject to the authors’ consents as well as peer reviews.

Like a small gear in an auxiliary equipment, I hope that JRAME will do its part to help drive a very complicated ME mechanism toward a desirable goal that enriches ourselves, Thailand and the international community as a whole.

Sincerely,



Tawit Chitsomboon

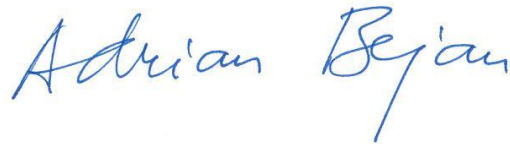
N.B. We suggest that JRAME be pronounced easily as J-Ra-Me.

## Letter of Congratulation

On the occasion of the birth of the Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering, I offer my sincere wishes of success to the editors and all my colleagues in the international research community who will contribute to this journal.

I am sure that the vibrant scientific life of Thai universities will contribute greatly to its success. In turn, this new journal will enhance the scientific life and reputation of Thai academia.

Sincerely,

A handwritten signature in blue ink that reads "Adrian Bejan". The signature is fluid and cursive, with the first name "Adrian" and the last name "Bejan" clearly distinguishable.

Adrian Bejan  
J. A. Jones Distinguished Professor  
of Mechanical Engineering, Duke University, USA  
Chairman of International Advisory Board, JRAME

# Enhancement of Thermal Conductivity with $\text{Al}_2\text{O}_3$ for Nanofluids

Apichai Jomphoak<sup>1,2,\*</sup>, Thitima Maturros<sup>1</sup>, Tawee Pogfay<sup>1</sup>, Chanpen Karuwan<sup>1</sup>, Adisorn Tuantranont<sup>1</sup> and Thawatchai Onjun<sup>2</sup>

<sup>1</sup>National Electronics and Computer Technology Center (NECTEC), 112 Thailand Science Park, Pathumthani 12120

<sup>2</sup>Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University, Pathumthani 12120

## Abstract

The enhancement of the thermal conductivity of water in the presence of Alumina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) using the employed surfactant, as the dispersant, is presented in this study. The volume concentration of Alumina–water nanofluids is below 0.2 vol.%. With the addition of dispersant and surfactant, the thermal conductivity of the produced nanofluids reveals a time-dependent characteristic. The thermal conductivity, considerably steady at the starting point of measurement, increases gradually with elapsed time. The results indicate that Alumina–water nanofluids with low concentration of nanoparticles have noticeably higher thermal conductivities than the water-base fluid without Alumina. For  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanoparticles at a volume fraction of 0.001 (0.1 vol.%), thermal conductivity was enhanced by up to 18.4%.

**Keywords:** Alumina, Nanofluids, Thermal Conductivity, TPS, Sensor

## 1. Introduction

The thermal conductivity of thermofluid plays a significant role in the development of energy-efficient heat transfer equipment. Passive enhancement methods are commonly utilized in the electronics, HVAC&R, and transportation devices. However, the thermal conductivities of the working fluids such as ethylene glycol, water, and engine oil are relatively lower than those of solid particles. In this regard, the development of advanced heat transfer fluids with higher thermal conductivity is thus in a strong demand. Nanoparticle technology is of considerable interest for a large number of practical applications. A new approach to nanoparticles in nanofluid was proposed by Dr. Choi at the USAs Argonne National Laboratory in 1995 [1]. A number of research works and development focusing on nanofluids have been recently conducted [2–6]. More recently, the chemical approach using wet chemistry has emerged as a powerful method for growing nanostructures of metals, inorganic semiconductors, organic materials, and organic–inorganic hybrid systems. The advantage offered by nanochemistry is that surface functionalized nanoparticles of metals or dispersible in a variety of media such as water can be readily prepared. Furthermore, nanochemistry also lends itself to a precise control of conditions to produce monodispersed nanostructures [12].

Alumina nanoparticles are of great interest because of their use as coolant and application in heat exchanger. The synthesis methods for  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanomaterials include physical method and chemical method. The physical method used for  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanofluids has been reported [2,3]. Nanofluids consisting of  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanoparticles directly dispersed in water have been observed to exhibit significantly improved thermal conductivity enhancements when compared with nonparticle-containing fluids or nanofluids containing oxide particles [3]. Many studies on the thermal conductivities of nanofluids focused on the nanofluids synthesized via two-step method. Recently, our study has also investigated the results of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –water nanofluids based on this method [6], and the thermal conductivities of the  $\text{Al}_2\text{O}_3$  suspensions are measured by a transient planar

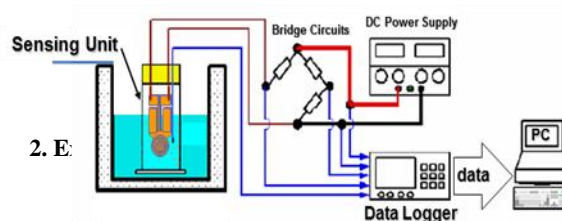


Fig.1 The measuring unit connected to the Wheatstone bridge

In this work, transient planar source (TPS) method is used to measure the thermal conductivity of  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanoparticles in the presence of water as solvent. The Alumina was dissolved in deionized water. The solution was submerged under ultrasonic vibration (100W, 40kHz) for 45 min at 25°C with stirrer being operated simultaneously till the solution became uniform. The mixture was slowly washed with the deionized water to remove impurity. The product was then obtained. The volume fraction of Alumina nanoparticle suspensions in water liquid is below 0.2 vol.%. Water has a high permittivity which makes it a good solvent for polar or ionic compounds. Therefore, many chemical reactions take place in aqueous media [13]. Highly pure water was obtained from a Millipore Milli-Q plus system. Effects of variables including concentrations of nanofluids, amount of pH buffer agent, and amount of water solvent were investigated. The concentrations are in the ratio of 1, 2, and 4 while the concentrations of pH buffer are 7, 8, and 9.2, respectively, as shown in Fig. 3. The mass ratios of water solvent are 1–3 at increment of one.

The Alumina nanoparticle was measured with scanning electron microscopy (SEM) to determine its microstructure and size distribution. The thermal conductivity of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ –water nanofluid was measured with a computer-controlled TPS system at room temperature. For the TPS system, a thin gold disk was immersed in the fluid using a vertical cylindrical glass container. The TPS disk served as an electrical resistance thermometer. A Wheatstone bridge heated the disk and

\*Corresponding Author: E-mail: apichai.jomphoak@nectec.or.th

simultaneously measured its resistance. The electrical resistance of the gold disk varies in proportion to changes in temperature as shown in Fig. 1. The thermal conductivity was then estimated from Fourier's law. The transient TPS system was calibrated with the deionized water at room temperature. The  $\text{Al}_2\text{O}_3$ -water nanofluids were filled into the glass container to measure the thermal conductivity. The inner diameter and length of long glass container are 19 mm and 240 mm, respectively. A time sequence of thermal conductivity measurement of the Alumina nanofluids was conducted at intervals of 1–5 min. The measurement ended up at 30 min when there was no apparent change in the thermal conductivity. The time profile of the thermal conductivity distribution of the Alumina nanofluids then can be examined.

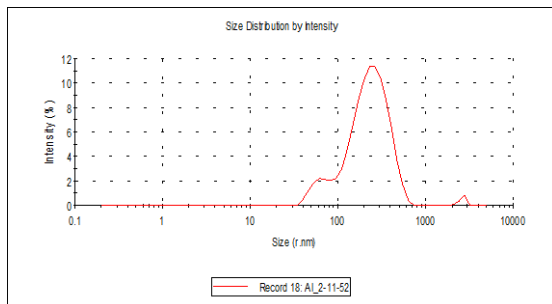


Fig. 2 Al size distribution

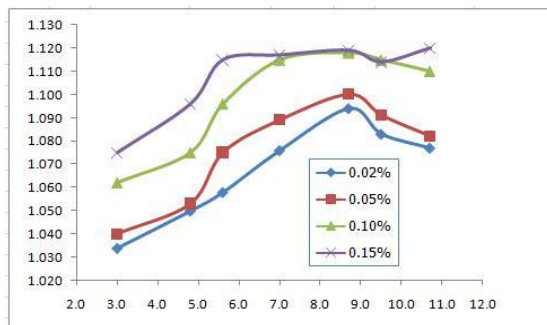


Fig. 3 Effect of pH on thermal conductivity of  $\text{Al}_2\text{O}_3$ - $\text{H}_2\text{O}$  suspensions

### 3. Results and discussion

Alumina nanoparticles are produced in water, and then the  $\text{Al}^{3+}$  ions are converted into aluminum atoms. The Al atoms then precipitate to form Alumina nanofluid. The color of the solution will gradually change from transparent to white and even to dark white. The volume fractions of Al nanoparticle suspensions in water liquid are from 0.05% to 0.2 vol.% with an interval of 0.05%. The Al nanoparticles shows the monodispersed distribution of particle sizes, the grain size and shape of Cu-water nanofluids as a function of nanoparticle volume. The agglomerated particle sizes of the Al nanoparticles range from 100–300 nm with spherical shapes. On the other hand, Fig. 3 illustrates a graph of a Al-water nanofluid at 0.2 vol.% (specimen No. 9). The typical particle sizes of the Al nanoparticles are >250 nm with spherical assorted shapes. In tandem with the scanning electron microscope, it is used to determine the chemical composition of a microscopic area of a solid sample. The thermal conductivity increased ratio of Al-water nanofluids as a function of nanoparticle volume

fraction. The thermal conductivity ratio of Al-water nanofluids increases with the increase of volume fraction of Al until it reaches the maximum value at 0.1 vol.%. It is interesting to note that above this volume fraction thermal conductivity ratio decreases. This behavior indicates the interesting aspect of Al-water nanofluids, and it is likely that the decrease of thermal conductivity ratio above this threshold fraction is caused by the larger size of Al nanoparticles (>100 nm). The normalized thermal conductivity data for the Al-water nanofluids as a function of the measured time is shown in Fig. 3. The  $k$  denotes the thermal conductivity of Al-water suspensions and the  $k_{\text{base}}$  is the thermal conductivity of the water base fluid. The Al nanofluid is added into the vertical cylindrical glass container of the transient planar source (TPS) system after cooling down. By prescribing the input temperature to the Al nanofluid, the associated thermal conductivity was measured directly by the TPS system and adjusting the variable resistor of the Wheatstone bridge circuit accordingly. The measurement of thermal conductivity could begin without further agitating in the glass container. Therefore, it takes about 1 min to get the first point of thermal conductivity after the Al nanofluid is added. This point is regarded as the first measured point at 1 min. During the thermal conductivity measurement, the Al nanofluid is kept as it is with no further action. On the other hand, it is also possible that the Al nanoparticles with addition of dispersant and surfactant could be agglomerated to some extent, not separated individually. Therefore, the thermal conductivity of the Al nanofluid shows the time-dependent behavior. However, the addition of dispersant and surfactant would make the Al surface coated, thereby resulting in the screening effect on the heat transfer performance of Al nanoparticle.

From this figure, one can see that Al-water nanofluids with a low concentration of nanoparticles have considerably higher thermal conductivities than the identical water base liquids without solid nanoparticles. A strong dependence of thermal conductivity on the measured time is observed. In addition, one can also see that at a constant volume fraction,  $k/k_{\text{base}}$  is the largest at the starting point of measurement and drops considerably with elapsed time. For Al nanoparticles at a volume fraction of 0.001 (0.1 vol.%), thermal conductivity is enhanced by 18.4%. The ratio of  $k/k_{\text{base}}$  is almost unchanged when the elapsed time is above 10 min. The value of  $k/k_{\text{base}}$  is slightly above unity, indicating no appreciable enhancements due to the particles agglomeration. The fluids with solid particles on a nanoscale show better thermal conductivities than those with none. This is due to the larger total surface areas of nanoparticles. Some possible explanations of the enhancement of nanoscale particles can be found from Lee et al. [14]. It can therefore be expected that their respective nanofluids' thermal conductivity behave differently. The corresponding Al nanoparticles were about 100 nm diameter and were directly mixed with deionized water at several weight percents which was used to enhance stability of the suspension.

In this study, with the addition of surfactant, the surface of Al nanoparticle contacts the water solvent directly to enhance the thermal conductivity effectively. The heat transfer at the free surface of the nanoparticles is more active than the coated surface with stabilizing agents. The Brownian motion on the nanoparticles at the molecular and nanoscale level is a major mechanism



controlling the thermal conductivity of nanofluid. The fundamental difference between solid/solid composites and solid/liquid suspensions is identified. Thus the solid/liquid interface characteristics need to be exploited. A significant increase in thermal conductivity up to 18.4% is observed at a single measurement point. The thermal conductivity decreases with elapsed time and the thermal conductivity remains almost constant after a period of about 30 min. For durability and reliability concerns, the synthesis of nanoparticle utilizing stabilizing agent is an important subject for future developments. Furthermore, a mixing tool could be used to agitate the Al nanofluid continuously to achieve good dispersion dynamically for application of nanofluid in a thermofluid device.

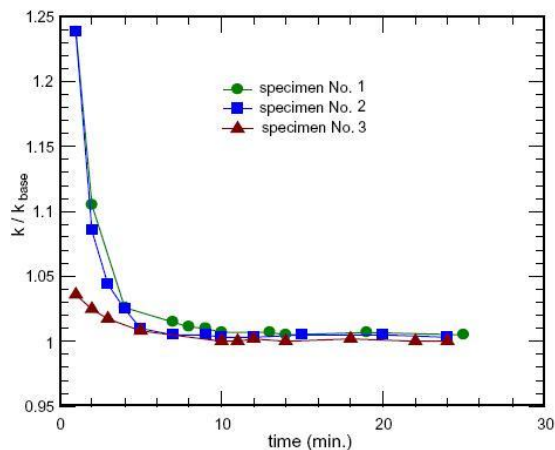


Fig. 4. The normalized thermal conductivity data for the Al–water nanofluids as a function of the measured time.

#### 4. Conclusions

This study conducts a transient planar source method to measure thermal conductivity of Al–water nanofluids. The synthesized Alumina nanoparticles in water with surfactant improve thermal conductivities significantly, compared with pure fluids. Alumina nanoparticles show the characteristics of small particle sizes and uniform size distribution. The typical Al nanoparticles are around 50–100 nm in diameter with spherical shapes. The volume fractions of Al nanoparticle suspensions in water liquid are in the range from 0.05% to 0.2 vol.% with the addition of dispersant and surfactant, the thermal conductivity of the produced nanofluids reveals a time-dependent characteristic. The thermal conductivity which is considerably steady at the starting point of measurement, increases gradually with elapsed time. The ratio of  $k/k_{base}$  is almost unchanged when the elapsed time is above 10 min. The value of  $k/k_{base}$  is slightly above the unity, indicating the appreciable enhancements due to the particles agglomeration. Initially, the thermal conductivity of Al–water suspension can be enhanced by 18.4 percent at a volume fraction of 0.001 (0.1 vol.%). The higher thermal conductivities of Al solid materials together with the larger surface area of Al nanoparticles are keys to the

enhancement of thermal conductivity. The present study presents Al–water nanofluids prepared from additional surfactant to improve the thermal conductivities of conventional heat transfer water-based fluids.

#### 5. References

- [1] Choi, S.U.S., 1995. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles. In: D.A. Siginer, H.P. Wang (Eds.), *Developments and Applications of Non-Newtonian Flows*, FED-vol. 231/MD-vol. 66, The American Society of Mechanical Engineers, New York, pp. 99–105.
- [2] Xuan, Y., Li, Q., 2000. Heat transfer enhancement of nanofluids, *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 21, pp. 58–64.
- [3] Patel, H.E., Das, S.K., Sundararajan, T., Nair, A.S., George, B., Pradeep, T., 2003. Thermal conductivities of naked and monolayer protected metal nanoparticle based nanofluids: manifestation of anomalous enhancement and chemical effects, *Appl. Phys. Lett.*, Vol. 83, No. 14, pp. 2931–2933.
- [4] Liu, M.S., Lin, M.C.C., Huang, I.T., Wang, C.C., 2005. Enhancement of thermal conductivity with carbon nanotube for nanofluids, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, pp. 1202–1210.
- [5] Liu, M.S., Lin, M.C.C., Huang, I.T., Wang, C.C., 2006. Enhancement of thermal conductivity with CuO for nanofluids, *Chem. Eng. Technol.*, Vol. 29, pp. 72–77.
- [6] Liz-Marzan, L.M., 2004. Nanometals formation and color, *Materialstoday*, pp. 26–31.
- [7] Koblinski, P., Phillpot, S.R., Choi, S.U.S., Eastman, J.A., 2002. Mechanisms of heat flow in suspension of nano-sized particles (nanofluids). *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 45, pp. 855–863.
- [8] Faraday, M., 1857. Deflagrations of gold. *Philos. Trans. R. Soc. London*, Vol. 147, pp. 145.
- [9] Turkevich, J., Stevenson, P.C., Hillier, J., 1951. A study of the nucleation and growth of processes in the synthesis of colloidal gold. *Trans. Faraday Soc.*, Vol. 11, pp. 55–75.
- [10] Turkevich, J., 1985. Colloidal gold. Part I: historical and preparative aspects, morphology and structure, *Gold Bull.*, Vol. 18, pp. 86–91.
- [11] Bonnemant, H., Nagabhushana, K.S., 2004. Advantageous fuel cell catalysts from colloidal nanometals. *J. New Mater. Electrochem. Syst.*, Vol. 7, pp. 93–108.
- [12] Prasad, P.N., 2004. *Nanophotonics*. John Wiley & Sons, pp. 177–208.
- [13] Koch, C.C., 2002. *Nanostructured Materials: Processing, Properties and Potential Applications*. William Andrew Publishing, Norwich, New York, pp. 3–50.
- [14] Lee, S., Choi, S.U.S., Li, S., Eastman, J.A., 1999. Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles. *J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 280–289.
- [15] Wen, X., Xie, Y., Choi, C.L., Wan, K.C., Li, X.Y., Yang, S., 2005. Copperbased nanowire materials: templated syntheses, characterizations, and applications. *Langmuir*, Vol. 21, pp. 4729–4737.
- [16] Li, C.C., Chang, M.H., 2004. Colloidal stability of CuO nanoparticles in alkanes via oleate modifications. *Mater. Lett.*, Vol. 58, pp. 3903–3907.
- [17] Klabunde, K.J., 2001. *Nanoscale Materials in Chemistry*. John Wiley & Sons, pp. 41–46.
- [18] Jang, S.P., Choi, S.U.S., 2004. Role of Brownian motion in the enhanced thermal conductivity of nanofluids. *Appl. Phys. Lett.*, Vol. 84, pp. 4316–4318.
- [19] Vadasz, J.J., Govender, S., Vadasz, P., 2005. Heat transfer enhancement innanofluids suspensions: possible mechanisms and explanations. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 2673–2683.

# Impact of Water Contents Blended with Ethanol on SI Engine Performance and Emissions

Paras Gupta<sup>1,2</sup>, Veeraphol Sae-wang<sup>1</sup>, Pithayodom Kanbua<sup>1</sup> and Yossapong Laoonual<sup>1,\*</sup>

<sup>1</sup>Combustion and Engines Research Laboratory (CERL)

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering

King Mongkut's University Technology Thonburi (KMUTT), Bangkok, Thailand 10140

<sup>2</sup>Internship Student, Indian Institute of Technology, Kanpur, India 208016.

---

## Abstract

Recently, the oil crisis and energy security have become the serious concern all over the world. Ethanol, one of the alternative fuels for SI engine seems to have the potential for replacing the conventional fuels such as gasoline. However, the process of removing water contents from hydrous ethanol to make it anhydrous is a very costly operation. In order to have the economical advantage, the use of ethanol with water content can be seen as an interesting choice as a fuel in SI engines. Therefore, this work aims to investigate the effects of water contents blended with ethanol on thermal efficiency and emissions of SI engine. The 125-cc SI engine is used for the experiments. Tests are run at constant engine speed and stoichiometric air fuel ratio. The results show an increase in the thermal efficiency for hydrous ethanol having more than 10% water content. The bsfc value is increased on increasing water content. The NO<sub>x</sub> produced by hydrous ethanol is very low. The total unburned hydrocarbons (THC) and the CO emissions are increased on water addition but even after the addition of 20% water by volume they are found lower than those of gasoline. So it proposes a solution for the fuel which satisfies the current environmental concerns and helps in improving the fuel economy.

**Keywords:** Water Content, Hydrous Ethanol, Thermal Efficiency, Emissions and Spark Ignition Engine.

## 1. Introduction

Today global warming has become a serious threat to the whole world. Political and public debates on this topic are continuously going on everywhere. Over the past two decades the research done in the field of internal combustion engines is highly dominated by the requirement of improving fuel economy, i.e. reducing the carbon emissions and fuel consumption without compromising the power output of the vehicle.

Current concerns over global warming and limited fossil fuel resources are motivating the researchers to use the alternative fuels. The change in global climate is posing a serious threat to our way of life. In 1973 & 1979 oil crisis occurred in the Middle East and recently the oil spillage in the gulf of Mexico has emphasized the necessity of finding alternative fuel resources that could replace the petroleum-based fuels.

Ethanol is an eco-friendly fuel which can be seen as a renewable energy resource. It is produced by fermenting and distilling starch crops, such as corn or sugar cane which needs photosynthesis for growing.

Ethanol is widely used in Brazil and United States. In 2009 they were responsible for 89% of the world's ethanol production [1]. Their automobile industries got great success with the launch of flex-fuel vehicles which can be fuelled by gasoline, ethanol and blend of both. The reason why these engines are not widely used till now is the high cost of pure ethanol due to the low productivity of crops and inflation in international sugar market. At the end of 2009, Brazil had more than 9 million FFVs (Flexible Fuel Vehicles) regularly using pure ethanol fuel [2].

Now ethanol is seen as an alternative to gasoline. Higher octane rating gives this fuel a higher knock resistance which allows a higher compression ratio. Due to its high vaporisation rate, ethanol produces superior thermal efficiency at high temperatures. Ethanol has a faster combustion rate and its flame temperature is lower than gasoline which reduces the heat loss to combustion

walls and ensures higher thermal efficiency [3]. Ethanol can burn rich air fuel mixture which generates higher engine power output when compared with gasoline. Ethanol-fed engines emit lower quantity of nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) and unburned hydrocarbons. Because of the lower heating value, ethanol results in higher fuel consumption. In the case of ethanol engine, cold start is a problem due to its lower vapour pressure.

Ethanol is usually blended with gasoline to create more sustainable fuel for automotive industry. Recent research suggests that blending of ethanol with gasoline can be even more sustainable if hydrous ethanol is used for blending instead of anhydrous ethanol. Distillation of water from the hydrous ethanol for making pure ethanol requires additional cost and energy. A research carried out in an ethanol plant based in Minnesota suggested that 10-45% of energy can be saved by just removing the dehydration process from hydrous ethanol. Eh95 (95% Ethanol, 5% water) [4]. In 2008 a study done by HE Blends BV in the Netherlands noted that Eh10-Eh26 hydrous ethanol blends are 10-20% less expensive than anhydrous ethanol [5].

Clemente et al. [6] concluded that the use of hydrous ethanol (water conc. 7%) improves the peak power and peak torque by 9% and 14% effectively with respect to ethanol gasoline blend (22% ethanol 78% gasoline). However, the specific fuel consumption is also increased by 35%. Olberding et al. [7] tested a transit van using 70% ethanol and 30% water fuel mixture. They noticed a significant increase in the thermal efficiency in comparison with gasoline. Li et al. [8] observed increase in torque and power when ethanol was used as fuel in a gasoline spark ignition engine. They also noticed a decrement in CO and THC emissions.

The work of Christensen and Johansson [9] showed that the use of water retards the ignition timing and slows down the rate of combustion, therefore, increases the emission of unburned hydrocarbons and CO. They have found that with increasing water concentration, ignition

---

\*Corresponding Author: E-mail: yossapong.lao@kmutt.ac.th, Tel: 02 470 9123-4, Fax: 02 470 9111, Website: <http://cerl.kmutt.ac.th>



timing should be advanced to ensure the sufficient evaporation of water. They observed low  $\text{NO}_x$  emissions with high water contents because higher latent heat of vaporization of water causes the reduction in peak cylinder temperature.

A number of research works have been carried out to investigate water tolerances of ethanol/gasoline blends and preventing the phase separation between gasoline and water (in low ethanol blends) to avoid the corrosion problem [10] but currently the researchers believe that they have overlooked the great possibility of using hydrous ethanol as fuel which is environment friendly as well as economical.

The aim of the present research is therefore to investigate the effects of water contents in ethanol on the performance of a spark ignition engine and compare them with the gasohol as a fuel. Emissions characteristics are also compared. Tests are conducted on a one cylinder, small SI engine with few modifications. This would determine the possibility of using hydrous ethanol as fuel in the near future.

## 2. Experimental Section

### 2.1 Experiment set up

The experimental work was carried on a Honda Model Wave-125i engine which was a one cylinder, four stroke SI engine whose technical specifications are mentioned in Table

1. The engine was originally designed for gasoline but it was modified for using hydrous ethanol. The injector size was increased and fuel injection and ignition timing were controlled by commercial electronic control unit (ECU). ECU optimizes the fuel injection period and spark timing to maintain a constant air fuel ratio and engine revolution speed. After these modifications, the engine was installed on an Eddy Current Dynamometer for measuring and controlling the torque produced by the engine.

Table1. Engine Specifications

Model	HONDA WAVE 125i
Engine type	4-stroke single cylinder
Displacement Volume	124.8 $\text{cm}^3$
Bore x Stroke	52.4 x 57.9 mm
Compression ratio	9.3:1
Engine speed	1,000-10,000 rpm
Cooling system	Forced air
Fuel supply	Electrical fuel injection

For measuring the variation of cylinder pressure with crank angle, a pressure sensor with compatible charge amplifier and crank shaft angle encoder was used with a high speed data acquisition system designed on Indiwin software. The complete data of in-cylinder pressure will not be analysed here.

In the exhaust stream oxygen sensor was installed for measuring the equivalence ratio from the exhaust of the engine. Exhaust system (MRU Model SWG 200<sup>-1</sup>) measures and analyzes the exhaust temperature with the contribution of  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  and unburned hydrocarbons in the exhaust stream. Fuel consumption and laminar air flow was measured manually using a weight measuring machine and a U- tube manometer respectively. The equivalence ratio obtained from the oxygen sensor was compared with the value calculated from exhaust gas composition results and intake laminar flow. The schematic diagram of the experiment is shown in Fig. 1.

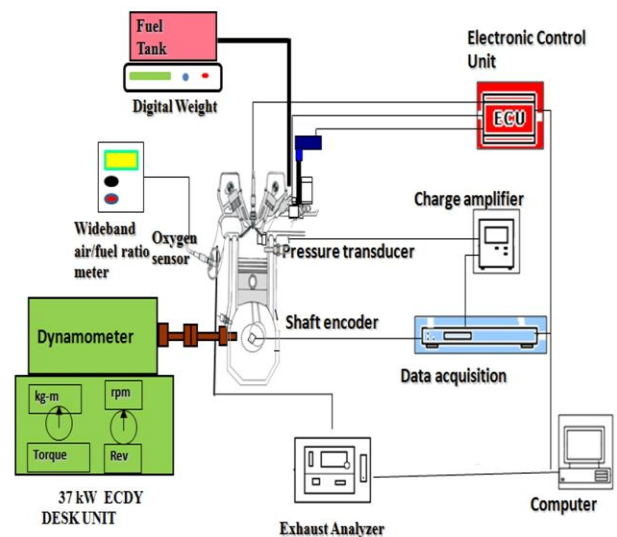


Fig. 1 Experimental set up

### 2.2. Experiment Procedure

Four fuels were considered for the analysis: Gasohol Octane 91 (E10), Pure Ethanol (E100), Ethanol with 10% water by volume (Eh90) and Ethanol with 20% water content (Eh80). The physical and chemical properties of these fuels are mentioned in Table 2. Ignition timing was optimized for the maximum torque in each condition. The test conditions are shown in Table 3.

Table 2. Physical – Chemical properties of the fuels experimented

Parameter	Gasohol E10	E100	Eh90	Eh80
Composition(by volume)	90% Gasoline 10% Ethanol	100% Ethanol	90% Ethanol 10% Water	80% Ethanol 20% Water
Density (g/cc)	0.7650	0.7921	0.8291	0.8492
Lower Heating Value(MJ/kg)	41.087	28.865	25.318	24.936
Stoichiometric A/F	14.421	8.953	7.853	7.734
Chemical Structure*	$\text{C}_{6.66}\text{H}_{15.33}\text{O}_{0.22}$	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	$\text{C}_{1.47}\text{H}_{4.94}\text{O}$	$\text{C}_{1.42}\text{H}_{4.85}\text{O}$
Carbon Mass(%)	80.89	52.17	45.76	45.07
Hydrogen mass(%)	15.51	13.04	12.80	12.78
Oxygen mass(%)	3.60	34.79	41.44	42.14

\*calculated for 1 mole of fuel from the given volume ratio of contents (using measured value of densities and standard value of molecular weight)

Table 3. Test Conditions

No.	Fuel	Load (%)	Engine Speed (rpm)	$\lambda$
1	E10	25,50,100	5000	1
2	E100			
3	Eh90			
4	Eh80			

Throughout the experiment, the air fuel ratio was kept constant at its stoichiometric value and engine crank shaft revolution was maintained at 5000 rpm. The engine load was varied by the position of throttle. For each test condition, brake power, indicated power, thermal efficiency, brake specific fuel consumption and regulated exhaust emissions were reported. Three load conditions were tested for each fuel to make the comparison more reliable. To enhance the accuracy of results and to avoid the fluctuations in the measured values every test was carried out until it reached its steady state and the final value was averaged out over this period.

### 3. Results and Discussion

The present motive is to observe the changes in brake power, thermal efficiency, bsfc and regulated emissions with increasing water content in ethanol and to compare it with the corresponding gasohol (E10).

#### 3.1. Brake Power

As we can see in Fig. 2, when we switch the fuel from gasohol to pure ethanol, an increment in brake power of 12.53%, 4.30% and 4.95% is observed for 25%, 50% and 100% load respectively. The brake power is directly proportional to the torque output of crank shaft at constant engine speed. It is found that the laminar flame speed is higher in case of ethanol than gasoline [11]. As the engine speed increases, there is less time available for the complete combustion, so a higher flame speed is required. This makes hydrous ethanol produce more torque when compared with gasoline. This change is enhanced in case of higher engine speed and reversed in case of lower engine speed due to the high heating value of gasoline [3]. From Table 2, it can be observed that gasoline has a higher heating value than ethanol and it decreases with increasing water content. It causes a reduction in the brake power with increasing water contents. 20% water content by volume in ethanol reduces the brake power 21.74%, 2.55% and 6.42% from E100 for 25%, 50% and 100% load conditions respectively.

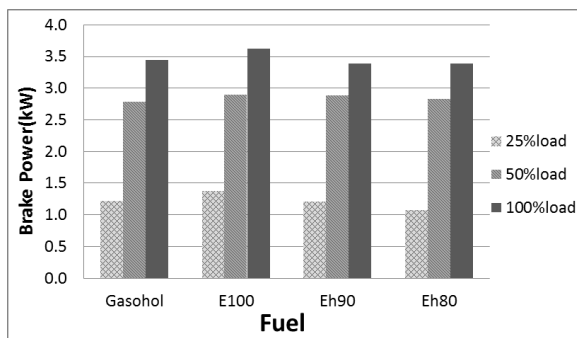


Fig. 2 Brake Power in case of Gasohol(E10) and ethanol with 0, 10 and 20% water contents at 5000 rpm and stoichiometric A/F( $\lambda=1$ ) for 25%, 50% and 100% load conditions

#### 3.2 Brake specific fuel consumption ( bsfc )

The brake specific fuel consumption is increased with water content as it can be observed from Fig. 3. All the tests are operated on stoichiometric condition. The stoichiometric A/F for gasohol is 14.421 which is calculated by using the given volume ratio and measured density values. It is much higher than stoichiometric A/F for pure ethanol and found decreased as water is added in the fuel (see Table 2). Therefore, the bsfc value of ethanol is observed 11.76 %, 39.67 % and 41.90 % higher than that of gasohol for 25%, 50% and 100% load conditions respectively. Another reason supporting this trend is the lower heating value of ethanol with respect to gasoline. As we mix water in the alcohol, the lower heating value is decreased; therefore, bsfc value is increased. For Eh80 it reached 47.88 % of its E100 value at 25% throttle opening. Therefore hydrous ethanol can improve fuel economy when compared with gasoline only with proper engine hardware modifications. This result is consistent with the previous research done on the similar topics [6&12].

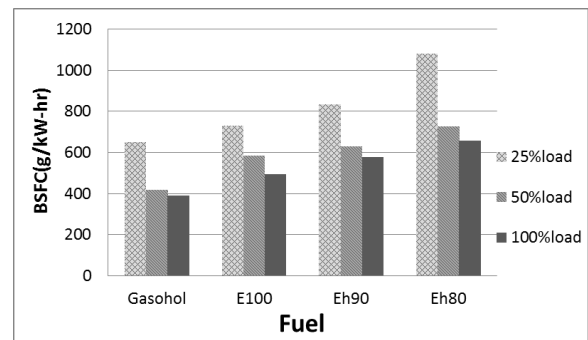


Fig. 3 BSFC in case of Gasohol(E10) and ethanol with 0, 10 and 20% water contents (E100-Eh80) at 5000 rpm and stoichiometric A/F( $\lambda=1$ ) for 25%, 50% and 100% load conditions

#### 3.3 Thermal Efficiency

The thermal efficiency in case of ethanol is higher than that of gasoline. This could be explained by less heat loss through cylinder walls because of higher laminar flame speed in case of ethanol. For 25%, 50% and 100% load, thermal efficiency of E100 is 27.36%, 1.91% and 12.04% higher than that of gasoline respectively.

It is observed that the efficiency is decreased with increasing water contents after a small primary stage. It is expected that during the combustion process water takes the significant amount of energy, when it converts from liquid to vapour state which causes the thermal cooling of charge inside the cylinder. The efficiency in case of Eh80 is 21.75%, 7.22% and 12.82% lower than that in case of E100 for 25%, 50% and 100% load conditions respectively. The difference between the brake thermal efficiency obtained in case of gasohol and Eh80 is very low as it can be seen in Fig. 4. It favours the use of hydrous ethanol containing more than 10% water instead of gasohol without compromising the thermal efficiency of engine.

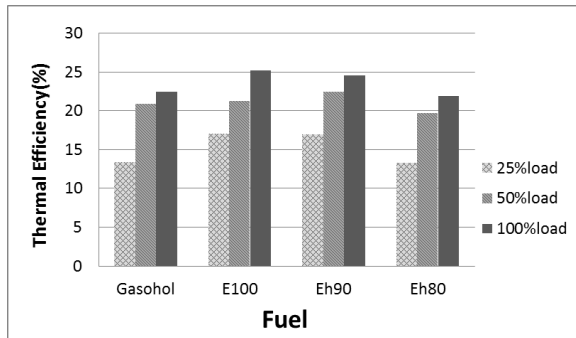


Fig. 4 Thermal Efficiency in case of Gasohol(E10) and ethanol with 0, 10 and 20% water contents at 5000 rpm and stoichiometric A/F( $\lambda=1$ ) for 25%, 50% and 100% load conditions

### 3.4 Emissions

#### 3.4 Emissions

Ethanol shows a significant reduction in CO emissions when compared with gasoline. Due to the oxygen presence in ethanol, there is a noticeable conversion of CO into  $\text{CO}_2$  which causes a decline of 76.24%, 46.09% and 56.20% in CO emissions for 25%, 50% and 100% load respectively when we switch the fuel from gasohol to pure ethanol. Water content in ethanol slows down the combustion rate. Therefore, as shown in Fig. 5(a), it increases the CO emissions from the pure ethanol values. The CO emission observed in case of Eh 80 is 2.06%, 36.78% and 30.81% higher than that of E100 for 25%, 50% and 100 % throttle opening respectively. From this result hydrous ethanol comes out as a better environment friendly fuel considering the adverse effects caused by CO as pollutants.

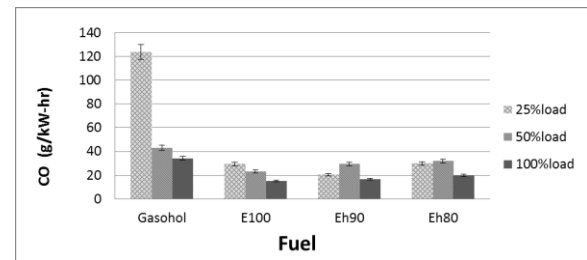
$\text{NO}_x$  emissions highly depend upon the in-cylinder temperature. These are found decreased linearly with water addition. The peak pressure inside the cylinder which is measured by pressure transducer is found to be decreased with increasing water contents. Because of that, a decrease in cylinder peak temperature is expected.  $\text{NO}_x$  emissions in case of Eh80 are 79.18%, 65.25%, 49.04% lower than those in case of gasohol for 25%, 50% and 100% load conditions respectively. The linear slow down in  $\text{NO}_x$  can be observed in Fig. 5(b).

Hydrous ethanol seemed to be a better alternative as shown by Fig. 5(c) in terms of THC emissions. Using pure ethanol (E100) a decrement of 56.75%, 50.24% and 58.87% in THC emissions is observed from the gasohol values for 25%, 50% and 100% load conditions respectively. One reason is because of the polar character of ethanol which prevents it from bonding with non-polar engine oil at surface of cylinder wall [13]. Water content causes the incomplete combustion responsible for higher THC values. Eh80 produces higher hydrocarbons than pure ethanol for all loads.

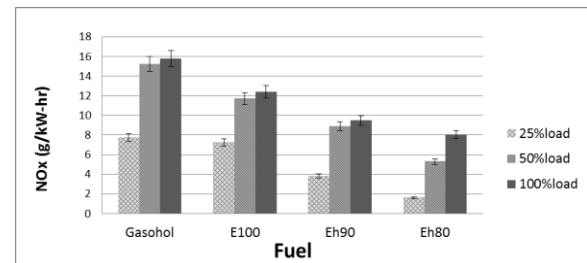
### 4. Conclusion

From the results, it can be concluded that the impact of water content blended with ethanol on the thermal efficiency of engine limits the amount of water which can be tolerated with ethanol. The addition of more than 20% water in ethanol might result in a major loss of efficiency. The bsfc in case of ethanol is 41.9% higher than that of gasohol at 100% load. The bsfc is also increased on increasing water content because of that it produces the brake power about the same range that can be achieved using gasohol. The measured brake power is always higher in case of ethanol when compared with gasohol. The CO emissions are reduced when ethanol is used in place of

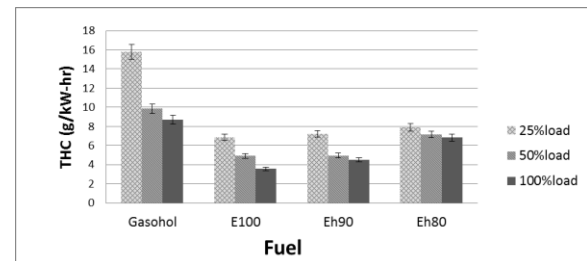
gasohol. CO emissions then increase with increasing water content at all loads (throttle positions). A significant reduction in  $\text{NO}_x$  emissions is achieved by blending it with water. THC emissions increase with water content forcing a tolerance limit of water in ethanol. Therefore, we can conclude that using hydrous ethanol definitely has an economical advantage. The addition of water less than 20% by volume makes compromise with the engine efficiency and the emissions produced are still lower than those in case of gasohol, the commonly used motor fuel in Thailand.



(a) Carbonmonoxide (CO) emissions



(b) Nitric oxide ( $\text{NO}_x$ ) emissions



(c) Total Unburned Hydrocarbon (THC) emissions

Fig. 5 CO,  $\text{NO}_x$  and THC emissions from Gasohol (E10) and ethanol 0, 10 and 20% water contents at 5000 rpm and stoichiometric A/F for 25%, 50% and 100% load conditions.

### 5. Acknowledgements

The authors would like to thank, Junior Science Talent Project (JSTP), National Science and Technology Department Agency (NSTDA), Thailand for providing financial supports of Veeraphol's research project. Special thanks also go to all CERL members who gave us assistance many occasions.

### 6. References

- [1] Renewable Fuels Association. 2010. 2010 Ethanol Industry Outlook, Climate of Opportunity. (cited 12 Sep 2010). Available from : URL: [http://www.ethanolrfa.org/page/objects/pdf/outlook-RFAoutlook2010\\_fin.pdf?nocdn=1](http://www.ethanolrfa.org/page/objects/pdf/outlook-RFAoutlook2010_fin.pdf?nocdn=1).
- [2] Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores- ANFAVEA. 2009. Brazilian Automotive Industry Yearbook 2009, Chapter 2 Vehicles-production, domestic sales and exports. (cited 12 Sep 2010). Available from : URL: <http://www.anfavea.com.br/anuario2009/-capitulo2a.pdf>.

- [3] Costa, R.C., Sodre, J.R., 2009. Hydrous ethanol vs. gasoline-ethanol blend: Engine performance and emissions. *Fuel*, Vol. 89, No. 2, pp. 287-293.
- [4] Kortba, R., 2008. Testing the Water. *Ethanol Producer Magazine*. (cited 12 Sep 2010). Available from : URL: [http://www.ethanolproducer.com/article.jsp?article\\_id=3981&q=&page=1](http://www.ethanolproducer.com/article.jsp?article_id=3981&q=&page=1).
- [5] Jager, D.E., Visser R., 2007. Hydrous Ethanol: Cheap and Sustainable. In: *Proceedings of the Connecting Clean Mobility Conference*, Amhem, Netherlands.
- [6] Clemente, R.C., Werninghaus, E., Coelho, E.P.D., Ferraz, L.A.S., 2001. Development of an internal combustion alcohol fueled engine. SAE Paper No 2001-01-3917.
- [7] Olberding, J., Beyerlein, D.C.S., Steciak, J., Cherry, M., 2005. Dynamometer testing of an ethanol–water fueled transit van. SAE Paper No 2005-01-3706.
- [8] Li, L., Liu, Z., Wang, H., Deng, B., Xiao, Z., Wang, Z., Gong, C., Su, Y., 2003. Combustion and emission of ethanol fuel (E100) in small SI engine. SAE Paper No. 2003-01-3262.
- [9] Christensen, M., Johansson, B., 1999. Homogenous charge compression ignition with water injection. SAE Paper No. 1999-01-0182.
- [10] Amaral, R.A., 2000. Influence of engine geometric and operating parameters on aldehyde emissions from an ethanol fuelled vehicle. M.Sc. dissertation, Brazil, Pontifical Catholic University of Minas Gerais.
- [11] Takashi, H., Kimitoshi, T., 2006. Laminar flame speed of ethanol, n-heptane, iso-octane fuel mixtures. In: *Proceedings of the FISITA 2006 Student Congress*, Yokohama, Japan.
- [12] Kremer, F.G., Fachetti, A., 2000. Alcohol as automotive fuel – Brazilian experience. SAE Paper No. 2000-01-1965.
- [13] Park, C., Choi, Y., Kim, C., Oh, S., Lim, G. Moriyoshi, Y., 2010. Performance and exhaust emission characteristics of a spark ignition engine using ethanol and ethanol-reformed gas. *Fuel*, Vol. 89, No. 8, pp. 2118–2125.

# Optimal Placement of Wind Farm on the Power System Topology

Nopporn Leeprechanon\* and Prakornchai Phonrattanasak

Department of Electrical and Computer Engineering, Thammasat University, Pathumthani, Thailand 12120

## Abstract

Wind farms can be used in domestic, community and smaller wind energy projects and these can be either stand-alone or grid-connected systems. The stand-alone systems are used to generate electricity for charging batteries to run small electrical applications, often in remote locations where connection to a main power supply is expensive or not physically possible. With grid-connected turbines, the output from the wind turbine is directly connected to the existing main electricity supply. This type of system can be used both for individual wind turbines and for wind farms exporting electricity to the electricity network. A grid-connected wind turbine can be a good proposition if consumption of electricity is high. In this paper, we formulated a wind farm in form of doubly-fed induction generator penetrating into an existing power system. An optimal placement of a wind farm on the power system topology is proposed aiming to minimize fuel and emission costs of the overall system. The multiobjective particle swarm optimization (MPSO) is used to minimize simultaneously fuel cost and emission of existing thermal units by changing location and varying sizes of new wind farm candidate. We employ IEEE 30-bus system to verify the proposed technique. The results show that the proposed method found the optimal position of the wind farm with minimum cost of fuel and environmental pollution.

**Keywords:** Wind Farm, Power System, Multiobjective Particle Swarm Optimization (MPSO).

## 1. Introduction

Wind turbines produce electricity by using the natural power of the wind to drive a generator. The wind is a clean and sustainable fuel source which does not create emissions or will never run out as it is constantly replenished by energy from nature.

A wind farm or wind park is considered as a cluster of wind turbines that acts and is connected to the power system as a single power producer. Generally, a wind farm consists of more than three wind turbines. Modern wind farms are installed offshore as well as on land. The size of a wind turbine is selected to produce electricity energy followed by demand and wind power density. Recently, the largest wind turbine could provide electric power up to 6 MW. Modern wind farms are generally connected to the high voltage transmission system, in contrast to the early application of wind energy for electricity production in which wind turbines individually connected to the low and medium voltage distribution system [1].

Major advantages of wind power include practical operation and friendly to the environment. Statistically worldwide, the total kinetic energy contained in wind turbine is more than 80 times of human energy consumption. Further, it saves fuel with competitive operation and maintenance cost. When a wind farm is installed, it is expected to produce continually electricity injecting into a power system with a small number of interruptions. Moreover, wind energy system operations do not generate air or water emissions or produce hazardous waste. They do not deplete natural resources such as coal, oil, or gas, or require significant amounts of water during an operation. Wind's pollution-free electricity can help to reduce the environmental damage caused by conventional power generation installed around the globe [2,3].

Recently, the Artificial Neural Network (ANN) for multi-objective optimal reactive compensation of a power system with wind generators has been proposed by Krichen et.al. [4] to find a tradeoff between economic and loss in power system. However, the optimal tradeoff of economic and environment is still under development, and the

problem caused by the high population of wind farms on the power system is still mysterious.

The purpose of this paper is to propose a methodology to find the best location and size of wind farms in the existing power system topology with minimum fuel cost and emission of the existing thermal units. The multiobjective particle swarm is developed to find minimum fuel cost and emission when the wind farm varies in its position and size. The IEEE 30-bus is selected to test the proposed technique. The results show the best location and size of wind farm with optimal fuel cost and emission in the overall system.

## 2. Problem Formulation

The objective of the environmental/economic power dispatch with varying positions and size of wind farm generators is to minimize the fuel costs and environmental pollutions in generating electric power while satisfying various system constraints.

### 2.1 Objectives

Objective1: Minimization of generator cost

The total fuel cost  $f(P_G)$  of the overall power system in US\$/h can be expressed as

$$f(P_{Gi}, P_w) = \sum_{i=1}^N a_i + b_i P_{Gi} + c_i P_{Gi}^2 + d_i P_w \quad (1)$$

where  $a_i, b_i, c_i$  and  $d_i$  are the cost coefficients of the  $i^{th}$  existing thermal units with wind farm included.  $P_{Gi}$  and  $P_w$  are the real power output of the  $i^{th}$  thermal units and wind farm generator connected at bus  $w$  respectively.  $N$  is the number of thermal units. The set of real power output can be defined as

$$P_{Gi} = [P_{G_1}, P_{G_2}, \dots, P_{G_N}, P_w]^T \quad (2)$$

Objective2: Minimization of environmental emission

\*Corresponding Author: E-mail: Lnopporn@tu.ac.th, Tel: 02 5643001-9 Ext.3050, Fax: 02 902 3948

The total ton/h emission  $E(P_G)$  of atmospheric pollutants such as sulfur oxides  $SO_x$  and nitrogen oxides  $NO_x$  caused by fossil-fueled thermal units can be expressed as

$$e(P_{Gi}, P_w) = \sum_{i=1}^N 10^{-2} (\alpha_i + \beta_i P_{Gi} + \gamma_i P_{Gi}^2) + \xi_i \exp(\lambda_i P_{Gi}) + \rho P_w \quad (3)$$

where  $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i, \xi_i, \lambda_i$  and  $\rho$  are coefficients of the  $i^{th}$  emission characteristics of thermal units and wind farm.

## 2.2 Constraints

*Generation capacity constraints:* For stable operation, real power output of each generator is restricted by lower and upper limits as follows:

$$P_{Gi}^{\min} \leq P_{Gi} \leq P_{Gi}^{\max}, \quad i = 1, \dots, N \quad (4)$$

$$P_w^{\min} \leq P_w \leq P_w^{\max}, \quad 1 \leq w \leq N_B \quad (5)$$

where  $N_B$  is the number of buses.

*Power balance constraints:* Power balance is an equality constraint. The total power generation must cover the total demand  $P_D$ . Hence,

$$\sum_{i=1}^N P_{Gi} + P_w - P_D - P_L = 0 \quad (6)$$

Then, power loss in transmission lines can be calculated as

$$P_{loss} = \sum_{k=1}^{N_L} g_k [V_i^2 + V_j^2 - 2V_i V_j \cos(\delta_i - \delta_j)] \quad (7)$$

where  $V_i$  and  $V_j$  are the voltage magnitudes at bus  $i$  and  $j$ .  $\delta_i$  and  $\delta_j$  are the voltage angles at bus  $i$  and  $j$ .  $g_k$  is the transmission line conductance.  $N_L$  is the number of transmission lines.

*Line loading constraints:* for securing the operation of the system can be expressed as follows:

$$S_{Li} \leq S_{Li}^{\max}, \quad i \in N_L \quad (8)$$

where  $S_{Li}$  and  $N_L$  are transmission line loading and the number of transmission lines.

## 2.3 Formulation of multiobjective optimization

Aggregating the objectives and constraints, the problem can be mathematically formulated as a nonlinear constraint multiobjective optimization problem as follows [5].

$$\text{Minimize } [f(x, u), e(x, u)] \quad (9)$$

Subject to:

$$g(x, u) = 0 \quad (10)$$

$$h(x, u) \leq 0 \quad (11)$$

where  $g(x, u)$  is the equality constraints,  $h(x, u)$  is the system inequality constraints.

## 3. Multiobjective optimization principles

For a multiobjective optimization problem, any two solutions  $x_1$  and  $x_2$  can have one or two possibilities: One dominates the other or neither dominates each other. In a minimization problem, without loss of generality, a solution  $x_1$  dominates  $x_2$  if the following two conditions are satisfied [6]:

$$1. \forall i \in \{1, 2, \dots, N_{obj}\}: f_i(x_1) \leq f_i(x_2) \quad (12)$$

$$2. \exists i \in \{1, 2, \dots, N_{obj}\}: f_j(x_1) < f_j(x_2) \quad (13)$$

If any of the above condition is violated, the solution  $x_1$  does not dominate the solution  $x_2$ . If  $x_1$  dominates the solution  $x_2$ ,  $x_1$  is called the nondominated solution. The solutions that are nondominated within the entire search space are denoted as Pareto-optimal and constitute Pareto-optimal set. This set is also known as Pareto-optimal front.

## 4. THE PROPOSED MPSO TECHNIQUE

### 4.1 OVERVIEW OF PSO METHOD

The Particle Swarm Optimization (PSO) method is an optimization technique [7,8] which is motivated by social behaviors of organisms such as fish schooling and bird flocking. PSO provides a population-based search procedure in which individuals called "particles" change their positions (states) with time. In a PSO system, particles fly around in a multidimensional search space. During the flight, each particle adjusts its position according to its own experience, and the experience of neighboring particles, making use of the best position encountered by itself and its neighbors. The swarm direction of a particle is defined by the set of particles neighboring the particle and its history experience.

### 4.2 Proposed MPSO and Computational process

This section describes the computational process of the proposed multiobjective particle swarm optimization (MPSO). Let  $x$  and  $v$  denote a particle coordinates (position) and its corresponding flight speed (velocity) in a search space, respectively. Therefore, the  $i$ -th particle is represented as  $x_i = (P_{G1}, P_{G2}, P_{G3}, P_{G4}, P_{G5}, P_{G6}, P_w)$ .

The best previous position of the  $i$ -th particle is recorded and represented as  $pbest_i = (pbest_{i1}, pbest_{i2}, \dots, pbest_{id})$ . The index of the best particle among all the particles in the group is represented by the  $gbest_d$ . The rate of the velocity for particle  $i$  is represented as  $v_i = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{id})$ . The computation flow of the proposed MPSO technique is briefly stated and defined as follows:

- Step 1:** Set iteration ( $t = 1$ ). Generate randomly the initial particle coordinates. These initial populations must be feasible candidate solutions that satisfy the constraints.
- Step 2:** Run Newton power flow. Evaluate the fuel cost and emission fitness value of the initial populations.
- Step 3:** Search for the nondominated solutions from the initial solution by using the nondominated function in order to get the Pareto set.

**Step 4:** The inertia weight is calculated according to the following equation:

$$w = w_{\max} - \frac{w_{\max} - w_{\min}}{iter_{\max}} \times iter \quad (14)$$

where  $iter_{\max}$  is the maximum number of iterations and  $iter$  is the current number of iterations.



**Step 5:** The modified velocity of each particle can be calculated using the current velocity and the distance from  $pbest_{id}$  to  $gbest_{id}$  as shown in the following formulas:

$$v_{id}^{t+1} = w \cdot v_{id}^t + c_1 * rand(\cdot) * (pbest_{id} - x_{id}^t) + c_2 * rand(\cdot) * (gbest_{id} - x_{id}^t) \quad (15)$$

where  $n$  is number of particles in a group;

$m$  is number of members in a particle;

$t$  is pointer of iterations (generations);

$w$  is inertia weight factor;

$c_1, c_2$  are acceleration constants;

$rand(\cdot)$  is uniform random value in the range  $[0,1]$ ;

$v_i^t$  is velocity of particle  $i$  at iteration  $t$ ,

$$V_d^{\min} \leq v_{id}^t \leq V_d^{\max};$$

**Step 6:** The new position of particle as

$$x_{id}^{t+1} = x_{id}^t + v_{id}^{t+1}, \quad i=1,2,\dots,n, \quad d=1,2,\dots,m \quad (16)$$

where  $x_i^t$  is current position of particle at iteration  $t$ .

**Step 7:** Run Newton power flow. Evaluate the fuel cost and emission fitness value of the new position.

**Step 8:** Search for the nondominated solutions from all solutions by using the nondominated function in order to get the Pareto set. If the nondominated solution is over the limit, then use Fuzzy C-Mean (FCM) method proposed in [10]. It will reduce the number of solutions to limit.

**Step 9:** Check the stopping criterion. If satisfied, terminate the search, or else  $t = t + 1$ . Go to Step 2.

Upon the Pareto-optimal set of the nondominated solution, fuzzy-based mechanism is imposed to extract the best compromised outcome.

### 4.3 Best compromised solution

After obtaining the Pareto-optimal solution, the decision-maker may need to choose one best compromised solution according to the specific preference for different applications. However, due to the inaccurate nature of human judgment, it is very often not possible to explicitly define what is really needed. Thus, fuzzy set [5] is introduced here to handle the dilemma. Here a linear membership function  $u_i$  is defined for each of the objective functions  $F_i$ :

$$u_i = \begin{cases} \frac{F_i^{\max} - F_i}{F_i^{\max} - F_i^{\min}} & F_i^{\max} > F_i > F_i^{\min} \\ 1 & F_i \leq F_i^{\min} \\ 0 & F_i \geq F_i^{\max} \end{cases} \quad (17)$$

In the above definition,  $F_i^{\max}$  and  $F_i^{\min}$  is the value of the maximum and minimum in the objective functions, respectively. It is evident that this membership function indicates the degree of achievement of the objective functions. For every nondominated solution  $k$ , the membership function can be normalized as follows:

$$u^k = \frac{\sum_{i=1}^O u_i^k}{\sum_{k=1}^S \sum_{i=1}^O u_i^k} \quad (18)$$

where  $O$  and  $S$  are the number of objective functions and the number of non-dominated solutions, respectively. The solution with the maximum membership  $u^k$  can be seen as the best compromised solution.

### 4.4 Implementation

The proposed MPSO technique has been developed in order to make it suitable for solving a nonlinear constraints optimization problem. A computation process will check the feasibility of the candidate solution in all stages of the search process. This ensures the feasibility of the nondominated solution.

The parameter of MPSO can be set as follows. The acceleration constants  $c_1$  and  $c_2$  were set to be 2.0 according to past experiences. The weight  $w$  decreases linearly from about 0.9 to 0.4 during an execution. Maximum iteration = 100, then the maximum size of the Pareto-optimal set was selected as 100 solutions. The MPSO is tested to 100 runs to obtain the best solution.

#### 4.4.1 IEEE 30-bus test system

The proposed MPSO technique was tested on IEEE 30-bus 6-generator test system. The detail data of the test system can be found in [9]. The values of fuel cost and emission coefficients are given in Table 1. The MPSO is computed by Pentium core 2 duo 2.2 GHz processor 2 GB ram under Matlab program.

Table 1. Thermal unit fuel cost and emission coefficients.

Unit	$G_1$	$G_2$	$G_3$	$G_4$	$G_5$	$G_6$
$P_{\min}$ (MW)	50	20	15	10	10	12
$P_{\max}$ (MW)	200	80	50	35	30	40
<b>Cost</b>						
<b>a</b>	0	0	0	0	0	0
<b>b</b>	2	1.75	1	1.25	3	3
<b>c</b>	0.003	0.001	0.006	0.00	0.02	0.025
	75	75	25	834	500	00
<b>Emission</b>						
<b>n</b>						
$\alpha$	4.091	2.543	4.258	5.326	4.258	6.131
$\beta$	-	-	-	-	-	-
	5.554	6.047	5.094	3.550	0.5094	5.555
$\gamma$	6.490	5.638	4.586	3.380	4.586	5.151
$\xi_i$	2.0E-4	5.0E-4	1.0E-6	2.0E-3	1.0E-6	1.0E-5
$\lambda_i$	2.857	3.333	8.000	2.000	8.000	6.667

#### 4.4.2 Wind farm

A wind farm consists of a number of wind turbines connected through a power transformer to a bus (substation) of a power system. Wind turbines use a doubly-fed induction generator (DFIG) consisting of a wound rotor induction generator and an AC/DC/AC IGBT-based PWM converter. The stator winding is connected directly to the grid while the rotor is fed at various frequencies through the AC/DC/AC converter. The DFIG technology allows extracting maximum energy from the wind for low wind speeds by optimizing the turbine speed, while minimizing mechanical stresses on the turbine during gusts of wind. The optimum turbine speed producing maximum mechanical energy for a given wind speed is

proportional to the wind speed. The example of a wind farm is shown in Fig.1

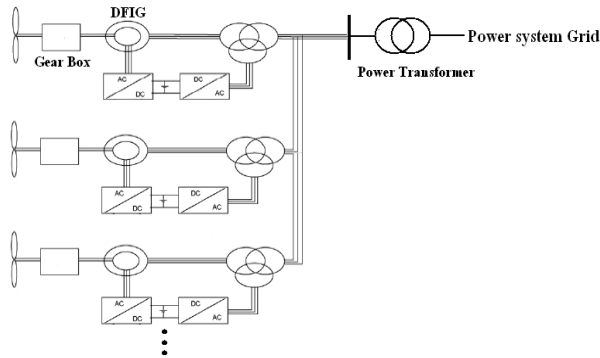


Fig.1. A wind farm with many wind turbines connected to a power system

In this paper, the cost and emission coefficients of wind farms are zero. A large wind turbine is selected to produce electric power up to 1.5 MW. The minimum capacity of a wind farm is set as 4.5 MW or 3 wind turbines and the maximum capacity of wind farm is set as 105 MW or 70 wind turbines. These wind turbines run at speed of wind as 12 m/s.

## 5. RESULTS AND DISCUSSION

Case 1: best fuel cost and emission of power system without wind farm

Fuel cost and emission objective are optimized to find the best solution by using MPSO Algorithm when the wind farm is not penetrated into the power system network. Its result is shown in Table 2.

Table 2. Best solution of the proposed approach without wind farm

Unit (MW)	Best solution
$P_{G1}$	114.165
$P_{G2}$	63.942
$P_{G3}$	20.289
$P_{G4}$	30.381
$P_{G5}$	28.192
$P_{G6}$	33.782
Total of thermal units (MW)	290.751
Fuel Cost(\$/h)	847.430
Emission(ton/hr)	0.245

Case 2: best fuel cost and emission of power system with wind farm penetration

Table 3. Results of best solution of the proposed approach with wind farm on IEEE 30-bus test system

Unit (MW)	Best solution with wind farm
$P_{G1}$	48.454
$P_{G2}$	34.443
$P_{G3}$	30.439
$P_{G4}$	29.079
$P_{G5}$	16.122
$P_{G6}$	28.612
Total of thermal units (MW)	187.149
Fuel Cost(\$/h)	541.52
Emission(ton/hr)	0.209
<b>Wind farm</b>	
Location (Bus)	7
Size (MW)	99.73

The wind farm is penetrated into the IEEE 30- bus test system. Its result can be shown in Table 3 and Fig 2.

Table 3 shows the power generation and wind farm position optimized by the MPSO technique. The result in this case produces lower cost and emission than the previous case. The wind farm which is penetrated into the IEEE 30-bus test system can reduce fuel cost and emission of pollution as 305.91 \$/h and 0.036 ton/h respectively.

A wind farm is connected to the power system at bus 7 in Fig 2. The capacity of wind farm is 99.73 MW or approximately 66 wind turbines. The result shows a high penetration of wind farm on the test system.

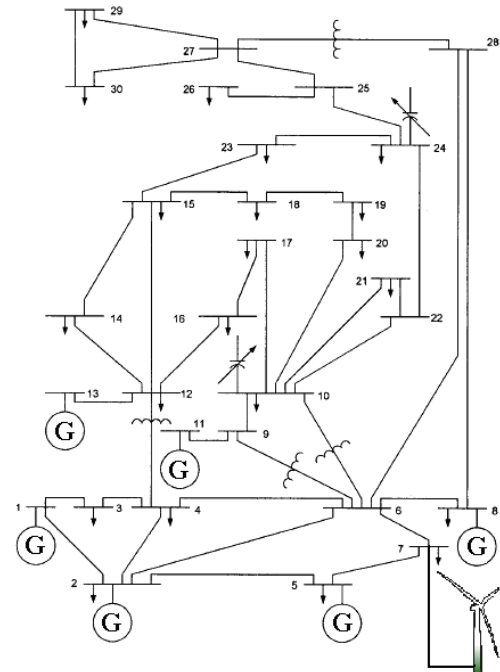


Fig.2 Optimal position of wind farm on a power system

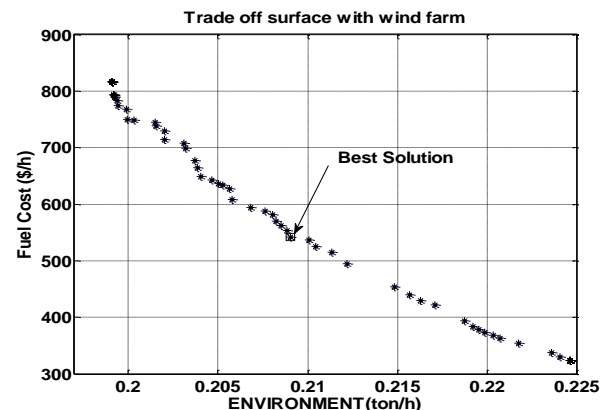


Fig.3 Best solution on tradeoff surface with wind farm in power system

The best solution in the tradeoff surface is selected by a fuzzy compromise method in Fig 3.

## 7. Conclusion

This paper proposes MPSO algorithm to find best location and size of a wind farm penetrating to a power system topology with optimal fuel cost and environmental emission of generations. A wind farm is formulated in form of doubly-fed induction generators to inject electric power

into the power system. The simulation results demonstrate that a wind farm with optimum size and location can reduce fuel cost and emission pollutant of generators. In addition, the results confirm that the MPSO algorithm has effectiveness to search optimum position and size of wind farm on a power system topology.

## 8. Reference

- [1] Chen, Z., Blaabjerg, F., 2009. Wind farm-A power source in future power systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13, No. 6-7, pp.1288-1300.
- [2] Lin, C.J., Yu, O.S., Chang, C.L., Liu, Y.H., Chuang, Y.F., Lin, Y.L., 2007. Challenges of wind farms connection to future power systems in Taiwan. *Renewable Energy*, Vol. 34, No. 8.
- [3] Saidur, R., Islam, M.R., Rahim, N.A., Solangi, K.H., 2010. A review on global wind energy policy. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, No. 7 pp. 1744-1762.
- [4] Krichen, L., Aribia, H.B., Abdallah, H.H., Ouali, A., 2008. ANN for multi-objective optimal reactive compensation of a power system with wind generators. *Electric Power Systems Research*, Vol. 78, No. 9, pp. 1511-1519.
- [5] Abido, M.A., 2009. Multiobjective particle swarm optimization for environmental/economic dispatch problem. *Electric Power Systems Research*, Vol. 79, No. 7, pp. 1105-1113.
- [6] Sag, T., Cunkas, M., 2009. A tool for multiobjective evolutionary algorithms. *Advances in Engineering Software*, Vol. 40, No. 9, pp. 902-912.
- [7] Kennedy, J., Eberhart, R., 1995. Particle swarm optimization. In: *Proceeding of the 4th IEEE International Conference on Neural Networks*, pp. 1942-1948.
- [8] Abido, M.A., 2002. Optimal power flow using particle swarm optimization. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, Vol. 24, No. 7, pp. 563-571.
- [9] Alsac, O., Stott, B., 1974. Optimal Load Flow with Steady-State Security. *Power Apparatus and Systems, IEEE Transactions on*, Vol. PAS-93, No. 3, pp.745-751.
- [10] Mendoza, F., Bernal-Agustin, J.L., Dominguez-Navarro, J.A., 2006. NSGA and SPEA Applied to Multiobjective Design of Power Distribution Systems. *Power Systems, IEEE Transactions on*, Vol. 21, No. 4, pp.1938-1945.

# Passive vibration control of an automotive component using evolutionary optimisation

Nantiwat Pholdee<sup>1</sup> and Sujin Bureerat<sup>\*2</sup>

<sup>1,2</sup>Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Khon Kaen University,  
Khon Kaen, Thailand 40002

---

## Abstract

In this paper, the use of multiobjective evolutionary optimisers for passive vibration suppression of an automotive component is demonstrated. The component is used to connect a car engine to some point of a car body between the front seats. Under such a circumstance, the structure is subject to several mechanical phenomena e.g. stress failure, fatigue, vibration resonance, and vibration transmissibility. The optimisation problem is posed to find structural shape and size such that maximising structural natural frequency and simultaneously minimising structural mass while constraints include stress failure and displacement. The multiobjective optimiser employed is the multiobjective version of Population-Based Incremental Learning (PBIL) with and without using a surrogate model. The optimum results obtained are illustrated and discussed. It is found that the proposed design scheme is effective and efficient for an automotive component design.

**Keywords:** multiobjective evolutionary algorithm; shape optimisation; Pareto optimal front; automotive component; Vibration suppression

## 1. Introduction

Due to highly increasing competitiveness in automotive industry, many car manufacturers require to develop new products to offer to customers. Therefore, automotive components are always improved by means of design optimisation [1-2].

Practical engineering design problems are usually assigned to find the best solutions of design variables that lead to optimised design objectives whilst fulfilling all the predefined constraints. Often, the design problem has more than one objective which is called multiobjective optimisation. The most popular method used for the multiobjective optimisation is Evolutionary Algorithms (EAs) [3-6]. The method can explore a Pareto optimum front within a single run and without requiring function derivatives. However, a lack of search consistency and low convergence rate are the inevitable drawbacks of the multiobjective evolutionary algorithms (MOEAs) [5]. For this reason, the hybridisation of a surrogate model method and multiobjective optimisers has been invented and this approach is found to be very powerful and effective [6].

This paper presents the multiobjective evolutionary optimisation of an automotive component. The component is used to connect a car engine to some point of the body between the front seats. The structure is subject to several mechanical phenomena such as stress failure, fatigue, vibration resonance, and vibration transmissibility. The design problem is posed to find structural shape and size such that maximising structural dynamic stiffness while, at the same run, minimising structural mass. Design constraints include stress and displacement. Three dimensional finite element analysis (FEA) is employed to evaluate the objective and constrain function values. The optimum solutions called Pareto solutions are explored by using PBIL incorporating with a Gaussian process surrogate model and a Latin Hypercube Sampling technique. The proposed design approach is found to be numerically powerful and effective.

## 2. Surrogate model method

The term 'surrogate model' used in an optimisation process is an approximate model which is used to approximate the objective and constrain functions in optimisation problems [7]. Such a design strategy is useful when dealing with optimisation problems with expensive function evaluation, limited function values available, and problems that need to perform an experiment to evaluate their function values. The hybrid of the surrogate model with an optimiser can be achieved in several ways. One of the commonly used strategies is that, during the main optimisation process, some design solutions have been evaluated. Those solutions and their corresponding objective and constraint values are used to build a surrogate model. This model is then used as an approximate function evaluation. The optimisation with the surrogate model is performed with significantly less running time when compared with using the actual function evaluation. The obtained optimum solution of this design phase is brought to the main optimisation process where its actual function value is determined. With a highly accurate surrogate model, this design strategy is far superior to purely using an evolutionary algorithm. The computational steps are repeated until the termination conditions are fulfilled. The commonly used surrogate models for optimisation are Kriging model [8], radial basis interpolation [6], polynomial interpolation [9] and neural network [10]. In this paper, only the Kriging model is employed.

### 2.1. Kriging Model

A Kriging model (also known as a Gaussian process model) used herein is the famous MATLAB toolbox named Design and Analysis of Computer Experiments (DACE) [8]. The estimation of function can be thought of as the combination of global and local approximation models i.e.

---

\*Corresponding Author: E-mail: sujbur@kku.ac.th

$$y(\mathbf{x}) = \tilde{f}(\mathbf{x}) + Z(\mathbf{x}) \quad (1)$$

where  $\tilde{f}(\mathbf{x})$  is a global regression model,  $Z(\mathbf{x})$  is a stochastic Gaussian process with zero mean and non-zero covariance representing a localised deviation, and  $\mathbf{x}$  is a design variables vector. In this work, a linear function is use for a global model, which can be expressed as:

$$\tilde{f} = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i x_i = \boldsymbol{\beta}^T \mathbf{f} \quad (2)$$

where  $\boldsymbol{\beta} = [\beta_0, \dots, \beta_n]^T$ ,  $\mathbf{f} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) = [1, x_1, x_2, \dots, x_n]^T$ . The covariance of  $Z(\mathbf{x})$  is expressed as:

$$\text{Cov}(Z(\mathbf{x}^p), Z(\mathbf{x}^q)) = \sigma^2 \mathbf{R}[R(\mathbf{x}^p, \mathbf{x}^q)] \quad (3)$$

for  $p, q = 1, \dots, N$  where  $R$  is the correlation function between any two of the  $N$  design points, and  $\mathbf{R}$  is the symmetric correlation matrix size  $N \times N$  with the unity diagonal [8]. The correlation function used in this paper is

$$R(\mathbf{x}^p, \mathbf{x}^q) = \exp(-(\mathbf{x}^p - \mathbf{x}^q)^T \boldsymbol{\theta}(\mathbf{x}^p - \mathbf{x}^q)) \quad (4)$$

where  $\theta_i$  are the unknown correlation parameters to be determined by means of the maximum likelihood method. Having found  $\boldsymbol{\beta}$  and  $\boldsymbol{\theta}$ , the Kriging predictor can be achieved as

$$\bar{y} = \mathbf{f}(\mathbf{x})^T \boldsymbol{\beta} + \mathbf{r}^T(\mathbf{x}) \mathbf{R}^{-1}(\mathbf{y} - \mathbf{F}\boldsymbol{\beta}) \quad (5)$$

Where  $F = [\mathbf{f}(\mathbf{x}^1), \mathbf{f}(\mathbf{x}^2), \dots, \mathbf{f}(\mathbf{x}^N)]^T$  and  $\mathbf{r}^T(\mathbf{x}) = [R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^1), R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^2), \dots, R(\mathbf{x}, \mathbf{x}^N)]$ . For more details, see [8].

### 3. Multiobjective Population-Based Incremental Learning (MOPBIL)

PBIL algorithm is an evolutionary optimiser based upon binary searching space. The PBIL approach evolves its population based upon the so-called probability vector, the probability of having ‘1’ elements on each column of a binary population. The example of how the probability vector works is shown in Fig.1 which implies that one probability vector can produce a variety of binary populations.

In the multiobjective optimisation, more probability vectors should be used in order to obtain a more diverse population; therefore, it is called a probability matrix. Starting with an initial probability matrix that have all elements as “0.5”, and an initial Pareto archive, the binary population according to the initial probability matrix is then created. The binary population is decoded and objective values are evaluated. The best binary solutions, whether it is based on minimisation or maximisation, is chosen to update the probability vector  $P_{i,j}^{new}$  for the next iteration using the relation

$$P_{i,j}^{new} = P_{i,j}^{old}(1 - L_R) + b_j L_R \quad (6)$$

where  $L_R$  is called the learning rate, a value between 0 and 1, to be defined and  $b_j$  is the mean value of the  $j^{th}$  column of the randomly selected non-dominated binary solutions. For this study,  $L_R$  is set as:

$$L_R = 0.5 + \text{rand}(\pm 0.1 \text{ or } -0.1) \quad (7)$$

where  $\text{rand} \in [0,1]$  is a uniform random number. Mutation on the  $i^{th}$  row of the probability matrix is allowed to take place by a predefined probability and it can be expressed as:

$$P_{i,j}^{new} = P_{i,j}^{old}(1 - m_s) + \text{rand}(0 \text{ or } 1)m_s \quad (8)$$

where  $m_s$  is the amount of shift used in the mutation.

population 1	population 2	population 3
0 0 1 1	0 1 1 0	0 1 0 1
1 1 0 0	1 1 0 0	1 0 0 1
0 0 1 1	1 0 1 0	0 0 0 1
1 1 0 0	0 0 0 1	0 1 0 0
Probability Vectors		
[0.5,0.5,0.5,0.5]	[0.5,0.5,0.5]	[0.25,0.5,0,0.75]

Fig.1 Probability vector and their corresponding populations

The updating process is completed when all rows of the probability matrix are changed. The probability matrix is updated and the external Pareto archive is improved iteratively until convergence is achieved.

In cases where the total number of the non-dominated solutions is greater than the archive size, the archiving operator called the normal line method [4] is activated to remove some solutions from the archive. The archiving technique is used to prevent excessive use of computer memory during an optimisation process. The basic idea of the normal line technique is used to remove some non-dominated design solutions while maintaining population diversity in the archive. For more details of multiobjective PBIL, see [11].

### 4. Design Problem

This paper presents a multiobjective optimisation design problem for an automotive part as shown in Fig. 2. The component is used to connect the car engine with the car body. Under the working conditions, this structure is subject to several mechanical phenomena e.g. stress, fatigues, vibration resonance, and dynamic force transmissibility. Also, the structural displacement due to a number of loading conditions should not exceed the predefined limit.

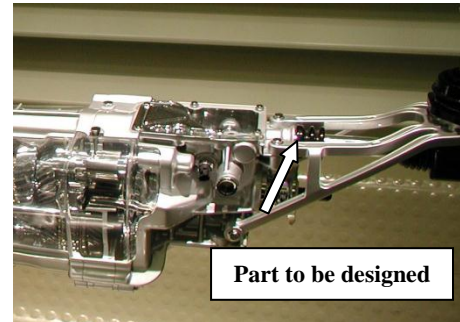


Fig. 2 Automotive part

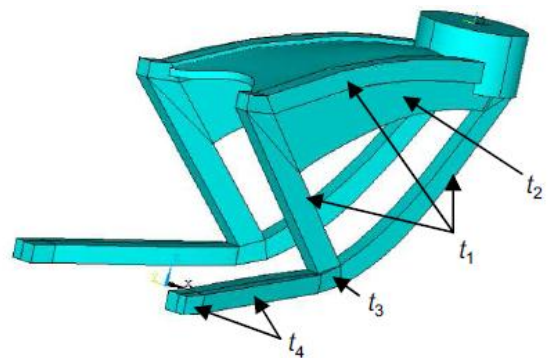


Fig. 3 a. Sizing variables

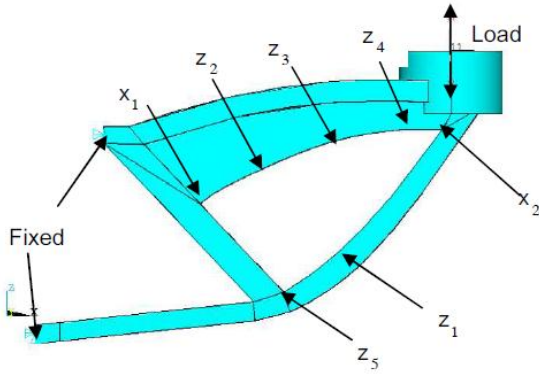


Fig. 3 b. Shape variables

The multiobjective optimisation problem is posed to find structural shape and size such that maximising structural natural frequencies and minimising mass whereas constraint include stress failure and displacement, which can be expressed as

$$\text{Min: } \mathbf{f} = [f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x})] \quad (9)$$

Subject to

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &\leq \sigma_{\text{allowable}} \\ u_{\max} &\leq 0.005 \\ 0.0015 &\leq t_1 \leq 0.0115 \\ 0.0015 &\leq t_2 \leq 0.0115 \\ 0.0015 &\leq t_3 \leq 0.01 \\ 0.0025 &\leq t_4 \leq 0.015 \\ -0.003 &\leq z_1 \leq 0.01 \\ -0.0025 &\leq z_2 \leq 0.0028 \\ -0.01 &\leq z_3 \leq 0.005 \\ -0.01 &\leq z_4 \leq 0.005 \\ 0 &\leq z_5 \leq 0.03 \\ -0.01 &\leq x_1 \leq 0.01 \\ -0.005 &\leq x_2 \leq 0.01 \end{aligned}$$

where  $\mathbf{x}$  is a design variable vector (all variables are displayed in Fig. 3).  $f_1$  is a function of mass.  $f_2$  is a function of dynamic stiffness (or natural frequencies).  $x$ ,  $f_1$  and  $f_2$  can be express as :

$$\mathbf{x} = \{t_1, t_2, t_3, t_4, z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, x_1, x_2\}^T$$

and

$$f_1 = \text{mass} \quad (10)$$

and

$$f_2 = \frac{1}{\omega_1 + \omega_2 + \omega_3 + \omega_4 + \omega_5} \quad (11)$$

The other parameters are defined as follows:

$\sigma_{\max}$  = Maximum von Misses stress

$\sigma_{\text{allowable}}$  = Allowable stress

$t_i$  = Shape thickness

$z_i$  = Position of the key points in  $z$ -axis direction

$x_i$  = Position of key point in  $x$ -axis direction

$\omega_i$  = mode  $i^{\text{th}}$  natural frequency of a structure

Figs. 3a. & 3b. display all of the sizing and shape design variables. The thicknesses ( $t_i$  in Fig. 3 a.) are the thickness of the sub-regions of the automotive component as shown. The  $z_i$  parameters determine the key points in vertical direction as located in Fig. 3 b. These key points are used to generated a spline curve so as to define the

shape of the part. The  $x_i$  parameters define the horizontal position of the key points on the component.

The structure is acted upon by three load cases (bending, twisting and swaying loads) at the right-hand cylinder part. The objective and constraint function values are evaluated by using FEA. The evaluation process is carried out in such a way that, with the given input design variables as defined, the shape and dimensions of the structure are created. The finite element analysis is then performed. Finally the computational results can be obtained. Function evaluation is somewhat time-consuming, which means it is difficult to apply a common evolutionary algorithm to solve the optimisation problem (9). As a result, the surrogate-assisted evolutionary algorithm is developed to deal with such a difficulty.

To tackle multiobjective optimisation as defined in (9), the MOPBIL algorithm and the surrogate-assist MOPBIL (MOPBIL-SM) are used to find Pareto optimal solutions. MOPBIL-SM is a design strategy that exploits the surrogate model to create an initial Pareto archive rather than starting with a randomly generated population as with the traditional multiobjective PBIL.

The computational steps for generating an initial Pareto archive by using the surrogate model are as follows:

- I. Sample a set of design variable vectors from design experiment by using the LHS technique.
- II. Evaluate design functions by FEA.
- III. Constructing a surrogate model by using the Kriging technique.
- IV. Use MOPBIL find Pareto optimal set based on the surrogate model.
- V. Find the real function values of the Pareto optimal front obtained from optimising the approximate Kriging model (step IV).
- VI. Use a non-dominated sorting technique to find the initial Pareto archive

The LHS is used to sample 100 design solutions for constructing a surrogate optimisation model. Subsequently, with this initial Pareto archive, the common MOPBIL is operated where the population size is 30, the number of iterations is 10, and archive size is set as 30.

## 5. Results and Discussion

The progress of Pareto optimal solutions of the optimisation design problem by using the hybridisation of a surrogate model method and the MOPBIL is displayed in Fig. 4. It can be seen that the Pareto front from iteration 1 to iteration 10 has slight improvement. This means that the initial front generated by means of a surrogate-assisted approach is very powerful.

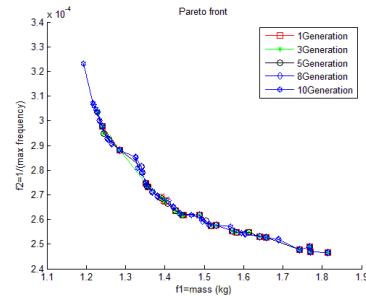


Fig.4 Pareto front of the MOPBIL-SM

In order to verify the effectiveness of the hybrid approach, the original MOPBIL without the use of a surrogate approach is performed with the same population and archive sizes while the total generation number is set to



be 30. This implies that the original MOPBIL uses  $30 \times 30$  actual function evaluations which is approximately twice the number of evaluation used by MOPBIL-SM ( $100 + 10 \times 30$  evaluations). The results from the former are termed as MOPBIL whereas the results obtained from the later are named MOPBIL-SM. Figs.5-7 compare the Pareto fronts obtained from using MOPBIL-SM at the generations of 1, 3 and 5, and using MOPBIL at the generations of 10, 20 and 30 respectively. It can be found that the results from using MOPBIL-SM are better than those obtained from using the original MOPBIL even with a far smaller number of finite element analyses. That means the hybrid approach is far superior to the original optimiser.

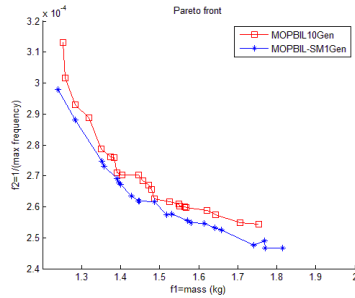


Fig.5 Comparative Pareto fronts: MOPBIL 10 Generations versus MOPBIL-SM 1 Generation

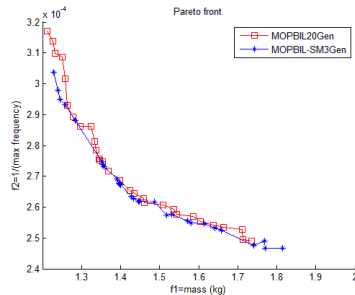


Fig.6 Comparative Pareto fronts: MOPBIL 20 Generations versus MOPBIL-SM 3 Generations

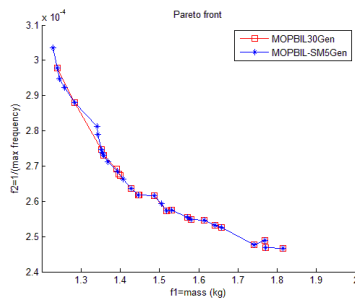


Fig.7 Comparative Pareto fronts: MOPBIL 30 Generations versus MOPBIL-SM 5 Generations

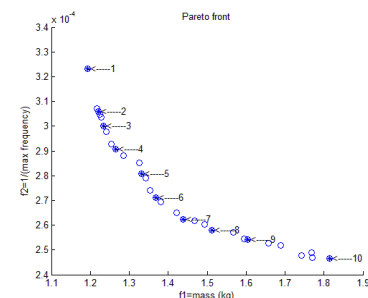


Fig.8 Pareto front from MOPBIL-SM

The Pareto optimal solutions of the MOPBIL-SM shown in Fig. 8 have the corresponding design solutions as shown in Fig. 9. The optimum components have an obvious variation for the design variables  $t_2$ ,  $z_3$  and  $z_5$ , while the other variables have a slight variation. It can be seen that, with one optimisation run, we can have a number of optimum components for decision making.

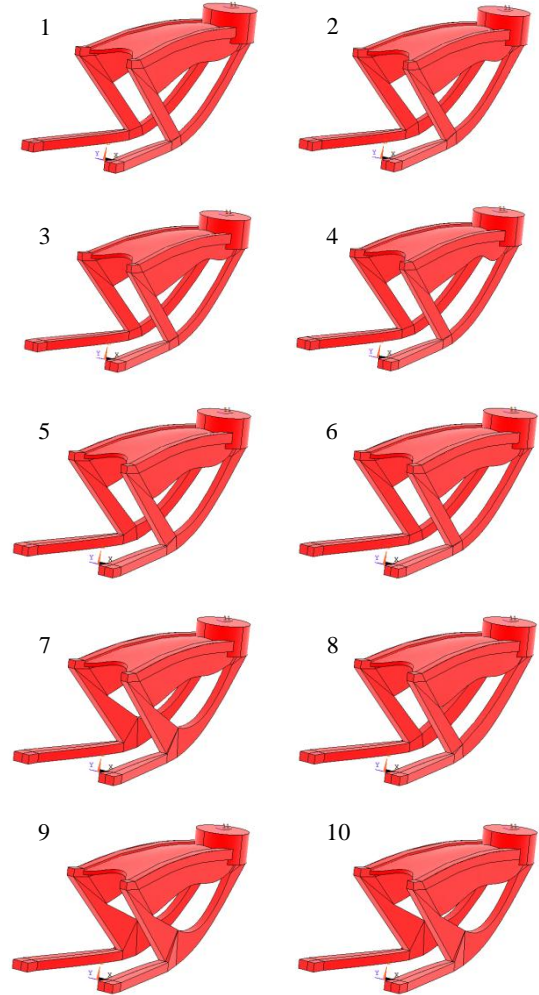


Fig.9 3D automotive parts corresponding to selected solutions in Fig. 8

## 6. Conclusions

The multiobjective 3D shape and sizing optimisation problem of an automotive component using the hybridisation of a surrogate Kriging model and MOPBIL is demonstrated. The results show that the proposed approach is efficient and effective for solving the design problem. The new design strategy outperforms the original PBIL optimiser based upon the total number of function evaluations. An improved design strategy employing much less function evaluations is the target for future work.

## 7. Acknowledgments

The authors are grateful for the support from The Royal Golden Jubilee PhD Program (RGJ-TRF) and the Thailand Research Fund.

## 8. References

- [1] Kaya, N., Karen, I., Öztürk, F., 2010. Re-design of a failed clutch fork using topology and shape optimisation by the response surface method. *Materials and Design*, Vol. 31, pp. 3008-3014.
- [2] Torstenfelt, B., Klarbring, A., 2007. Conceptual optimal design of modular car product families using simultaneous size, shape and topology optimization, *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 43, pp. 1050-1061.
- [3] Bureerat, S., Sriwornas, K., 2007. Population-Based Incremental Learning for Multiobjective Optimisation, *Advance in Soft Computing*, Vol. 9, pp. 223-231.
- [4] Kanyakam, S., Bureerat, S., 2007. Passive Vibration Suppression of a Walking Heat and Mass Tractor Handlebar Structure Using Multiobjective PBIL. In: *Proceedings of the 2007 IEEE Congress on Evolutionary Computation*, Singapore.
- [5] Kanyakam, S., Srisomporn, S., Bureerat, S., 2009. Optimal Geometrical Design of Multiple Heights Pin-Fin Heat Sink Using MOPBIL. In: *Proceedings of the 23rd Conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand*, Chiang Mai, Thailand.
- [6] S., Srisomporn, S., Bureerat, 2008. Geometrical Design of Plate-Fin Heat Sinks Using Hybridization of MOEA and RSM, *IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS AND PACKAGING TECHNOLOGIES*, Vol. 31, pp. 351-360.
- [7] Liao, X., Li, Q., Yang, X., Zhang, W., Li, W., (2008). Multiobjective optimization for crash safety design of vehicles using stepwise regression model. *Struct Multidisc Optim*, Vol. 35, pp. 561-569.
- [8] Lophaven, SN., Neilson, HB., Sondergaard, J., DACE a MATLAB Kriging Toolbox. Technical report IMM-TR-2002-12, Technical University of Denmark.
- [9] Zhou, Z., Ong, YS., Lim, MH., 2007. Memetic algorithm using multi-surrogates for computationally expensive optimization problems. *Soft Computing*, Vol. 11, pp. 957-971.
- [10] Farina, M., Amato, P., 2005. Linked interpolation-optimization strategies for multicriteria optimization problems. *Soft computing*, Vol. 9, pp. 54-65.
- [11] Bureerat, S., Srisomporn, S., 2010. Optimum plate-fin heat sinks by using a multi-objective evolutionary algorithm. *Engineering Optimization*, Vol. 42, pp. 305-343.

# The Effect of Interference Fit on Vibration Transmission from Stator Coil to Base of a Spindle Motor in a Hard Disk Drive

Nopdanai Ajavakom<sup>1,\*</sup> and Apirat Sillapapini<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University, Bangkok, Thailand 10330

## Abstract

The hard disk drive spindle motor is the primary source of vibrations that cause acoustic noise in the hard disk drive (HDD). The electromagnetic forces on the stator coil and the rotor, which are inherent to the operation of motors, are responsible for the deformation causing vibration of the motor's interior structure. This vibration is transmitted to the motor exterior especially the motor base through the fit between the stator coil and the motor base. This article proposes an approach to reduce the acoustic noise of the HDD is hence by reducing the transmitted vibrational energy from the stator coil to the base by optimizing the interference fit between these two components. The effect of the fit on the transmitted vibrational energy through both the vibrational energy analysis through a friction model featuring micro-slip and the experimental investigations is studied. The vibrational energy analysis is applied on a hollow cylinder installed on a shaft as a simplified model of the stator coil and the base. The analysis shows that the transmitted torsional vibrational energy is proportional to the pressure due to the interference fit. Hence, it suggests that the reduction of the vibration transmission from the stator coil to the base can be done by decreasing the interference fit. In addition, the experimental investigations performed on three simple models of stator and base with different interference fits and also two groups of spindle motor samples with different fits agree well with the analysis.

**Keywords:** Interference fit, spindle motor, vibration transmission, statistical energy analysis

## 1. Introduction

A hard disk drive (HDD) is an important component in a personal computer to store the data. In need of higher performance HDDs including higher capacity, faster data read/write time, quieter operation while maintaining or even reducing the HDD physical size, the spindle motors are required to spin faster and smoother. Thus, the vibration transmitting from the interior to the exterior of the spindle motor, which may finally cause the data read/write errors and the emission the acoustic noise, has to be looked into. The primary source of vibration inside the motor is the electromagnetic (EM) sources, not the mechanical unbalance of the moving parts [1,2]. The EM sources are originated from the physical and the electromagnetic designs of the permanent magnet ring and the stator teeth of the motor as well as the characteristics of the input power from the motor inverter. The designs contribute the unbalance radial, tangential, and axial forces on the permanent magnet ring and the stator teeth deforming the interior structure of the motor. The deformations of the stator teeth, especially from varying tangential forces (torque ripple), are transmitted to the base bracket via the cylindrical-shell sleeve causing transverse vibration of the base plate [3]. Moreover, the deformations of the ring propagate into rotor hub as transverse and radial vibrations [3]. The vibrations of the motor exterior are responsible for the acoustic noise emitted from the motor. The approaches to decrease the vibrations and the acoustic noise from the motor include the elimination of EM sources, modification of the motor physical design to minimize the sound radiation, and reduction of the vibration transmission from the motor interior to the exterior, for example, by optimizing the interference fit between the stator coil and the base bracket. See Fig.1.

This article focuses on the effect of interference fit between the stator coil and the base of the spindle motor on the torsional vibrational energy transmission from the stator coil to the base plate aiming to reduce the transmitted energy capable of the motor's exterior vibrations and the

emitted acoustic noise. The article presents both vibration energy transmission analysis and two experimental investigations.

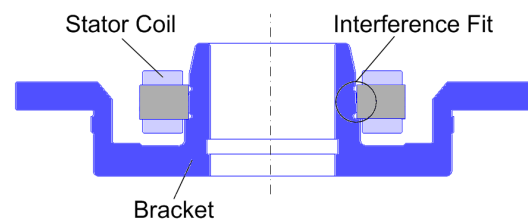


Fig. 1 Cross-section view of a spindle motor showing the fit between the stator coil and the base bracket

## 2. Vibrational Energy Transmission Analysis

The analysis of vibrational energy transmission between the stator coil and the base of the motor involves a friction model and vibration transmission mechanism of the two surfaces in contact with the clamping pressure. Jintanawan et al. [4] study a simple dynamic model of the stator coil and the base of a spindle motor featuring the two-degree of freedom lumped mass model attached to a fixed foundation via a torsional spring. The Dahl's model is used to analyze the relative angular displacement between the two components due to the applied impulsive torque at the stator coil. The study shows that the more the interference fit is, the more the vibrational energy is transmitted to the base and vice versa.

Nevertheless, for the continuous and more complex system, such as the spindle motor, the analysis that considers the internal forces on the surfaces, the micro-slip, the pre-sliding behavior, and the force's loading-unloading-reloading stages is more suitable. Such an analysis by Metherell and Diller [5] is modified to work on a stator-base model of a spindle motor. It will be shown from the hysteresis diagram of the torque versus the

\*Corresponding Author: E-mail: nopdanai.a@chula.ac.th, Tel: 02 218 6610, Fax: 02 252 2889

relative angular displacement that the vibrational energy loss is lower (the energy transmission is higher) as the interference fit is more.

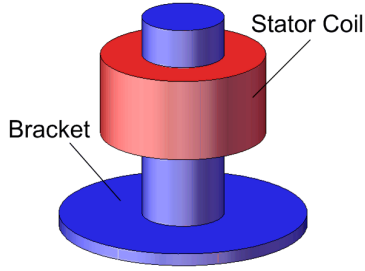


Fig. 2 Simple model of stator and base bracket

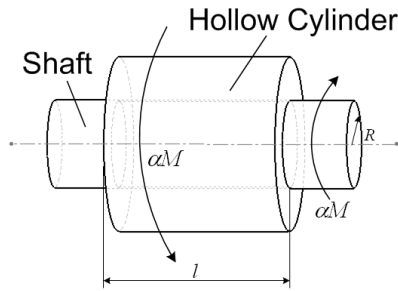


Fig. 3 Dynamic model of stator and base

Consider the simplified stator-base model shown in Fig. 2 where the stator is a ring press-fit into the base bracket via a sleeve. To simplify the analysis, the sleeve is assumed to be a solid shaft of radius  $R$  and the ring is assumed to be a hollow cylinder of length  $l$  shown in the dynamic model in Fig. 3. Torques are applied to the left side of the cylinder and the right side of the shaft. They are opposite with the equal magnitude of  $\alpha M$ , where  $0 \leq \alpha \leq 1$ , preventing any angular displacement of the whole assembly. The micro-slip is taken into account and the concept of Coulomb friction is used, the torsional friction per unit length of the cylinder on the contact surfaces is then

$$m = 2\pi\mu PR^2, \quad (1)$$

where  $m$  is the torsional friction per unit length (N-m/m),  
 $\mu$  is coefficient of friction,

$P$  is the pressure between the cylinder and the shaft due to the fit (Pa),

$R$  is the radius of the shaft (m). In our case, according to Eq. (1), the torsional friction per unit length is, in general, constant over the length of the cylinder due to the constant interference fit pressure, coefficient of friction and radius of the shaft. In one cycle of the varying applied torque, the torque is exerted to the model in three non-stop consecutive stages: loading, unloading, and reloading.

In the loading stage, the applied torque on the cylinder increases from 0 to  $M$ , that is  $\alpha M$ , where  $\alpha$  increases from 0 to 1. At the same time, the resisting torque at the shaft increases to balance out the applied torque creating friction on the contact surfaces. The diagrams of the torsional friction per unit length, the internal torsion on the cylinder surface, and the internal torsion on the shaft

surface are shown in Fig. 4. The torsional friction per unit length is  $m$  with the exception of being zero in the middle region of the length of the cylinder where there is no slipping. The slipping and the torsional friction occur at the left and right edge of the contact surfaces with length on each side equals  $a_1$

( $0 < a_1 < l/2$ ), where  $a_1$  depends on the magnitude of the applied torque. The internal torsion on the cylinder surface is  $\alpha M$  at the left edge and it decreases with the slope  $-m$  as it goes to the right. Likewise, the internal torsion at the shaft surface is  $\alpha M$  at the right edge and decrease with the slope  $-m$  as it goes to the left. In addition, the summation of internal torsions at the cylinder and the shaft surfaces must be equal to  $\alpha M$  along the length of the cylinder.

In the unloading stage, being reverse to the loading stage, the applied torque  $\alpha M$  on the cylinder now decreases from  $M$  to  $rM$  as  $\alpha$  decreases from 1 to  $r$ , where  $r$  is constant and  $0 \leq r < 1$ . Since the applied torque decreases, the torsional friction per unit length is now  $-m$  making the internal torsion on the cylinder surface increases with the slope  $m$  as it goes to the left. The phenomenon is called “counter slip.” The counter slip occurs for the length of  $a_2$ . The further inside region of the cylinder and the shaft still experiences the torsional friction  $m$  remaining from the loading stage. The diagrams of the torsional friction per unit length, the internal torsion on the cylinder surface, and the internal torsion on the shaft surface for the unloading stage are shown in Fig. 5.

In the reloading stage, quite similar to the loading stage and reverse to the unloading stage, the applied torque  $\alpha M$  on the cylinder increases back from  $rM$  to  $M$  as  $\alpha$  increases from  $r$  to 1, where  $0 \leq r < 1$ . The torsional friction per unit length currently returns to  $m$  at the left and right sides of the cylinder. The diagrams of the torsional friction per unit length, the internal torsion on the cylinder surface, and the internal torsion on the shaft surface of the reloading stage are shown in Fig. 6.

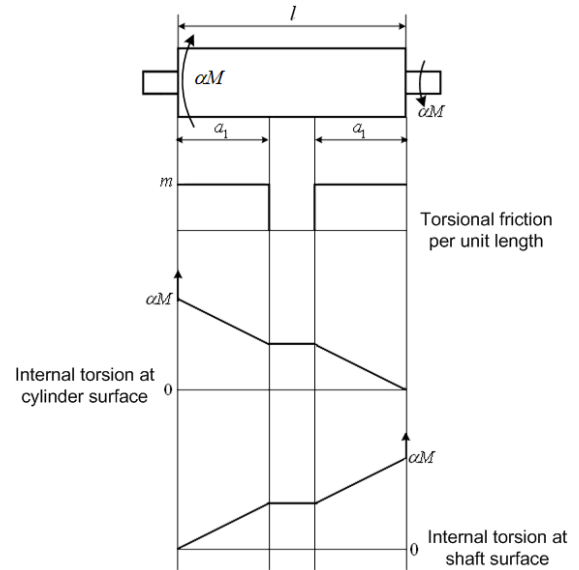


Fig. 4 Loading stage diagram

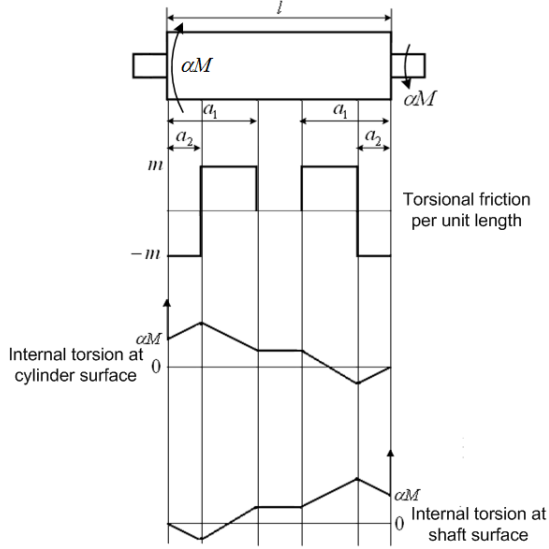


Fig. 5 Unloading stage diagram

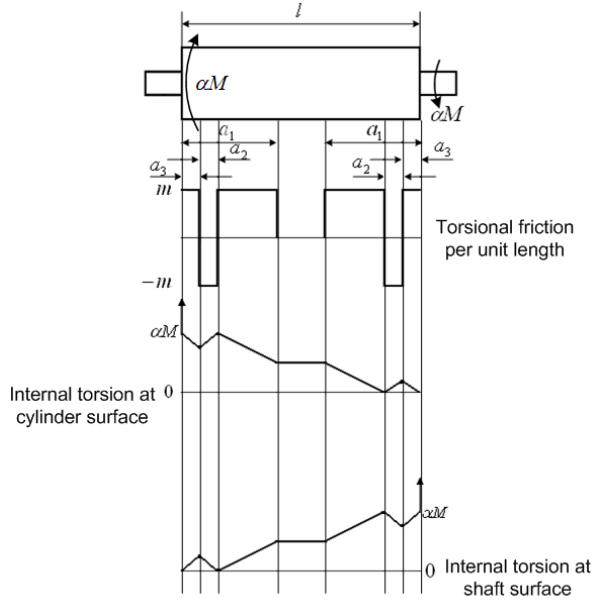


Fig. 6 Reloading stage diagram

The relative angular displacement of each stage can be determined from the torsional friction per unit length, the internal torsions on the surfaces, the shaft's and the cylinder's material properties, and other previously introduced constants:

$$\phi_1 = \frac{k\alpha M l}{G_s I_s} + \frac{(1-3k+3k^2)\alpha^2 M^2}{2mG_s I_s(1-k)}, \quad 0 < \alpha < 1 \quad (2)$$

$$\phi_2 = \frac{k\alpha M l}{G_s I_s} + \frac{M^2(1+2\alpha-\alpha^2)(1-3k+3k^2)}{4mG_s I_s(1-k)}, \quad 0 \leq r < \alpha < 1 \quad (3)$$

$$\phi_3 = \frac{k\alpha M l}{G_s I_s} + \frac{M^2(1+2r-\alpha^2-2\alpha r)(1-3k+3k^2)}{4mG_s I_s(1-k)}, \quad 0 \leq r < \alpha < 1 \quad (4)$$

$$k = \frac{G_s I_s}{G_s I_s + G_c I_c} \quad (5)$$

where  $\phi_1$ ,  $\phi_2$ ,  $\phi_3$  are the relative angular displacements for the loading, unloading, and reloading stages, respectively,  $G_c I_c$  and  $G_s I_s$  are the torsional stiffness of the cylinder and the shaft, respectively, and  $k$  is the combined torsional stiffness of the cylinder and the shaft. The angular displacements can be plotted against  $\alpha$  to form a hysteresis loop depicted in Fig. 7.

The transmission energy loss due to the friction of the fit can be obtained from the area enclosed by the relative angular displacements under the three stages over one cycle,

$$\psi = \frac{2M_a^3(1-3k+3k^2)}{3mG_s I_s(1-k)} \quad (6)$$

where  $\Psi$  is the energy loss due to friction (J) and

$$M_a = \frac{1}{2} M(1-r), \quad 0 < r < 1 \quad (7)$$

According to Eqs. (6) and (7), the transmission energy loss depends on the cube of the applied torque and inversely depends on the torsional friction per unit length given that the other parameters are constant. Focusing on the effect of the interference fit, the equations indicate that the energy loss is less when the torsional friction is larger because of the more pressure from the tighter interference fit, Eq. (1). That is, the transmitted vibrational energy from the stator to the base would be more if the interference fit increases. This statement can also be testified by the experimental investigations in the next section.

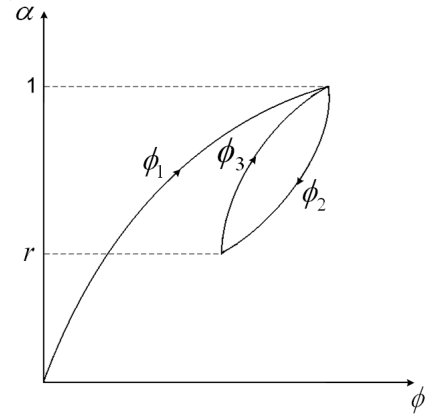


Fig. 7 Hysteresis loop of the dynamic model

### 3. Experimental Investigations

The experimental investigations are performed to testify the analytical results in the previous section. Sets of simple models of stator coil and base and 3.5-inch HDD spindle motor samples with various fits are made and tested in Sections 3.1 and 3.2, respectively. The tests were done on the simple models first and on the motor samples later.

#### 3.1 Simple models of stator coil and base

Three sets of 1.5x-size model of stator coil and base (see Fig. 8) with three interference fits, 0.0083 mm (minimum fit), 0.0169 mm (medium fit) and 0.0304 mm (maximum fit), are tested for the energy transmitted from the stator to the base. The transmission of energy between two systems, stator (system 1) and base (system 2), is analyzed by using Statistical Energy Analysis (SEA) [6, 7]. The power flow diagram is shown in Fig. 9. The input power  $P_1$  from the impact force exerted by the impact hammer at the stator model will go to raise the stator model internal energy  $W_1$ , which is related to the power loss to



the environment  $P_{11}$  and the power transmitted to the base model  $P_{12}$ . The power loss  $P_{11}$  is

$$P_{11} = \omega \eta_1 W_1, \quad (8)$$

where  $\omega$  is the frequency and  $\eta_1$  is the intrinsic loss factor. The transmitted power  $P_{12}$  is

$$P_{12} = \omega \eta_{12} W_1, \quad (9)$$

where  $\eta_{12}$  is the coupling loss factor from stator to base.

The power equation of the stator model is then

$$P_1 = P_{11} + P_{12} - P_{21}, \quad (10)$$

where  $P_{21}$  is the power received from the base. This power also depends on the base model internal energy  $W_2$  and

$$P_{21} = \omega \eta_{21} W_2, \quad (11)$$

where  $\eta_{21}$  is the coupling loss factor from base to stator.

Applying the same concept to base model where there is no direct input power from the impact hammer, the power equation of the base model is thus

$$0 = P_{22} + P_{21} - P_{12}, \quad (12)$$

where  $P_{22}$  is the power loss to the environment and

$$P_{22} = \omega \eta_2 W_2, \quad (13)$$

where  $\eta_2$  is the intrinsic loss factor of system 2.

The approach to determine the transmitted power  $P_{12}$  starts with tests to find the intrinsic loss factor of either of the two systems. The test is performed on either system separately, i.e. the stator model has not yet fit into the base model, where  $P_{12}$  and  $P_{21}$  are non-existent and

$$P_1 = P_{11} = \omega \eta_1 W_1. \quad (14)$$

The stator is then press-fit into the base. In order to simplify the testing for the power transmission, the base is damped out by attaching it to the large mass for minimizing  $W_2$  and thus  $P_{21}$  is near zero according to Eq. (11). With the known input power  $P_1$ , the intrinsic loss factors  $\eta_1, \eta_2$ , the coupling loss factor  $\eta_{12}$  as well as the transmitted power  $P_{12}$  can be calculated. With the roughly equal input power  $P_1$  of approximately  $1.11 \times 10^{-4}$  W, the transmitted power  $P_{12}$  over the 20-kHz span for all three sets with three different interference fits is shown in Fig. 10 and summarized in Table 1 with three equal ranges of frequencies. It can be observed that by roughly looking at the graph in Fig. 10 the system with the maximum interference fit has the largest transmitted power among the three systems at the frequency above 12 kHz. At the frequency below 12 kHz, the lines, however, are not smooth, which is suspected to be from some human uncertainties in the experiment, e.g. from the uneven impact force from the hammer. The numerical results for each set in the frequency ranges listed in Table 1 also indicate the similar trend. For the medium and high frequency ranges, the maximum fit set has more transmitted power than the other two sets. The medium fit set has more transmitted power than the minimum fit set. In short, generally speaking, the system with less fit possesses less transmitted power. This is consistent with the analytical results in Section 2.



Fig. 8 Assembled simple stator-base model

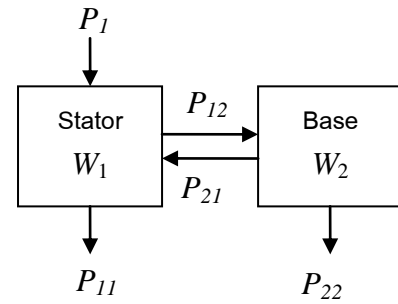


Fig. 9 Power transmission diagram of two systems

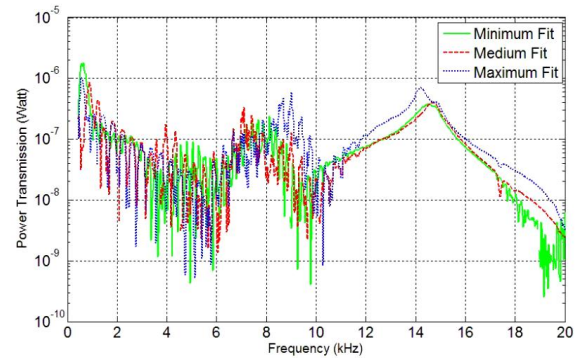


Fig. 10 Transmitted power from stator to base for three interference fits

Table 1 Power transmitted to the base with different interference fits (simple models)

Frequency range/Model fit	Transmitted power (W)		
	<i>Min</i> (8.3 $\mu$ m)	<i>Med</i> (16.9 $\mu$ m)	<i>Max</i> (30.4 $\mu$ m)
Low (0-6.6 kHz)	1.45	1.69	1.12
Medium (6.7-13.3 kHz)	1.40	1.34	2.44
High (13.4-20 kHz)	2.05	2.09	3.26
Overall (0-20 kHz)	4.90	5.12	6.82



### 3.2 3.5-inch hard disk drive spindle motors

Two groups of 3.5-inch HDD spindle motors, 3-phase permanent magnet synchronous motors (PMSMs), with different interference fits; Group A with 0.016- and 0.018-mm fits (low fit) and Group B with 0.034-mm fit (high fit), are tested to investigate the effects of stator-base interference fit on the transmitted energy. The varying frequency sinusoidal current is fed into only one phase winding of the spindle motor to excite the stator coil and the rotor structures without spinning the rotor. Particularly, the induced vibration of the stator coil is transmitted to the base plate where the transverse vibrations of 10 various points are measured for calculating the vibrational energy of the base. The transmitted vibrational energy is determined from the spatial average square velocity from the measure points and shown in joules per kg of mass per ampere of the current input in Fig. 11 over a 20-kHz span.

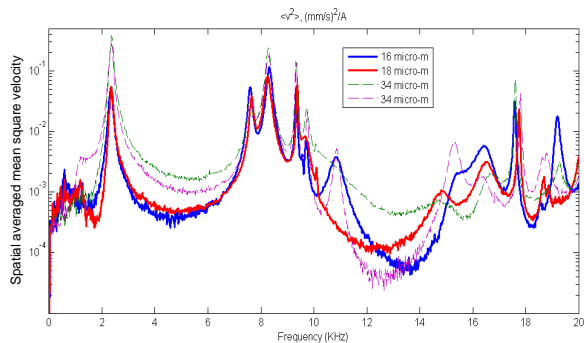


Fig. 11 Vibrational energy of spindle motors with different interference fits

The transmitted vibrational energies are also listed in Table 2 for three equal ranges of frequencies. The results indicate that the vibrational energy over the low, the medium, the high, and the overall frequency ranges of the motors with less fit (Group A) is much lower than that of the motors with more fit (Group B) especially at the low frequency range. The motors with less interference fit between the stator and the base has less transmitted vibrational energy from the stator to the base than those with more interference fit. These experimental results are consistent with those from Section 3.1 and the analytical ones in Section 2.

Table 2 Vibrational energy transmitted to the base with different interference fits (HDD spindle motors)

Frequency range/Motor group	Vibrational energy ( $\mu\text{J/kg/A}$ )	
	A (16-18 $\mu\text{m}$ )	B (34 $\mu\text{m}$ )
Low (0-6.6 kHz)	1.164	6.067
Medium (6.7-13.3 kHz)	4.063	7.263
High (13.4-20 kHz)	0.938	1.004
Overall (0-20 kHz)	6.164	14.33

### 4. Conclusion

The effect of interference fit on vibration transmission from stator coil to base of a spindle motor in a hard disk drive has been studied both analytically and experimentally. The analysis of transmission energy loss reveals that the energy loss inversely depends on the pressure from the interference fit. Less energy loss and thus

more transmitted energy from the stator to the base are the results of the more interference fit. The experimental investigations on both assembled models of the stator and the base and the spindle motor samples with various fits are carried out and their results agree well with the analysis. Hence, reducing the interference fit at the stator-base assembly in the spindle motor is a promising approach to reduce the transmitted vibrational energy to the base bracket, and the acoustic noises emitting from the motor should be lower.

### 5. References

- [1] Ajavakom, A., Jintanawan, T., Singhatanagid, P., Sripakagorn, P., 2007. On investigation of vibro-acoustics of FDB spindle motors for hard disk drives, *Microsystem Technologies*, Vol. 13, No. 8-10, pp. 1281-1287.
- [2] Lin, S., Jiang, Q., Mamun, A.A., Bi, C., 2003. Effects of drive modes on the acoustic noise of fluid dynamic bearing spindle motors. *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 39, pp. 3277-3279.
- [3] Jintanawan, T., Sillapapinij, A., Ajavakom, N., 2009. Effects of tolerance design on suppression of electromagnetic-induced acoustic noises and vibration transmission in hard disk drive spindle motors. *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 45, No. 11, pp. 5129-5134.
- [4] Jintanawan, T., Chungphaisan, K., Liwcharoenchai, K., Junkaew, P., Singhatanagid, P., 2007. Role of stator-base interference fit on vibration transmission and acoustic noise in FDB spindle motors for HDD. In: *Proceedings of the Information Storage Processing System Conference*.
- [5] Metherell, A.F., Diller, S.V., 1968. Instantaneous energy dissipation rate in a lap joint. *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 35, pp. 123-128.
- [6] Lyon, R.H., 1975. *Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Applications*. The MIT Press Cambridge, Massachusetts and London, England.
- [7] Sarraj, E., 2004. *Energy – based Vibroacoustics: SEA and Beyond*. Gesellschaft für Akustikforschung Dresden mbH, D-01099 Dresden, Germany.

# Transient Thermal Elastohydrodynamic of Rough Surfaces under Line Contact with Non-Newtonian Solid-Liquid Lubricants

Chatchai Aiumprorsin<sup>1</sup> and Mongkol Mongkolwongrojn<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Mechatronics and Robotics Engineering Department, Faculty of Engineering, South-East Asia University, Bangkok, 10160.

<sup>2</sup> Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520

## Abstract

The thermal compressible elastohydrodynamic lubrication of rough surfaces under line contact with non-Newtonian solid-liquid lubricants was investigated in transient operating conditions. Properties of non-Newtonian solid-liquid fluids have been obtained experimentally using solid particles namely, Molybdenum disulfide. The newly derived time-dependent modified Reynolds equation and the adiabatic energy equation have been formulated using a non-Newtonian power law viscosity model. The simultaneous systems consisting of the modified Reynolds equation, elasticity equation and energy equation with initial conditions were solved numerically using the multigrid multilevel method with a full approximation technique. The dynamic characteristics of the two infinitely long cylindrical rough surfaces in line contact under thermoelastohydrodynamic lubrication were presented with varying dimensionless time and with varying particle concentration for the pressure, temperature and oil film thickness profiles. The results of rough surfaces thermoelastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian solid-liquid lubricants are compared with the case of smooth surfaces.

**Keywords:** Thermal elastohydrodynamic lubrication, Non-Newtonian solid liquid lubricants, Power law model, Modified Reynolds equation.

## 1. Introduction

When lubricated contacts in machine element applications are operated in severe conditions, the nominal film thickness in the contacts can be decreased to a level where surface roughness becomes significant. The lubricant film on the solid surfaces of the machine components become very thin. Therefore, the lubricant containing solid particles has greatly improved the lubrication characteristics in order to protect the contact surfaces. Many numerical solutions of elastohydrodynamic lubrication (EHL) for smooth surfaces and for rough surfaces problems were solved in the area ranging from transient elastohydrodynamic to thermal elastohydrodynamic using Newton-Raphson method and multigrid multilevel with full approximate scheme techniques [1-2]. In 1990, Khonsari, et al [3] showed that solid lubricant additives have significant effects in raising the film thickness, load capacity and friction coefficient in the full EHL regime. Mongkolwongrojn [4] investigated the transient thermoelastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian liquid-solid lubricants in line contact with smooth surfaces under a sudden load change. The solid particles were found to have a significant effect on the TEHL characteristics. In 2010, Mongkolwongrojn [5] showed that the journal bearing with transverse surface roughness pattern in the bearing liner exhibit better stability.

In this research work, the integrated effect of moving surface roughness and sudden loading on pressure profile, film thickness profile and temperature profile is investigated numerically in a TEHL line contact with non-Newtonian liquid-solid lubricant using a power law model. Finite difference multi-grid multi-level with full approximation scheme techniques and Newton's method were implemented to examine the transient thermal elastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian liquid-solid lubricants under the action of a sudden load change.

## 2. Governing Equations

### 2.1 Constitutive Equation

The governing modified Reynolds, elasticity, energy and load equilibrium equations were analyzed to obtain transient thermoelastohydrodynamic lubrication characteristics of two rough surfaces in line contact under a sudden load change. The relationship between shear stress and shear rate of the non-Newtonian lubricant in this work can be approximated using a power-law model as

$$\tau_{xy} = \mu^* (\partial u / \partial y) \quad (1)$$

where the equivalent viscosity is

$$\mu^* = m_0 \left[ (\partial u / \partial y)^2 \right]^{\frac{n-1}{2}} \quad (2)$$

### 2.2 Modified Reynolds Equation

In this study, the flow can be approximated as a single-phase flow. Integrating the momentum and continuity equations, the time dependent modified Reynolds equation with non-Newtonian lubricant for infinitely long cylindrical roller can be obtained as.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left[ \bar{\rho} H^3 \left( \frac{1}{\bar{\mu}_{e2}} - \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}^2} \right) \frac{\partial P}{\partial X} \right] = K \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) + K \frac{S}{2} \frac{\partial}{\partial X} \left[ \bar{\rho} H \left( 1 - 2 \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}} \right) \right] + K \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} H) \quad (3)$$

where

$$K = \frac{\bar{u} \mu_0 R^2}{b^3 P_H} = \frac{\pi^2 U}{16 W^2}$$
$$\frac{1}{\bar{\mu}_{e,j}} = \int_0^1 \frac{Y^j}{\bar{\mu}^*} dY$$

The boundary conditions are

$$X = X_{inlet}; \quad P = 0 \quad \text{and} \quad X = X_{exit}; \quad P = \frac{dP}{dX} = 0 \quad (4)$$

The apparent viscosity in the power-law model needs to be included as a correction factor in the viscosity-temperature-pressure relationship; the correction factor needs to be modified for solid particles in the lubricant can be written as

$$\bar{\mu}^* = \frac{m_0}{\mu_0} \left| \frac{\bar{u}\pi}{8RWH} \right|^{n-1} \left| \frac{\partial u^*}{\partial Y} \right|^{n-1} \left\{ 1 + 2.5 \frac{\lambda \rho_0}{\lambda \rho_0 + (1-\lambda) \rho_p} \right\} \left\{ \exp \left( (\ln \mu_0 + 9.67) \left[ -1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H P)^{1/3} \right] - \gamma T_0 (T^* - 1) \right) \right\} \quad (5)$$

The dimensionless density of the liquid–solid lubricant varying with pressure, temperature and mass concentration of particles can be written as

$$\bar{\rho} = \frac{\left[ 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_H P}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H P} \right] \left[ 1 - \beta T_0 (T^* - 1) \right]}{1 - \lambda \left( 1 - \frac{\rho_0}{\rho_p} \right)} \quad (6)$$

### 2.3 Elasticity Equation

The film thickness for an infinitely long line contact, including the deformation of the surfaces and harmonic roughness, is given as

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2} - \frac{1}{\pi} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P(\xi) \ln |X - \xi| d\xi + A \left( \frac{R}{b^2} \right) \sin \left( \frac{2\pi}{l_\lambda} (bX - u_i t) \right) \quad (7)$$

### 2.4 Energy Equation

The time-dependent energy equation in dimensionless form was formulated including the heat generated due to friction between the particles and surfaces. Therefore, the energy can be expressed as

$$\frac{\partial^2 T^*}{\partial Y^2} = K_{r1} \left( \frac{\bar{\rho} H^2}{\bar{k}_p} \right) \left( \frac{\partial T^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial T^*}{\partial X} \right) - K_{r2} \left( \frac{\bar{\mu}^*}{\bar{k}_p} \right) \left[ \frac{\partial u^*}{\partial Y} \right]^2 - K_{r3} \left( \frac{T^* H^2}{\bar{k}_p} \right) \left( \frac{\partial P}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial P}{\partial X} \right) - K_{r4} \left( \frac{H^2}{\bar{k}_p} \right) \frac{W_p}{\int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} H dX} \quad (8)$$

where

$$K_{T1} = \left( \frac{\bar{u} \rho_0 C_p b^3}{k_0 R^2} \right) \quad K_{T2} = \left( \frac{\mu_0 \bar{u}^2}{k_0 T_0} \right) \\ K_{T3} = \frac{\beta \bar{u} b^3 P_H}{k_0 R^2} \quad K_{T4} = \frac{f_p |\bar{u} S| E' b}{k_0 T_0}$$

The boundary conditions of the energy equation are

$$T_{1,i}^* = 1 + \frac{k_0 R}{\sqrt{\pi \rho_1 C_{p,1} k_1 b^3 \bar{u} \left( 1 - \frac{S}{2} \right)}} \int_{X_m}^{X_i} \left( \frac{\bar{k}_{p,i}}{H_i} \right) \left( 6T_i^* - 2T_{2,i}^* - 4T_{1,i}^* \right) \frac{dX'}{\sqrt{X_i - X'}} \quad (9)$$

$$T_{2,i}^* = 1 - \frac{k_0 R}{\sqrt{\pi \rho_2 C_{p,2} k_2 b^3 \bar{u} \left( 1 + \frac{S}{2} \right)}} \int_{X_m}^{X_i} \left( \frac{\bar{k}_{p,i}}{H_i} \right) \left( 4T_{2,i}^* - 6T_i^* + 2T_{1,i}^* \right) \frac{dX'}{\sqrt{X_i - X'}} \quad (10)$$

$$T^*(X=0) = 1 \quad (11)$$

The thermal model expressed by equation (8) to equation (10) are equivalent to those models.

### 2.5 Load Carrying Capacity

Spherical shaped MoS<sub>2</sub> particles are assumed to be uniformly distributed in the contact region and the particles undergo plastic deformation under the action of normal load. For a particle that deforms plastically when the mean contact pressure reaches the hardness of particle,  $H_d$ , the load carried by a plastically deformed particle can be written as

$$w_{p,i} = \frac{9}{16} \pi^3 H_d^3 \left( \frac{d_p}{E_{ps}} \right)^2 + p(x) v_p A_i \quad (12)$$

where  $A_i$  is the contact area of an individual particle due to plastic deformation and  $w_{p,i}$  is the load supporting by an individual particle. Therefore, the load carrying capacity for all particles is

$$w_p = \sum_i^{N_z} \sum_i^{N_x} w_{p,i} \quad (13)$$

The total load carrying capacity of the mixture consists of two parts: one component results from plastic deformation of the particles,  $w_p$ , and the other component is due to hydrodynamic action,  $w_f$ . The dimensionless load balance equation can be written as

$$\int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P dX - \left( 1 - \frac{W_p}{W} \right) \frac{\pi}{2} = 0 \quad (14)$$

During each time interval, the Reynolds, elasticity and energy equations are calculated using the boundary conditions and the initial conditions in Eq. (4), (9), (10) and (11) to obtain pressure and temperature distributions. The relative accuracy in pressure, mean temperature and hydrodynamic load are less than or equal to 0.0001. The input parameters used in the analysis are shown in Tables 1 and 2. The properties of the lubricant as shown in Table 1 were obtained experimentally. The Newtonian rheological model is used for pure SAE90 oil with the power law index of  $n = 1$ . The property values of MoS<sub>2</sub> particles is shown in Table 2

Table 1 Physical properties of the SAE 90 oil and roller material

Equivalent radius, m	0.05
Inlet temperature of lubricant, K	313
Viscosity of liquid, Pa.s	0.195
Inlet density of liquid, kg/m <sup>3</sup>	892.8
Viscosity-Pressure index	0.5685
Viscosity-Temperature coefficient, K <sup>-1</sup>	0.05763
Coefficient of thermal expansivity, K <sup>-1</sup>	0.00074
Thermal conductivity of liquid, W/(m.K)	0.126
Specific heat of liquid, J/(kg.K)	1870
Equivalent modulus of elasticity of rolling/sliding, GPa	220
Poisson ratio of rolling/sliding	0.3
Wave length of roughness, (μm)	2.5

Table 2 Physical properties of solid lubricants, MoS<sub>2</sub>.

Density, kg/m <sup>3</sup>	4800
Brinell hardness, Pa	$3.136 \times 10^9$
Modulus of elasticity, GPa	34
Poisson ratio	0.13
Friction coefficient	0.1

### 3. Results and Discussion

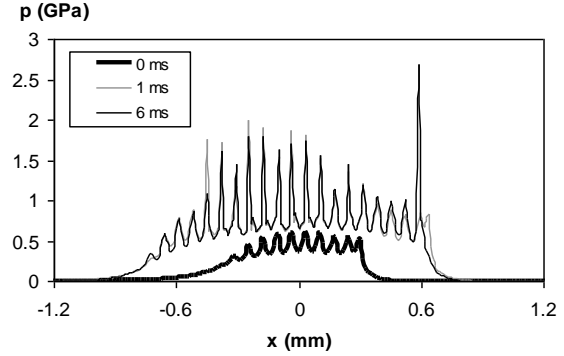
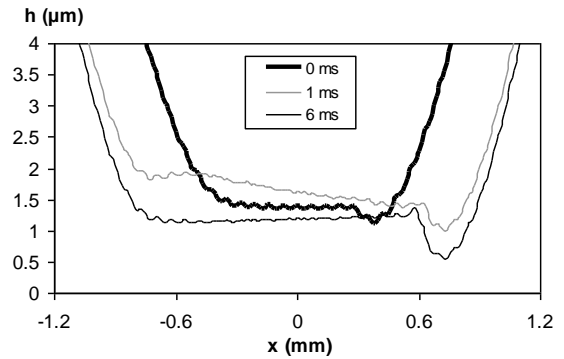
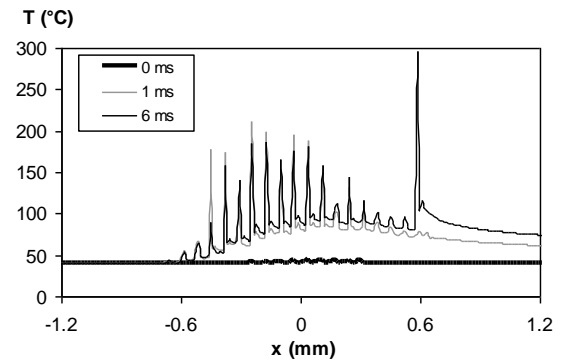
The static and dynamic characteristics of TEHL line contact with non-Newtonian liquid-solid lubricants were determined under the sudden dimensionless load change from  $3.0 \times 10^{-5}$  to  $1 \times 10^{-4}$  and dimensionless speed parameter  $U = 1 \times 10^{-11}$ .

The effects of heavy load change were investigated for a surface with sinusoidal roughness of  $0.05 \mu\text{m}$  amplitude using SAE 90 oil mixed with 20% MoS<sub>2</sub>,  $2 \mu\text{m}$  diameter, a load increase from  $3.0 \times 10^{-5}$  to  $1 \times 10^{-4}$  at dimensionless speed parameter  $U = 1 \times 10^{-11}$  and slide/roll ratio  $S = 0.1$ . The wavelength of the sinusoidal surface roughness profile in transverse direction is kept fixed. The roughness induces sharp pressure ripples over the ridges and valleys of the roughness as shown in Fig.1. High fluctuating pressure amplitude near the leading edge contrasts with the fluctuating pressure amplitude near the trailing edge in the contact region. At  $x = 0$ , the pressure fluctuations vary from 0.36 GPa to 0.62 GPa under dimensionless load  $W = 3.0 \times 10^{-5}$  at time  $t = 0$  ms. After an application of the sudden heavy load from  $3.0 \times 10^{-5}$  to  $1 \times 10^{-4}$ , the fluctuating pressure increases and varies from 0.65 GPa to 1.75 GPa at time  $t = 6$  ms. At the trailing edge, the pressure spike is very large, approximately equal to 2.7 GPa at time  $t = 6$  ms, due to the significant effect on viscosity for a liquid-solid lubricant with rough surfaces.

The transient oil film thickness under sudden load change for sinusoidal surface roughness profile is shown in Fig. 2. After application of a step load change, the central film thickness at  $x = 0$  mm increases from  $1.40 \mu\text{m}$  at time  $t = 0.0$  ms to  $1.62 \mu\text{m}$  at time  $t = 1$  ms but the minimum film thickness decreases from  $1.11 \mu\text{m}$  at  $t = 0.0$  ms to  $0.99 \mu\text{m}$  at  $t = 1.0$  ms. Then the central film thickness at  $x = 0$  mm decreases to  $1.19 \mu\text{m}$  and the minimum film thickness decreases to  $0.54 \mu\text{m}$  at time  $t = 6$  ms. The film thickness increase at  $x = 0$  mm in the early transient state is due to the interaction of pressure, temperature and viscosity. Fig. 3 shows the fluctuating mean temperature profile. The mean temperature at  $x = 0$  mm varies from  $40.6^\circ\text{C}$  to  $45.2^\circ\text{C}$  at time  $t = 0$  ms. The temperature then becomes very high after the step load increase and the mean temperature varies from  $88.4^\circ\text{C}$  to  $181.5^\circ\text{C}$  at time  $t = 6$  ms. The maximum temperature becomes significantly high and is approximately equal to  $297^\circ\text{C}$  at time  $t = 6$  ms.

For SAE 90 oil mixed with 20% MoS<sub>2</sub>,  $2 \mu\text{m}$  in diameter, and the surface with sinusoidal roughness of  $0.05 \mu\text{m}$  amplitude, the fluctuating pressure profile, film thickness profile and mean temperature profile are compared with those for the smooth surface in a steady state as shown in Figs. 4-6 respectively. The maximum pressure at  $x = 0$  mm is 1.75 GPa. The influence of roughness on the pressure profile is significant when compared with the pressure at  $x = 0$  mm and the pressure spike for the smooth surface condition. For the smooth surface, the pressure at  $x = 0$  mm and the pressure spike are equal to 0.87 GPa and 1.09 GPa respectively. Fig. 5 shows that the central film thickness at  $x = 0$  mm for the surface with transversally oriented roughness is slightly thinner than the central film thickness for a smooth surface. The minimum film thickness for the rough surface at dimensionless load  $W = 1.0 \times 10^{-4}$  and dimensionless speed

parameter  $U = 1 \times 10^{-11}$  is equal to  $0.63 \mu\text{m}$  and the minimum film thickness for smooth surface at the same operating condition is  $0.80 \mu\text{m}$  at steady a state. At the leading edge, the fluctuating amplitude of mean temperature is very large when compared with the amplitude of the mean temperature at the trailing edge, as shown in Fig. 6.


Fig. 1. Transient pressure profile under dimensionless load change from  $3.0 \times 10^{-5}$  to  $1 \times 10^{-4}$ ,  $A = 0.05 \mu\text{m}$ 

Fig. 2. Transient film thickness profile under dimensionless load change from  $3.0 \times 10^{-5}$  to  $1 \times 10^{-4}$ ,  $A = 0.05 \mu\text{m}$ 

Fig. 3. Transient temperature profile under dimensionless load change from  $3.0 \times 10^{-5}$  to  $1 \times 10^{-4}$ ,  $A = 0.05 \mu\text{m}$ 

The largest mean temperature for the rough surface with 20% MoS<sub>2</sub> particles is equal to  $188.3^\circ\text{C}$ , compared with the largest mean temperature for a smooth surface, which is equal to  $95.5^\circ\text{C}$  as shown in Fig. 6.

Figs. 7-9 illustrate how the pressure, film thickness and mean temperature vary with increasing concentration of MoS<sub>2</sub> particles. With an increase in the concentration of MoS<sub>2</sub> particles, the maximum film pressure and maximum mean temperature and the minimum film thickness increase significantly for the rough surface. The maximum pressure,

minimum film thickness and maximum mean temperature are 1.80 GPa, 0.58  $\mu\text{m}$  and 184.41 $^{\circ}\text{C}$  for SAE 90 oil without  $\text{MoS}_2$  particle. The maximum pressure, minimum film thickness and maximum mean temperature for SAE 90 mixed with 30%  $\text{MoS}_2$  particles are 1.84 GPa, 0.69  $\mu\text{m}$  and 193.0 $^{\circ}\text{C}$  respectively. This increase in pressure is due to the increase in film temperature for the rough surface under the heavy load. Similarly, the average film pressure, film thickness and mean temperature at  $x = 0$  mm for SAE 90 oil without  $\text{MoS}_2$  particle at a steady state are 1.01 GPa, 1.04  $\mu\text{m}$  and 113.5 $^{\circ}\text{C}$ . The average film pressure, film thickness and mean temperature at  $x = 0$  mm for SAE 90 oil mixed with 30%  $\text{MoS}_2$  are 1.01 GPa, 1.16  $\mu\text{m}$  and 114.5 $^{\circ}\text{C}$  respectively.

For the rough surfaces in line contact with 20%  $\text{MoS}_2$ , the mean temperature is presented for different sizes of  $\text{MoS}_2$  particles in Fig. 10. For  $\text{MoS}_2$  particles with 2  $\mu\text{m}$  diameter, the fluctuation of mean temperature is from 42.2 $^{\circ}\text{C}$  to 62.3 $^{\circ}\text{C}$ , while for the 5  $\mu\text{m}$  diameter particles, the fluctuation of mean temperature is from 42.6 $^{\circ}\text{C}$  to 65.6 $^{\circ}\text{C}$  for dimensionless load  $W = 3.0 \times 10^{-5}$ ,  $U = 1 \times 10^{-11}$ . It is clear that for the larger particle sizes, the higher temperature is obtained, especially near the leading edge.

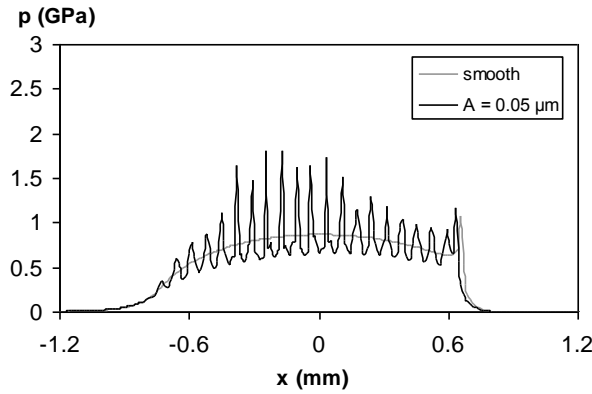


Fig. 4. Pressure profile under dimensionless load  $W = 1 \times 10^{-4}$  at steady state

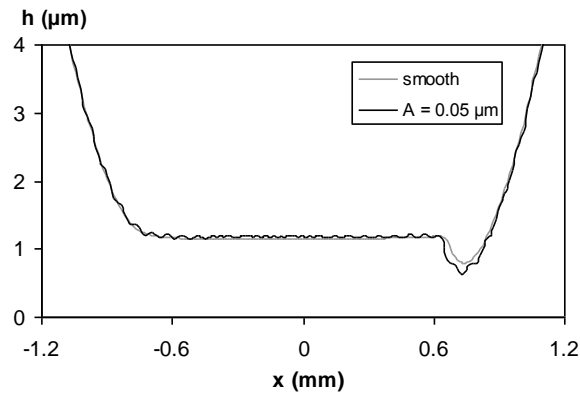


Fig. 5. Film thickness profile under dimensionless load  $W = 1 \times 10^{-4}$  at steady state

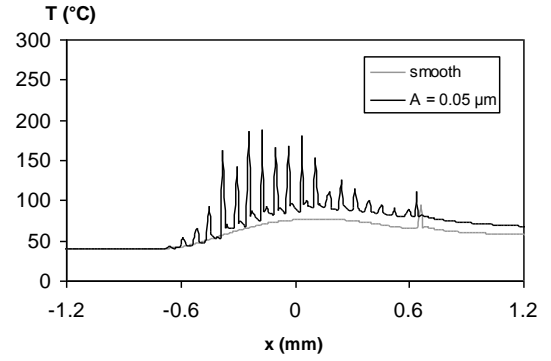


Fig. 6. Temperature profile under dimensionless load  $W = 1 \times 10^{-4}$  at steady state

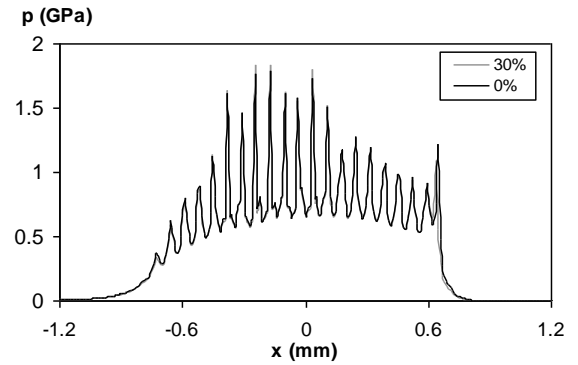


Fig. 7. Effect of particle concentration on pressure profile with 3  $\mu\text{m}$   $\text{MoS}_2$  particles under dimensionless load  $W = 1 \times 10^{-4}$ ,  $A = 0.05 \mu\text{m}$

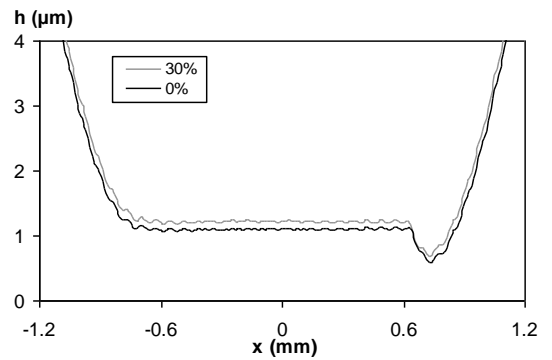


Fig. 8. Effect of particle concentration on film thickness profile with 2  $\mu\text{m}$   $\text{MoS}_2$  particles under dimensionless load  $W = 1 \times 10^{-4}$ ,  $A = 0.05 \mu\text{m}$

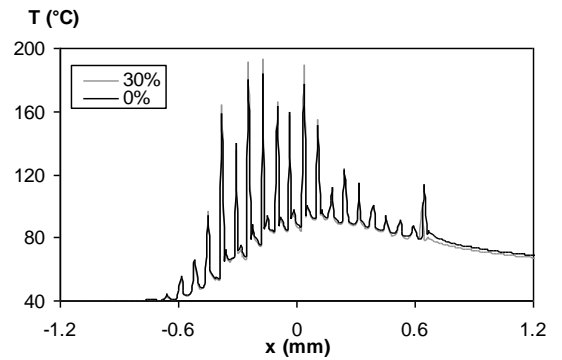


Fig. 9. Effect of particle concentration on temperature profile with 2  $\mu\text{m}$   $\text{MoS}_2$  particle under dimensionless load  $W = 1 \times 10^{-4}$ ,  $A = 0.05 \mu\text{m}$

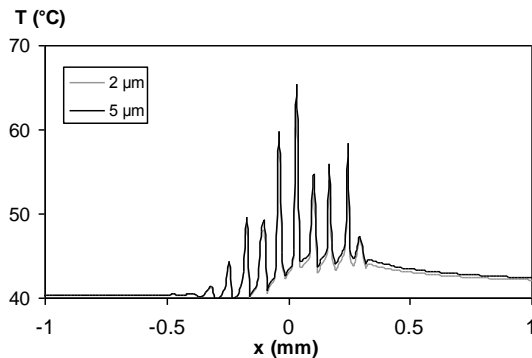


Fig. 10 Effect of particle size on temperature profile With 20%  $\text{MoS}_2$  particles under dimensionless load  $W = 3 \times 10^{-5}$ ,  $A = 0.1 \mu\text{m}$

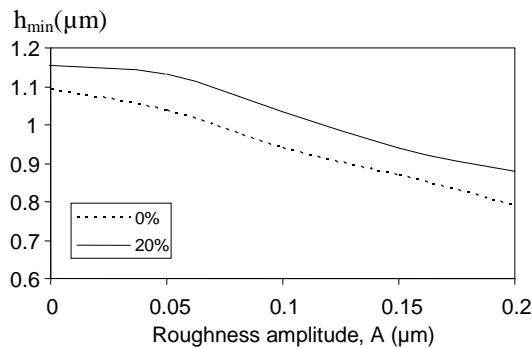


Fig. 11 Variation of minimum film thickness with the amplitude of roughness for  $W = 3 \times 10^{-5}$ ,  $U = 1 \times 10^{-11}$

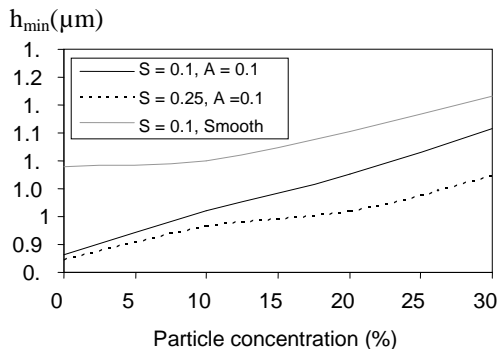


Fig. 12 Variation of minimum film thickness with concentration of  $\text{MoS}_2$  particles for  $W = 3 \times 10^{-5}$ ,  $U = 1 \times 10^{-11}$

Fig. 11 shows the variation of minimum film thickness with the amplitude of surface roughness for 20%  $\text{MoS}_2$  concentration at dimensionless load  $W = 3.0 \times 10^{-5}$ ,  $U = 1 \times 10^{-11}$  and  $S = 0.1$ . The minimum film thickness decreases nonlinearly with an increase in the amplitude of the surface roughness. One of the major reasons of adding  $\text{MoS}_2$  additives to the liquid lubricant is to thicken them in order to increase the load carrying capacity of the oil film or to increase the minimum film thickness at a given load, the difference of the minimum film thickness for SAE90 oil mixed with 20%  $\text{MoS}_2$  and for pure SAE90 is approximately  $0.10 \mu\text{m}$ . Fig. 12 illustrate the minimum film thickness increasing almost

linearly with an increase in  $\text{MoS}_2$  concentration for smooth surfaces and for rough surfaces. The rate of the increase in minimum film thickness for rough surfaces is larger than the rate of the increase in minimum film thickness for smooth surfaces as shown in Fig. 12. It is clear that the minimum film thickness increases as the  $\text{MoS}_2$  concentration increases. The minimum film thickness decreases with increasing the slip ratio for both the smooth and the rough surfaces. The effect of the slip ratio on the minimum film thickness for the higher concentration of solid particle is more significant than those for the low particle concentration.

#### 4. Conclusions

The transient thermoelastohydrodynamic lubrication characteristics of a roller on flat surface in line contact with liquid-solid non-Newtonian fluids under a sudden load change was examined numerically. Analyses are preformed for both smooth and rough surfaces. The main results presented can be summarized as:

- 1) Surface roughness induces high fluctuating pressure and fluctuating temperature. The maximum pressure and maximum temperature are significantly high for TEHL with liquid-solid lubricant.
- 2) The effects of roughness in the transverse direction on minimum film thickness are also significant. The minimum film thickness for rough surfaces is small when compared with minimum film thickness for smooth surfaces.
- 3) Surface roughness significantly increase the pressure and mean temperature in the lubricated contact when compared with those for smooth surface.
- 4) Large particles increase significantly the maximum temperature near the leading edge. This results in the reduction of viscosity and the lubricant film becomes very thin.
- 5) The oil film thickness increases rapidly due to surface roughness and the increase in pressure and oil viscosity in the early transient state after a sudden load increase, and then the oil film thickness decreases to the steady state equilibrium condition.
- 6) For rough surfaces, the average pressure and average temperature do not change significantly with variation in percent concentration of solid particles. This study shows that the solid particles can protect the lubricated contact in solid surfaces of machine or engine components.

#### 5. Acknowledgments

This paper was partly supported from NASDA and College of Data Storage Technology KMITL.

#### 6. References

- [1] Dowson, D., Higginson, G.R., 1959. Numerical Solution to lastohydrodynamic Problem. Journal of Mech. Eng. Sci, Vol. 1, pp. 6-15.
- [2] Ai, X., Chang, S.H., 1994. Transient EHL Analysis for Line Contacts with Measured Surface Roughness Using Multi-grid Technique. ASME Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 549-558.
- [3] Khonsari, M.M., Wang, H.S., Qi, Y.L., 1990. A Theory of Thermo Elastohydrodynamic Lubrication of Liquid-Solid Lubricated Cylinders. ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 259-265.
- [4] Mongkolwongrojn, M., Aiumprorsin, C., Thammakosol, K., 2006. Theoretical Investigation in Thermoelastohydrodynamic Lubrication with Non-Newtonian Lubricants Under Sudden Load Change, Trans. Of the ASME Journal of Tribology, Vol.128, pp.771-777.
- [5] Mongkolwongrojn, M., Aiumprorsin, C., 2010. Stability Analysis of Rough Journal Bearings under TEHL with Non-Newtonian Lubricants. Tribology International, Vol. 43, pp. 1027-1034.



## 7. Nomenclature

$A$ = Roughness amplitude (m)	$T_o$ = Inlet temperature (K)
$A_i$ = Contact area of an individual particle	$T^*$ = Dimensionless film temperature
$b$ = Hertzian half-width (m), $b = R((8W)/\pi)^{0.5}$	$u^*$ = Dimensionless velocity, $u^* = u/\bar{u}$
$B$ = Width of rolling cylinders (m)	$\bar{u}$ = Mean velocity (m/s), $\bar{u} = (u_1 + u_2)/2$
$E'$ = Equivalent modulus of elasticity (Pa)	$U$ = Dimensionless speed parameter, $U = (\mu_0 \bar{u})/(E'R)$
$E_{ps}$ = Equivalent modulus of elasticity of particle and rolling/sliding (Pa)	$w$ = Applied Load (N/m)
$f_p$ = Friction coefficient of solid particle	$w_p$ = Load support by particle (N/m)
$h$ = Film thickness (m)	$W$ = Dimensionless load parameter, $W = w/(E'R^2)$
$H$ = Dimensionless film thickness, $H = (R/b^2)h$	$W_p$ = Dimensionless load support by particle
$H_d$ = Brinell hardness of particle (Pa)	$X, Y$ = Dimensionless coordinate $x = bX, Y = (R/b^2)(y/H)$
$k_0$ = Thermal conductivity of lubricant at ambient pressure (W/(m·K))	$z_l$ = Viscosity-Pressure index
$\bar{k}_p$ = Dimensionless piezothermal conductivity	<b>Greek</b>
$l_\lambda$ = Wave length of roughness (m)	$\mu_o$ = viscosity at ambient pressure (Pa·s)
$m_0$ = viscosity consistency (Pa·s <sup>n</sup> )	$\mu^*$ = Equivalent viscosity (Pa·s)
$n$ = Power law index	$\bar{\mu}^*$ = Dimensionless equivalent viscosity,
$N_x$ = Number of particles in x-direction	$\bar{\mu}^* = \mu^*/\mu_0$
$N_z$ = Number of particles in z-direction	$\rho_0$ = Inlet density of oil (kg/m <sup>3</sup> )
$p$ = Pressure (Pa)	$\bar{\rho}$ = Dimensionless density, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$
$P_H$ = Maximum Hertzian pressure (Pa), $P_H = E'(W/2\pi)^{0.5}$	$\rho_f$ = Density of oil (kg/m <sup>3</sup> )
$P$ = Dimensionless pressure, $P = p/P_H$	$\rho_p$ = Density of particle (kg/m <sup>3</sup> )
$R$ = Equivalent radius (m), $R = ((1/R_1) + (1/R_2))^{-1}$	$\rho_{1/2}$ = Density of roller / slider (kg/m <sup>3</sup> )
$S$ = Slide ratio, $S = (u_2 - u_1)/\bar{u}$	$\nu_p$ = Poisson ratio of particles
$t$ = Time (s)	$\nu_s$ = Poisson ratio of rolling/slider
$t^*$ = Dimensionless time, $t^* = (\bar{u}/b)t$	$\gamma$ = Viscosity-Temperature coefficient (1/K)
$T$ = Temperature (K)	$\lambda$ = concentration of particles by weight

# การจำลองเชิงตัวเลขของการถ่ายเทความร้อนแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิต

## Numerical Simulation of Laminar Heat Transfer in a Square Duct fitted with Orifices

กิตติราช สัจจวิทย์, พัทธ์ชัย พร้อมใจสง, กิตติชัย คำพันธ์ และ พงษ์เจต พรหมวงศ์\*

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

### บทคัดย่อ

การวิเคราะห์เชิงตัวเลขแบบสามมิติของการถ่ายเทความร้อนในช่วงการไหลแบบลามินาร์ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุมกำหนดให้ผิวท่อมีลักษณะแบบอนุกรมที่มีผิวคงที่ โดยได้มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตให้มีลักษณะการจั่ววางเอียงทำมุมปะทะที่  $\alpha = 30^\circ$  โดยมีค่าอัตราส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของออริฟิตต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (diameter ratio (d/D), DR) เท่ากับ 0.5-0.8 และอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นออริฟิตต่อความสูงของท่อ (Pitch ratio, PR) เท่ากับ 1.5 การคำนวณใช้วิธีปริมาตรสืบเนื่องและเลือกค่าวิธีหาผลเฉลยแบบ SIMPLE ซึ่งการจำลองนี้ได้นำเสนอคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของของไหลสำหรับเลขเรย์โนลด์บนพื้นฐานเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ช่วงจาก  $Re = 100$  ถึง  $1200$  และได้ศึกษาผลของแผ่นออริฟิตต่อการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ผลลัพธ์ที่ได้จากท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตถูกนำไปเปรียบเทียบกับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ โดยค่าการถ่ายเทความร้อนโดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) และการสูญเสียความดันโดยแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (friction factor) พบว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ และการลดลงของ DR ทำให้ค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น โดยค่า DR=0.5 จะให้การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันสูญเสียมากที่สุด

คำหลัก: ท่อจัตุรัส, แผ่นออริฟิต, การถ่ายเทความร้อน, ความเสียดทาน

### Abstract

Laminar periodic flow and heat transfer in a three dimensional square channel with isothermal walls and with  $\alpha=30^\circ$  orifice baffle; (diameter ratio (d/D), DR) in range from 0.5 to 0.8 and (Pitch ratio, PR) of 1.5 is investigated numerically. The computations based on the finite volume method, and the SIMPLE algorithm has been implemented. The fluid flow and heat transfer characteristics are presented for Reynolds numbers based on the hydraulic diameter of the square channel ranging from 100 to 1200. Effects of orifice baffle on heat transfer and pressure loss in the square channel are studied. It is found that the orifice baffle performs better than the smooth square channel for all Reynolds number values. The decrease of the DR leads to an increase in the Nusselt number and friction factor. The computational results reveal that the DR of 0.5 provided the highest on both heat transfer and friction factor.

**Keywords:** square channel, orifice baffle, heat exchanger, friction

### 1. บทนำ

การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นอย่างยิ่งในการประยุกต์ใช้ในในอุปกรณ์ด้านอุตสาหกรรมต่าง ๆ ดังนั้นจึงได้มีการนำเทคนิควิธีต่าง ๆ เพื่อเป็นการเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนและเพิ่มสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ตัวอย่างเทคนิคที่ใช้กันอย่างแพร่หลาย คือ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยอาศัยการติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบปั่นป่วนที่เรียกว่า turbulators เช่น ครีป (ribs) [1], แผ่นขรุขระหรือผิวท่ที่มีการเจาะร่อง (grooves/dimples) [2], ปีก (winglets) [3] และแผ่นกั้น (baffles) [4] โดยตัวสร้างการไหลปั่นป่วนนี้ถูกนำมาใช้เพื่อเป็นการก่อการไหล

ทำให้เกิดการหมุนวนของการไหลแนวยาวและเพิ่มการผสมให้ดียิ่งขึ้น ซึ่งวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนี้ได้มีการนำมาประยุกต์ใช้ทางด้านวิศวกรรมในสายงานต่าง ๆ เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดกะทัดรัด เครื่องทำอากาศเย็นจากแผงรับแสงอาทิตย์ และแผงระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์

เนื่องจากระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นระบบที่สำคัญสำหรับโรงงานอุตสาหกรรมต่าง ๆ ดังนั้นจึงได้มีความสนใจในการศึกษาในส่วนของการเพิ่มการแลกเปลี่ยนความร้อนและพฤติกรรมของการไหลรวมถึงค่าความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นโดยมีการศึกษาทั้งในส่วนของการใช้การทดลองและในส่วนของการศึกษาโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข

\*ผู้ติดต่อ: E-Mail: kppongje@kmitl.ac.th, เบอร์โทรศัพท์: (662) 329-8350-1, โทรสาร: (662) 329-8352

หรือการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อเป็นการศึกษาถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้น Han และคณะ [5,6] ทำการศึกษาโดยใช้การทดลองเพื่อดูค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการเพิ่มครีบทามุมที่ผนังทั้งสองด้านของท่อ โดยมีค่า  $L/b = 10$  และ  $b/D = 0.0625$  จากการศึกษาสรุปได้ว่า ครีบทามุมและครีบริบตัวทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน Murata และ Mochizuki [7] ทำการศึกษาโดยใช้วิธีเชิงตัวเลขแบบ large eddy simulation (LES) ของค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อเหลี่ยมที่มีการเพิ่มครีบริบ โดยมีค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ดังนี้  $b/D = 0.1$ ,  $L/b = 10$  และ  $60^\circ$  จากผลการศึกษาสรุปได้ว่า การเพิ่มครีบริบในลักษณะดังกล่าวทำให้เกิดการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน

ได้มีการทำการศึกษาและรวบรวมเกี่ยวกับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยผิวการถ่ายเทความร้อนแบบเป็นคาบที่มีการเพิ่มครีบริบในท่อที่มีการให้ความร้อนที่ผิวด้านบนเพียงด้านเดียว โดยมีการศึกษาทั้งในส่วนของการใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขและการศึกษาโดยทำการทดลองจริง ซึ่งการรวบรวมข้อมูลดังกล่าวได้มีการนำเสนอโดย Hans และ คณะ [8] และ Varun และคณะ [9] ได้มีการศึกษาการไหลแบบเป็นคาบสำหรับการไหลที่มีการพัฒนาเต็มที่โดยใช้วิธีคำนวณเชิงตัวเลขในส่วนของการศึกษาพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อทั้งการไหลแบบลามินาร์และการไหลแบบปั่นป่วนโดย Patankar และคณะ [10] Berner et al. [11] ทำการศึกษาพฤติกรรมการไหลแบบลามินาร์ในช่องขนานที่มีการติดตั้งแผ่นกันทามุม  $90^\circ$  องศาทั้งด้านบนและด้านล่างของท่อ โดยมีการจัดวางแบบเอียง พบว่าการไหลที่ค่า  $Re$  น้อยกว่า 600 จะไม่ทำให้เกิด vortex shedding Webb และ Ramadhyani [12] ได้นำเอาหลักของการไหลแบบเป็นคาบของการไหลที่พัฒนาเต็มที่ซึ่งได้มีการศึกษาไว้จากอ้างอิงที่ [10] ทำการศึกษาโดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขของการไหลและค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวเรียบและท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกันที่มีการวางแบบเอียง Kellar and Patankar [13] ศึกษาวิจัย

ลักษณะค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อขนานที่มีการติดตั้งแผ่นกัน ในลักษณะการจัดวางแบบเอียงและพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะเพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของความสูงของแผ่นกัน รวมถึงการลดลงของระยะห่างระหว่างแผ่นกัน

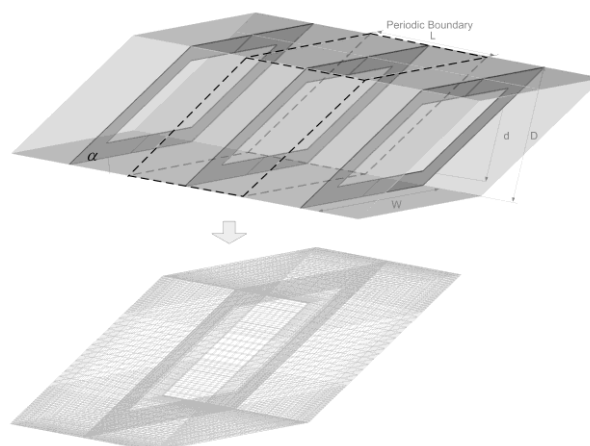
การศึกษาโดยใช้แบบวิธีการคำนวณเชิงตัวเลขแบบสามมิติของการไหลแบบเป็นคาบที่มีการพัฒนาการไหลเต็มที่สำหรับการพาความร้อนแบบบังคับของการไหลแบบลามินาร์ มีการให้ความร้อนแบบพลักซ์ความร้อนคงที่ที่ด้านบนและด้านล่างของผนังได้ถูกศึกษาโดย Lopez และคณะ [14] Guo และ Anand [15] ศึกษาและวิจัยค่าการถ่ายเทความร้อนแบบสามมิติในท่อขนานที่มีการติดตั้งครีบริบที่ทางเข้า

จากงานวิจัยที่ผ่านมา ได้มีการศึกษาถึงพฤติกรรมการไหลและค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อลักษณะต่าง ๆ โดยการเพิ่มครีบริบและแผ่นกัน แผ่นออริฟิตแบบบางที่มีลักษณะคล้ายกับแผ่นกัน โดยมีการติดตั้งแบบทามุมยังไม่ได้มีรายงานในการศึกษาวิจัย ดังนั้น ในงานวิจัยนี้จึงได้นำเสนอการคำนวณเชิงตัวเลขสำหรับการไหลแบบลามินาร์ 3 มิติ โดยพิจารณาลักษณะการไหลเป็นคาบ ในท่อจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตวางเอียงที่ผนังด้านในท่อ โดยศึกษาถึงผลของสัดส่วนการ DR ของแผ่นออริฟิตที่มุมปะทะ  $\alpha = 30^\circ$  ที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ลักษณะการไหลและค่าความเสียดทาน

## 2. โครงร่างการไหลและพื้นฐานทางคณิตศาสตร์

### 2.1 รูปทรงของท่อที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิต

ระบบที่ให้ความสนใจเป็นท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสติดตั้งแผ่นออริฟิตทามุม ซึ่งแผ่นออริฟิต มีอัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างแผ่นต่อความสูงของท่อ ( $P/H$ ) หรือระยะพิชของมีค่าคงที่เท่ากับ 1.5H วางเอียงทามุมปะทะ,  $\alpha = 30^\circ$  และมีอัตราส่วนช่องเปิดต่อความสูงของท่อ ( $d/D$ ) ในช่วง 0.5-0.8 ความสูงของท่อหน้าตัดจัตุรัสที่ใช้ในการจำลองนี้มีค่า  $H = 0.05$  m และสมมติท่อยาวมาก ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งพิจารณาการไหลเป็นแบบ periodic



รูปที่ 1 รูปทรงของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นออริฟิตและโดเมนที่ใช้ในการคำนวณโดยคิดการไหลแบบ periodic ที่มีการสร้างตาข่ายสี่เหลี่ยมแบบไม่สม่ำเสมอ

## 2.2 พื้นฐานทางคณิตศาสตร์

การพัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส โดยมีสมมติฐานดังต่อไปนี้

- การไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบคงตัว 3 มิติ
- การไหลเป็นแบบลามินาร์และเป็นแบบอัดตัวไม่ได้
- คุณสมบัติของของไหลคงที่
- ไม่คำนึงแรงวัตถุและการสูญเสียเนื่องจากความหนืด
- ไม่คำนึงการแผ่รังสีความร้อน

จากสมมติฐานข้างต้น สำหรับการไหลในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส สมการควบคุมประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง สมการนาเวียร์-สโตก และสมการพลังงาน สามารถเขียนในรูปเทนเซอร์ในระบบพิกัดคาร์ทีเซียนดังนี้

สมการความต่อเนื่อง:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

สมการพลังงาน:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

เมื่อ  $\Gamma$  คือ การแพร่ทางความร้อน กำหนดโดย

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (4)$$

สมการควบคุมทั้งหมดจะถูก discretize โดยแบบแผนวิธีผลต่างกริดควอดราติก(Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK) แล้วทำการคำนวณหาผลเฉลยตามระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง [16] โดยแผนผังวิธีแบบ SIMPLE (Semi-implicit method for pressure-linked equations) ในการหาคำตอบจะพิจารณาถึงความแตกต่างของค่าการแปรเปลี่ยนน้อยกว่า  $10^{-5}$  ของทุกตัวแปร

ในงานวิจัยนี้มีตัวแปรที่ให้ความสนใจอยู่ 4 ตัวแปร คือ เลขเรย์โนลด์ ตัวประกอบเสียดทาน เลขนัสเซลท์ และ สมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งค่าเลขเรย์โนลด์นิยามโดย

$$Re = \rho \bar{u} D_h / \mu \quad (5)$$

ตัวประกอบเสียดทาน,  $f$  คำนวณได้จากความดันตกคร่อม,  $\Delta p$  ตลอดช่วงความยาว periodic ของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส,  $L$

$$f = \frac{(\Delta p / L) D_h}{(1/2) \rho \bar{u}^2} \quad (6)$$

การถ่ายเทความร้อนคำนวณหาจากค่าเลขนัสเซลท์เฉพาะที่ ซึ่งสามารถเขียนได้เป็น

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (7)$$

ค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (8)$$

สมรรถนะเชิงความร้อน,  $\eta$

$$\eta = (Nu / Nu_0) / (f / f_0)^{1/3} \quad (9)$$

เมื่อ  $Nu_0$  และ  $f_0$  คือ เลขนัสเซลท์และตัวประกอบเสียดทานของท่อผิวเรียบ ตามลำดับ

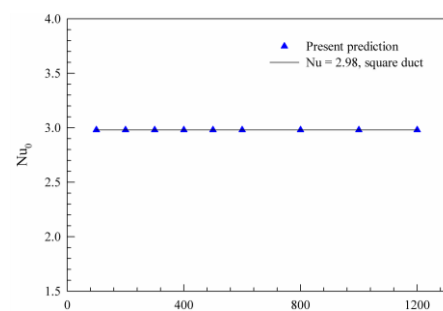
สำหรับการไหลในท่อจัตุรัสนี้ โดเมนที่ใช้ในการคำนวณหาผลเฉลยเป็นเอลิเมนต์รูปทรงสี่เหลี่ยมและแบ่งกริดแบบไม่สม่ำเสมอ (Non-uniform grid) การหาผลกระทบของกริดที่มีผลต่อคำตอบ ได้ทำการเปรียบเทียบผลเฉลยโดยใช้จำนวนของกริดที่แตกต่างกัน คือ ที่ 80,000 และ 160,000 พบว่าเมื่อขนาดเพิ่มขึ้นเป็น 160,000 ค่าเลขนัสเซลท์เปลี่ยนแปลงน้อยกว่า 1.5% ดังนั้นจึงเลือกจำนวนกริดเท่ากับ 80,000 ไปใช้ในการศึกษาอิทธิพลของค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ต่อไป

## 2.3 เงื่อนไขขอบ

พิจารณาทางเข้าและทางออกเป็นแบบ periodic translation สมมติอากาศที่ 300 K และมีค่าเลขพรานด์ 0.7 ไหลเข้าด้วยอัตราความเร็วคงที่ รูปร่างความเร็วทางเข้าและทางออกเหมือนกัน สมมติคุณสมบัติทางกายภาพของอากาศมีค่าคงที่ โดยอ้างอิงที่อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้า เงื่อนไขขอบเขตไม่มีการลื่นไถลที่ผนัง (no-slip conditions) หรือความเร็วที่ผนังมีค่าเท่ากับศูนย์ เป็นผนังที่อยู่กับที่ (stationary wall) กำหนดให้ที่ผนังทุกด้านของท่อจัตุรัสมีอุณหภูมิคงที่ 310 K และสมมติให้แผ่นออริฟิตเป็นแผ่นกั้นความร้อนไม่สามารถผ่านได้

## 3. ผลการทดลองและวิจารณ์ผล

### 3.1 การพิสูจน์ความถูกต้องของท่อจัตุรัสผิวเรียบ



(a)

(b)

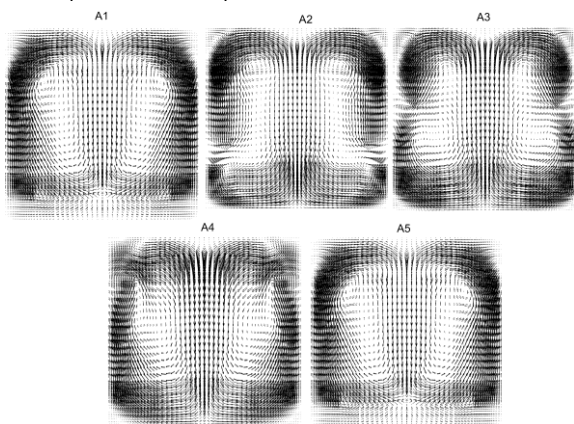
รูปที่ 2 การตรวจสอบความถูกต้องของ (a) เลขนัสเซลท์ (b) ตัวประกอบเสียดทานของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ

ในการพิสูจน์ความถูกต้องของการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานในท่อจัตุรัสผิวเรียบที่ไม่มีการเพิ่มการติดตั้งแผ่นออ

วิธีคิด โดยทำการเปรียบเทียบระหว่างค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลขและผลเฉลยแม่นยำตรงภายใต้เงื่อนไขเดียวกันนี้ ซึ่งค่าผลเฉลยแม่นยำตรงนี้สามารถศึกษาได้จากอ้างอิง [17] โดยพบว่าค่าที่ได้จากวิธีเชิงตัวเลขจะมีความคลาดเคลื่อนจากผลเฉลยแม่นยำตรงประมาณ 0.5% ทั้งในส่วนของการคำนวณค่าเลขนัสเซลล์และค่าตัวประกอบเสียดทาน ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้โดยวิธีเชิงตัวเลขทั้งที่มีความสอดคล้องกันกับผลเฉลยแม่นยำตรงอย่างดีและมีความน่าเชื่อถือได้

### 3.2 โครงสร้างการไหล

โครงสร้างของการไหลในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่ติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุมปะทะ  $30^\circ$  ที่ค่าสัดส่วน  $d/D$ ,  $DR = 0.7$  และ  $Re = 800$  จากรูปที่ 3 แสดงเวกเตอร์ของการไหลผ่านแผ่นออริฟิต พบว่าการเพิ่มแผ่นออริฟิตทำให้เกิดการหมุนวนและการกระแทกที่ผนังท่อของกระแสการไหล เมื่ออากาศไหลผ่านแผ่นออริฟิตจะเกิดการหมุนวนที่ด้านหลังของแผ่นออริฟิตและเกิดการกระแทกของกระแสการไหลที่บริเวณผนังทั้งสี่ด้านของท่อ โดยเฉพาะบริเวณด้านหลังของแผ่นออริฟิตที่จะมีการเหนี่ยวนำให้เกิดการกระแทกของกระแสซึ่งส่วนนี้เป็นส่วนสำคัญที่ทำให้เกิดการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยแกนการไหลจะมีการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งแตกต่างกันออกไปดังรูป ซึ่งแกนการไหลจะมีตำแหน่งที่เปลี่ยนแปลงตาม หน้าตัด A1 ถึง A5 จากหน้าตัดดังกล่าวจะสังเกตเห็นทั้งในส่วนของการไหลของกระแสหลัก และกระแสน้อยที่หมุนวนในส่วนของมุมของท่อ



รูปที่ 3 เวกเตอร์สำหรับการไหลในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่  $Re = 800$  และ  $DR = 0.7$

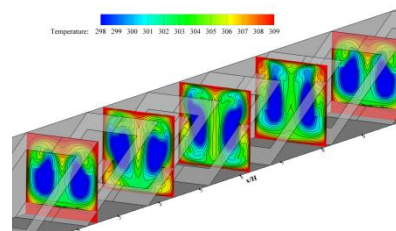
### 3.3 การถ่ายเทความร้อน

จากรูปที่ 4 แสดงคอนทัวร์หรือการกระจายของสนามอุณหภูมิสำหรับแผ่นออริฟิตวางเอียงที่ค่า  $Re = 800$  และ  $DR = 0.7$  ซึ่งพบว่าบริเวณชั้นขีดผิวความร้อนที่จะบางกว่ากรณีท่อผิวเรียบซึ่งแสดงให้เห็นว่าการติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุมจะทำให้เกิดการก่อวนบริเวณชั้นขีดผิว ซึ่งส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศและผนังมีอัตราที่สูงขึ้น จากรูปแสดงให้เห็นได้ว่าบริเวณผนังด้านข้างทั้งสองด้านจะมีชั้นขีดผิวความร้อนที่บางมากกว่าผนังด้านบนและล่าง ซึ่งกรณีการเพิ่มแผ่นออริฟิต  $DR = 0.5$  ให้การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณผนังสูงกว่า

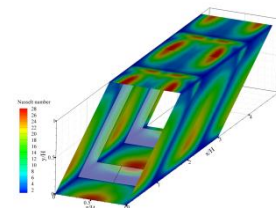
กรณีอื่น ๆ ในทุกกรณีที่ทดสอบ เนื่องจากกรณีนี้จะทำให้เกิดกระแสการไหลที่มีการกระแทกสูงที่สุด

รูปที่ 5 แสดงคอนทัวร์หรือการกระจายตัวของเลขนัสเซลล์สำหรับแผ่นออริฟิตวางเอียงที่ค่า  $Re = 800$  และ  $DR = 0.7$  พบว่าการกระแทกที่ผนังทั้งสี่ด้านของท่อทำให้มีอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น โดยส่วนที่มีการแสดงคอนทัวร์สีแดงจะเป็นส่วนที่มีการเกิดการกระแทกของกระแสการไหลมากที่สุดซึ่งจะเกิดที่บริเวณด้านบนและด้านล่างของท่อ

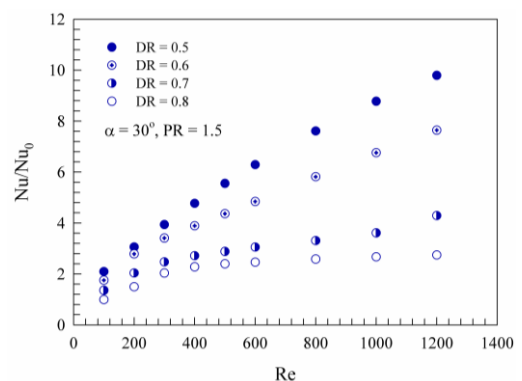
รูปที่ 6 แสดงการแปรเปลี่ยนค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ส ของแผ่นออริฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ  $30^\circ$  ที่ค่า  $DR$  ต่าง ๆ จากกราฟ พบว่าเมื่อค่า  $DR$  ลดลง ทำให้ค่าเลขนัสเซลล์เพิ่มมากขึ้น โดย  $DR = 0.5$  จะให้ค่าเลขนัสเซลล์มากที่สุด โดยมีค่าเลขนัสเซลล์เท่ากับ 10 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ โดยในการใช้แผ่นออริฟิตที่มีค่า  $DR = 0.5-0.8$  จะให้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนอยู่ในช่วง 1-10 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ



รูปที่ 4 ภาพตัดคอนทัวร์อุณหภูมิบนระนาบขวางการไหล ในตำแหน่งต่าง ๆ ของท่อจัตุรัสที่ติดตั้งแผ่นออริฟิต สำหรับ  $Re = 800$  และ  $DR = 0.7$



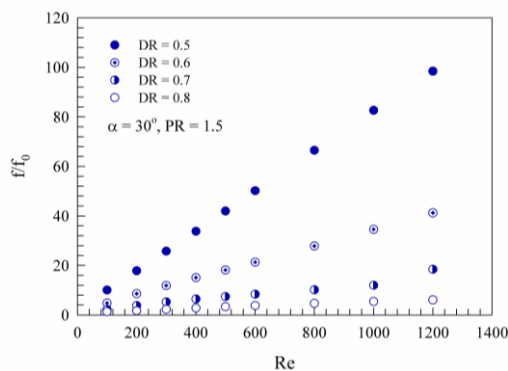
รูปที่ 5 ภาพตัดคอนทัวร์เลขนัสเซลล์ ของท่อจัตุรัสที่ติดตั้งแผ่นออริฟิต สำหรับ  $Re = 800$  และ  $DR = 0.7$



รูปที่ 6 การแปรเปลี่ยนของค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์สของแผ่นออริฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ  $30^\circ$  ที่ค่า  $DR$  ต่าง ๆ

### 3.4 การสูญเสียความดัน

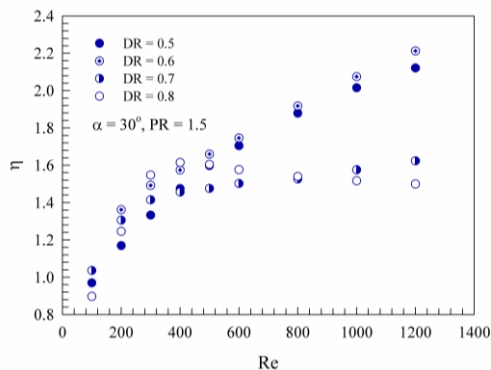
รูปที่ 7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขเรย์โนลด์กับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานระหว่างท่อจัดรีดติดตั้งแผ่นออริฟิตต่อท่อจัดรีดผิวเรียบ,  $(f/f_0)$  ที่ค่า DR ต่าง ๆ ซึ่งเมื่อพิจารณาช่วงเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 100 ถึง 1200 พบว่าค่าเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มขึ้นมีผลทำให้อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นตาม และเมื่อทำการเพิ่มค่า DR ทำให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีค่าลดลง กรณีแผ่นออริฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ  $30^\circ$  ที่  $DR = 0.5$  มีอัตราการเพิ่มค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด โดยให้ค่าเป็น 100 เท่าของท่อผิวเรียบ จากกราฟสรุปได้ว่าการติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุม โดยมีค่า  $DR = 0.5-0.8$  จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานอยู่ในช่วง 1-100 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ



รูปที่ 7 การแปรเปลี่ยนของค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานของแผ่นออริฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ  $30^\circ$  ที่ค่า DR ต่าง ๆ

### 3.5 สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 8 แสดงความแปรเปลี่ยนค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ ของท่อจัดรีดติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุม โดยมีค่า  $DR = 0.5-0.8$  พบว่าค่าเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มสูงขึ้นมีผลต่อการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะเชิงความร้อนในช่วงเลขเรย์โนลด์ที่พิจารณา โดยค่า  $DR = 0.6$  จะให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงที่สุดที่ทำการพิจารณา โดยมีค่าเท่ากับ 2.2 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 1200 ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่ได้จากการติดตั้งแผ่นออริฟิตที่มี  $DR = 0.5-0.8$  จะมีค่าอยู่ในช่วง 0.9-2.2



รูปที่ 8 การแปรเปลี่ยน  $\eta$  ของแผ่นออริฟิตวางเอียงทำมุมปะทะ  $30^\circ$  ที่ค่า DR ต่าง ๆ

### 4. สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองข้างต้นสามารถสรุปได้ว่า ท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสมีการติดตั้งแผ่นออริฟิตเอียงทำมุมปะทะ  $30^\circ$  โดยมีค่า  $DR = 0.5-0.8$  จะช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน 1 เท่า ถึง 10 เท่า, มีความเสียดทานเพิ่มขึ้น 1 ถึง 100 เท่า เมื่อเปรียบเทียบกับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ และให้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนอยู่ในช่วง 0.9-2.2

สำหรับท่อจัดรีดที่ติดตั้งแผ่นออริฟิตทำมุม พบว่าค่า  $DR = 0.5$  จะให้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด ส่วนค่า  $DR = 0.6$  จะให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 1200 ซึ่งเป็นเลขเรย์โนลด์ที่สูงที่สุดที่ทำการพิจารณา

### 5. เอกสารอ้างอิง

- [1] Promvong, P., Thianpong, C., 2008. Thermal performance assessment of turbulent channel flow over different shape ribs. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No.10, pp. 1327-1334.
- [2] Ridouane, E.H., Campo, A., 2008. Heat transfer enhancement of air flowing across grooved channels: joint effects of channel height and groove depth. *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 130, No.2,
- [3] Chompookham, T., Thianpong, C., Kwankaomeng, S., Promvong, P., 2010. Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 2, pp. 163-169.
- [4] Sripattanapipat, S., Promvong, P., 2009. Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles. *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, No. 1, pp. 32-38.
- [5] Han, J.C., Zhang, Y.M., Lee, C.P., 1991. Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and V-shaped angled ribs. *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 590-596.
- [6] Han, J.C., Zhang, Y.M., Lee, C.P., 1992. Influence of surface heat flux ratio on heat transfer augmentation in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs. *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 872-880.
- [7] Murata, A., Mochizuki, S., 2001. Comparison between laminar and turbulent heat transfer in a stationary square duct with transverse or angled rib turbulators. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 1127-1141.
- [8] Hans, V.S., Saini, R.P., Saini, J.S., 2009. Performance of artificially roughened solar air heaters—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13, pp. 1854-1869.
- [9] Varun, Saini, R.P., Singal, S.K., 2007. A review on roughness geometry used in solar air heaters. *Solar Energy*, Vol. 81, pp. 1340-1350.
- [10] Patankar, S.V., Liu, C.H., Sparrow, E.M., 1977. Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area. *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 99, pp. 180-186.
- [11] Berner, C., Durst, F., McEligot, D.M., 1984. Flow around baffles. *Trans. ASME J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 743-749.
- [12] Webb, B.W., Ramadhyani, S., 1985. Conjugate heat transfer in a channel with staggered ribs. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 1679-1687.
- [13] Kelkar, K.M., Patankar, S.V., 1987. Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins. *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 25-30.
- [14] Lopez, J.R., Anand, N.K., Fletcher, L.S., 1996. Heat transfer in a three-dimensional channel with baffles. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 30, pp. 189-205.
- [15] Guo, Z., Anand, N.K., 1997. Three-dimensional heat transfer in a channel with a baffle in the entrance region. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, Vol. 31, No. 1, pp. 21-35.
- [16] Patankar, S.V., 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. McGraw-Hill, New York.
- [17] Incropera, F., Dewitt, P.D., 1996. *Introduction to heat transfer*. 3<sup>rd</sup> edition John Wiley & Sons Inc.



การทำงานแบบมาสเตอร์-สเลฟ ระหว่างแขนกลแฮปติก 6 องศาอิสระ  
โครงสร้างแบบขนาน และ แขนกลลูกผสมแบบขนาน 5 แกนตระกูล เอช-4  
Master-Slave Operation for a 6-DOF Parallel Haptic Device and  
a Hybrid 5-Axis H-4 Family Parallel Manipulator

เรืองยศ อารยวงศ์กุล<sup>1</sup> และ วิบูลย์ แสงวีระพันธุ์ศิริ<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ถ.พญาไท ปทุมวัน กรุงเทพมหานคร 10330.

E-mail: Ruengyos.A@Student.chula.ac.th, viboon.s@chula.ac.th, 0-2218-6610-1, โทรสาร 0-2252-8889

## บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการนำเสนอระบบการทำงานแบบมาสเตอร์-สเลฟ สำหรับสร้างชิ้นงานแบบกัด แขนหุ่นยนต์ที่ทำงานแบบมาสเตอร์-สเลฟที่พัฒนาขึ้นนี้ประกอบด้วยแขนกลแฮปติก 6 องศาอิสระ โครงสร้างแบบขนานทำหน้าที่เป็นแขนกลนำหรือมาสเตอร์ และแขนกลลูกผสมที่มีโครงสร้างแบบขนาน 5 แกนตระกูลเอช-4 ทำหน้าที่เป็นแขนกลตามหรือสเลฟ การพัฒนาระบบแขนกลนี้ มีจุดมุ่งหมายเพื่อให้สามารถทำงานร่วมกับผู้ดำเนินการในการสร้างชิ้นงานที่จัดให้เป็นการสร้างชิ้นงานต้นแบบอย่างรวดเร็วด้วยวิธีการกัดชิ้นงานแบบ 5 แกน โดยแขนกลแฮปติกจะทำการเก็บข้อมูลตำแหน่งพื้นผิวของชิ้นงานที่ต้องการทำซ้ำ จากนั้นจึงส่งข้อมูลตำแหน่งดังกล่าวไปยังระบบควบคุมแขนกลตามเพื่อให้แขนกลตามเคลื่อนที่ตามตำแหน่งที่บันทึกจากแขนกลนำและทำการกัดซ้ำชิ้นงาน

งานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบการเคลื่อนที่และความสามารถในการสร้างแรงสะท้อนกลับไปยังมือของผู้ควบคุมแขนกลนำที่เป็นแขนกล แฮปติกที่สร้างขึ้น พบว่าผู้ดำเนินการสามารถควบคุมการทำงานของระบบแขนกลได้ดีและแรงสะท้อนกลับที่เกิดขึ้นส่งผลต่อความรู้สึกที่มือของผู้ควบคุมในขณะที่กัดชิ้นงานอย่างมีนัยสำคัญ ส่วนการปรับปรุงแขนกลตามเพื่อให้สามารถกัดซ้ำชิ้นงานวัสดุไม้ และ โฟม พบว่าชิ้นงานที่กัดได้จากแขนกลตามมีขนาดผิดพลาดในระดับ 1 มิลลิเมตรซึ่งเป็นข้อจำกัดของความสามารถในการวัดของอุปกรณ์ตรวจวัดที่ตั้งในแขนกลทั้งสอง

คำหลัก: แฮปติก / ชิ้นงานต้นแบบ / แรงสะท้อนกลับ

## Abstract

This paper illustrates a master-slave operation, for material removal processes, using in part prototyping processes which are consisted of a 6-DOF parallel haptic device as a master arm and a hybrid 5-Axis H-4 family parallel manipulator as a slave arm. The master-slave system is designed and built for 5-axis milling processes and aimed to use in a man-machine interfaced for material removal processes of rapid prototyping system. The haptic arm or the master arm with force reflection capability is used for measuring of 3D surface information, points and orientations, of the referenced object. The measured coordinates are used as reference information to control positions and orientations of the end-effector of the slave manipulator arm, a 5-Axis machine. The experimental results show that the operator with feeling of force, by operating the haptic device, can better control of the slave manipulator arm in material removal processes. Force reflection information improves the feeling of operation significantly. The results also show good accuracy with average error about 1 mm due to the limitation of the measurement sensors attached.

**Keywords:** Haptic / Master-Slave / Parallel Manipulator

## 1. บทนำ

งานวิศวกรรมย้อนกลับ (reverse engineering) และ งานสร้างต้นแบบอย่างรวดเร็ว (rapid prototyping) มีประโยชน์ต่อภาคอุตสาหกรรมอย่างมาก แต่ในขณะเดียวกันผู้ดำเนินงานก็ต้องอาศัยทักษะ ความรู้ และความชำนาญด้านต่างๆ เช่น การวัดขนาดด้วยเครื่องวัด CMM การทำงานกับเครื่อง CNC และ การใช้โปรแกรมด้าน CAD/CAM เมื่อพิจารณางานวิศวกรรมย้อนกลับพบว่า มีขั้นตอนการทำงานเริ่มจากการ

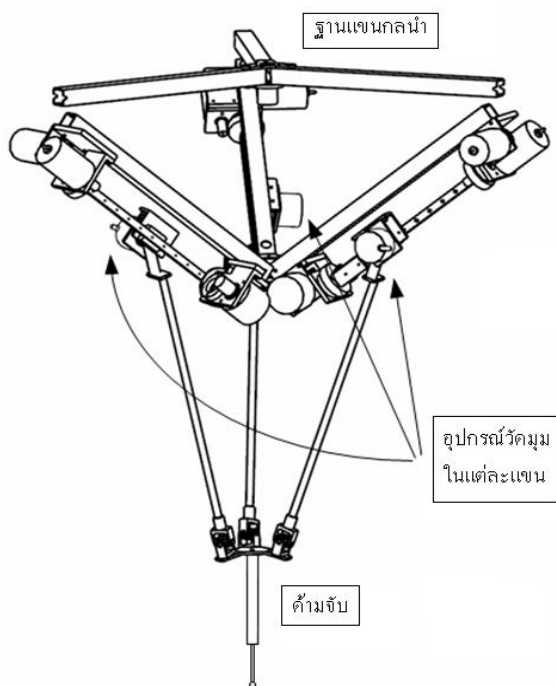
วัดขนาดของชิ้นงานต้นแบบดินเหนียวหรือชิ้นงานที่ต้องการทำซ้ำแล้ว จึงนำพิกัดของชิ้นงานที่วัดได้ไปสร้างแบบสามมิติในคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรมด้าน CAD และ ใช้โปรแกรมด้าน CAM เพื่อสร้างเส้นทางการกัดชิ้นงานด้วยเครื่อง CNC ต่อไป ส่วนการสร้างชิ้นงานต้นแบบอย่างรวดเร็วจะอาศัยแบบสามมิติที่ได้จากโปรแกรมด้าน CAD แล้วจึงนำไปใช้กับการสร้างชิ้นงานด้วยเครื่องสร้างต้นแบบอย่างรวดเร็ว

ขั้นตอนการทำงานที่ได้กล่าวมานั้นต้องอาศัยระยะเวลาในการดำเนินการค่อนข้างมากเนื่องจาก จุดพิคคของผิวชิ้นงานที่วัดได้จาก ส่วนของงานวิศวกรรมย้อนกลับนั้นยังไม่สามารถนำไปสร้างเส้นทางเดินของเครื่อง CNC โดยตรง แต่ต้องผ่านกระบวนการสร้างแบบสาม มิติและการปรับแต่งพื้นผิวด้วยโปรแกรมทางด้าน CAD ก่อน ดังนั้น ผู้วิจัยจึงได้นำเสนอแนวทางเพื่อการแก้ปัญหาดังกล่าวโดยการใช้ระบบ แขนกลซึ่งประกอบด้วยแขนกลนำและ แขนกลตามทำหน้าที่ เริ่มตั้งแต่การวัดขนาดของชิ้นงานจนกระทั่งทำการกัดชิ้นงานตามแบบ ที่ต้องการไปพร้อมๆกัน

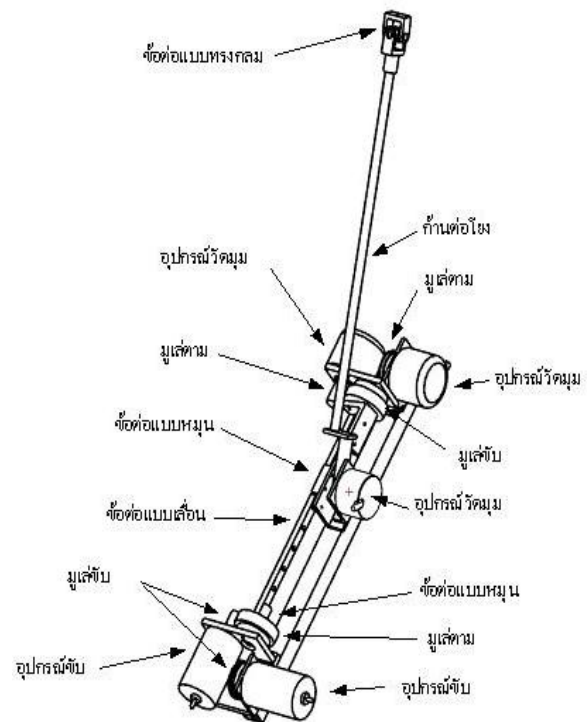
## 2. แขนกลนำ (Master Arm)

แขนกลนำที่ได้พัฒนาขึ้นมาแสดงไว้ในรูปที่ 1 เป็นแขนกล แสปดิก 6 องศาอิสระ โครงสร้างแบบขนานแบ่งโครงสร้างเป็น 3 แขน แต่ละแขนมีลักษณะเหมือนกันและมีฐานวางตำแหน่งทำมุมกัน 120 องศา แขนทั้งสามเชื่อมต่อไปยังค้ำจับด้วยข้อต่อแบบ ยูนิเวอร์แซล (universal) อุปกรณ์หลักของแต่ละแขนประกอบด้วย อุปกรณ์วัด มุม (Encoder) จำนวน 3 ตัว และ มอเตอร์ซึ่งทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์ขับ เพื่อสร้างแรงกระทำต่อมือผู้ดำเนินการจำนวน 2 ตัว ดังในรูปที่ 2

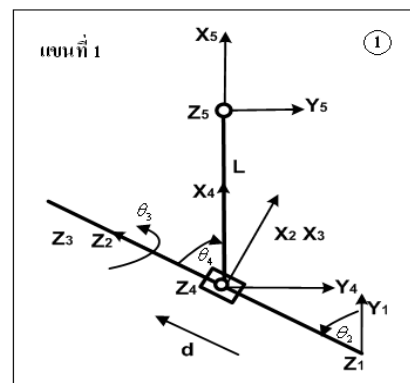
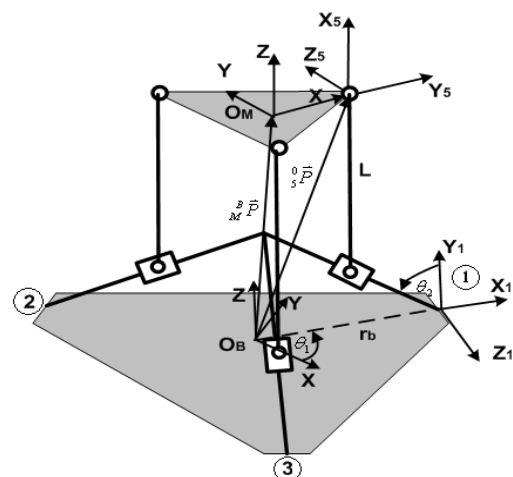
ตำแหน่งการเคลื่อนที่และทิศทางของปลายแขนกลนำ สามารถหาจากสมการฟอร์เวิร์ดคิเนแมติกหากเราทราบตำแหน่งการ หมุนของอุปกรณ์วัดมุมทั้งหมด 9 ตัว เพื่อให้สะดวกต่อการพิจารณา ในขั้นตอนการวิเคราะห์ฟอร์เวิร์ดคิเนแมติกจึงได้แสดงภาพแขนกลนำ โดยหมุนภาพกลับขึ้นมาในแนวตั้ง ดังรูปที่ 3



รูปที่ 1 โครงสร้างของแขนกลนำ



รูปที่ 2 โครงสร้างแต่ละแขนของแขนกลนำ



รูปที่ 3 การกำหนดตำแหน่งแกนบนโครงสร้าง

เมื่อกำหนดตำแหน่งของแกนต่างๆ ตัวแปร และ  
ค่าพารามิเตอร์จะสามารถหาพิกัดของแกนที่ 5 (Coordinate Frame 5)  
สำหรับแขนกลนำในแต่ละแขนได้จากฟอร์เวิร์ดคิเนแมติกดังนี้

$$\begin{bmatrix} {}^B_P \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (c\theta_1 c\theta_2 c\theta_3 - s\theta_1 s\theta_3) s\theta_4 - c\theta_1 s\theta_2 c\theta_4 L - d^1 (c\theta_1 s\theta_2 + r_6 c\theta_1) \\ (s\theta_1 c\theta_2 c\theta_3 + c\theta_1 s\theta_3) s\theta_4 - s\theta_1 s\theta_2 c\theta_4 L - d^1 (s\theta_1 s\theta_2 + r_6 s\theta_1) \\ (s\theta_2 c\theta_3 s\theta_4 + c\theta_2 c\theta_4) L + d^1 (c\theta_2) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

เมื่อตัวแปร  $i$  แทนแขนที่ 1 2 และ 3 หากได้ทำการหา  
ตำแหน่งแกนที่ 5 ของแขนทั้ง 3 แขนแล้วจะสามารถหาตำแหน่งพิกัด  
ของฐานค้ำมือจับ ( $O_M$ ) เทียบกับ ฐาน ( $O_B$ ) คือ

$${}^B_P = \frac{1}{3} ({}^B_P^1 + {}^B_P^2 + {}^B_P^3) \quad (2)$$

ส่วนทิศทาง (Orientation) ของค้ำมือจับเทียบกับฐาน ( $O_B$ )  
แสดงโดยเวกเตอร์  $\vec{n}$   $\vec{o}$  และ  $\vec{a}$

$$\vec{n} = \frac{{}^B_P^1 - {}^B_P}{|{}^B_P^1 - {}^B_P|} \quad (3)$$

$$\vec{o} = \frac{{}^B_P^2 - {}^B_P^3}{|{}^B_P^2 - {}^B_P^3|} \quad (4)$$

$$\vec{a} = \vec{n} \times \vec{o} \quad (5)$$

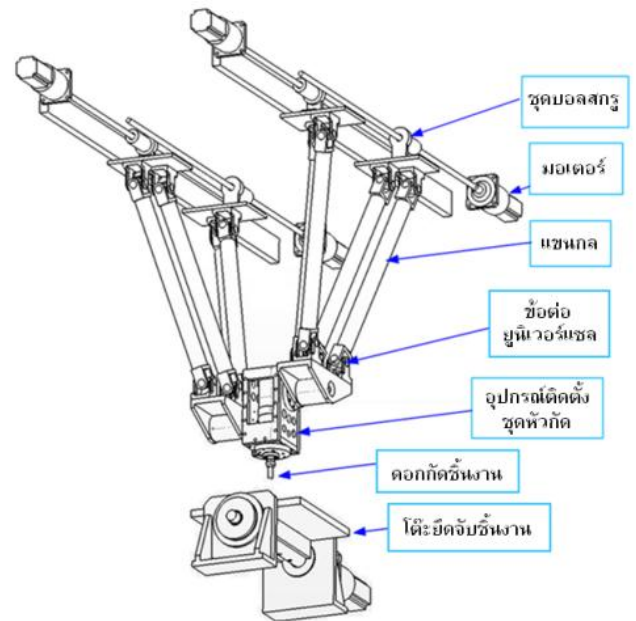
สามารถทำการจัดรูปแบบเมตริกซ์ (Transformation Matrix)  
ระหว่างฐานค้ำมือจับ และ ฐานของแขนกลนำ ดังนี้

$${}^B_M T = \begin{bmatrix} \vec{n} & \vec{o} & \vec{a} & {}^B_P \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

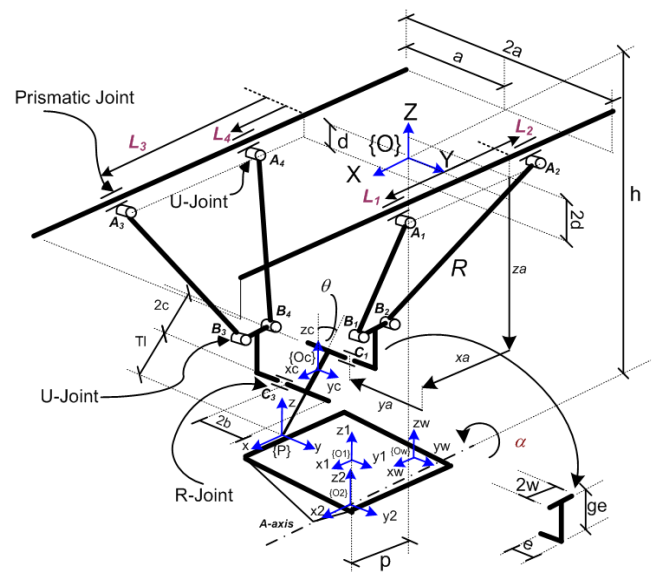
### 3. แขนกลตาม (Slave Arm)

แขนกลเคลื่อนที่ตามเป็นแขนกลที่มีโครงสร้างแบบขนาน  
5 แกนตรงดูละ-4 จะมีการเคลื่อนที่แบบ 5 องศาอิสระประกอบด้วย  
สาม องศาอิสระในทิศทางการเลื่อนไถลตามแนวแกน  $x y z$  หนึ่งองศา  
อิสระในทิศทางการหมุนรอบแกน  $y$  และ อีกหนึ่งองศาอิสระจากการ  
หมุนไต่ระดับขึ้นงาน สามารถแสดงส่วนประกอบต่างๆของแขนกล  
ดังรูปที่ 4

การวิเคราะห์อินเวอร์สคิเนแมติกเพื่อหามุมที่มอเตอร์แต่ละ  
ตัวจะต้องหมุนไปขับเคลื่อนชุดบอลสกรูจนกระทั่งปลายคอกักอยู่ใน  
ตำแหน่งที่ต้องการนั้นสามารถทำได้โดยกำหนดตัวแปรและ  
ค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ของแขนกลดังแสดงในรูปที่ 5



รูปที่ 4 ส่วนประกอบของแขนกลตาม



รูปที่ 5 การกำหนดตัวแปรและพารามิเตอร์ต่างๆ

ระยะทางที่ข้อต่อแบบเลื่อน (prismatic joint) เคลื่อนที่ไป  
นั้นเกิดจากการหมุนของมอเตอร์และระยะพิชช์ของบอลสกรู เรา  
สามารถหาระยะทางที่ ข้อต่อแบบเลื่อนทั้งสี่ข้อต่อจะต้องเคลื่อนที่ไป  
ได้ จากสมการอินเวอร์สคิเนแมติกของแขนกลตาม ดังสมการที่ 7-10

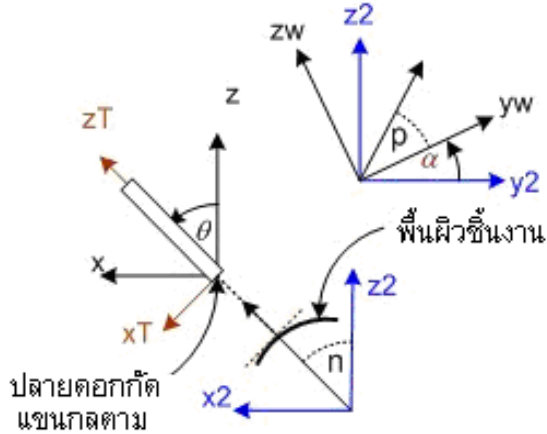
$$I_1 = (x_w + x_{O_w}^{O_1} + p) + (T_L + 2c)\sin(\theta) + w + \sqrt{R^2 - \left[ \begin{array}{l} -(y_w + y_{O_w}^{O_1})\cos(\alpha) + (z_w + z_{O_1}^{O_2})\sin(\alpha) \\ -b + a - e \end{array} \right]^2} - \sqrt{\left[ \begin{array}{l} -(y_w + y_{O_w}^{O_1})\sin(\alpha) - (z_w + z_{O_1}^{O_2})\cos(\alpha) \\ +h - (T_L + 2c)\cos(\theta) + d - ge \end{array} \right]^2} \quad (7)$$

$$I_2 = (x_w + x_{O_w}^{O_1} + p) + (T_L + 2c)\sin(\theta) - w - \sqrt{R^2 - \left[ \begin{array}{l} -(y_w + y_{O_w}^{O_1})\cos(\alpha) + (z_w + z_{O_1}^{O_2})\sin(\alpha) \\ -b + a - e \end{array} \right]^2} - \sqrt{\left[ \begin{array}{l} -(y_w + y_{O_w}^{O_1})\sin(\alpha) - (z_w + z_{O_1}^{O_2})\cos(\alpha) \\ +h - (T_L + 2c)\cos(\theta) + d - ge \end{array} \right]^2} \quad (8)$$

$$I_3 = (x_w + x_{O_w}^{O_1} + p) + T_L \sin(\theta) + w + \sqrt{R^2 - \left[ \begin{array}{l} (y_w + y_{O_w}^{O_1})\cos(\alpha) - (z_w + z_{O_1}^{O_2})\sin(\alpha) \\ -b + a - e \end{array} \right]^2} - \sqrt{\left[ \begin{array}{l} -(y_w + y_{O_w}^{O_1})\sin(\alpha) - (z_w + z_{O_1}^{O_2})\cos(\alpha) \\ +h - T_L \cos(\theta) - d - ge \end{array} \right]^2} \quad (9)$$

$$I_4 = (x_w + x_{O_w}^{O_1} + p) + T_L \sin(\theta) - w - \sqrt{R^2 - \left[ \begin{array}{l} (y_w + y_{O_w}^{O_1})\cos(\alpha) - (z_w + z_{O_1}^{O_2})\sin(\alpha) \\ -b + a - e \end{array} \right]^2} - \sqrt{\left[ \begin{array}{l} -(y_w + y_{O_w}^{O_1})\sin(\alpha) - (z_w + z_{O_1}^{O_2})\cos(\alpha) \\ +h - T_L \cos(\theta) - d - ge \end{array} \right]^2} \quad (10)$$

มุมการหมุนรอบแกน  $y$  ( $\theta$ ) และ มุมการหมุนของโต๊ะหมุน ( $\alpha$ ) ตามสมการที่ 7-10 แสดงไว้ในรูปที่ 6 โดยสามารถหาค่าได้จากสมการที่ 16-17



รูปที่ 6 การตั้งแกนของปลายแขนกลตาม

$$\alpha = \pm 90^\circ - \arctan\left(\frac{K_w}{J_w}\right) \quad (16)$$

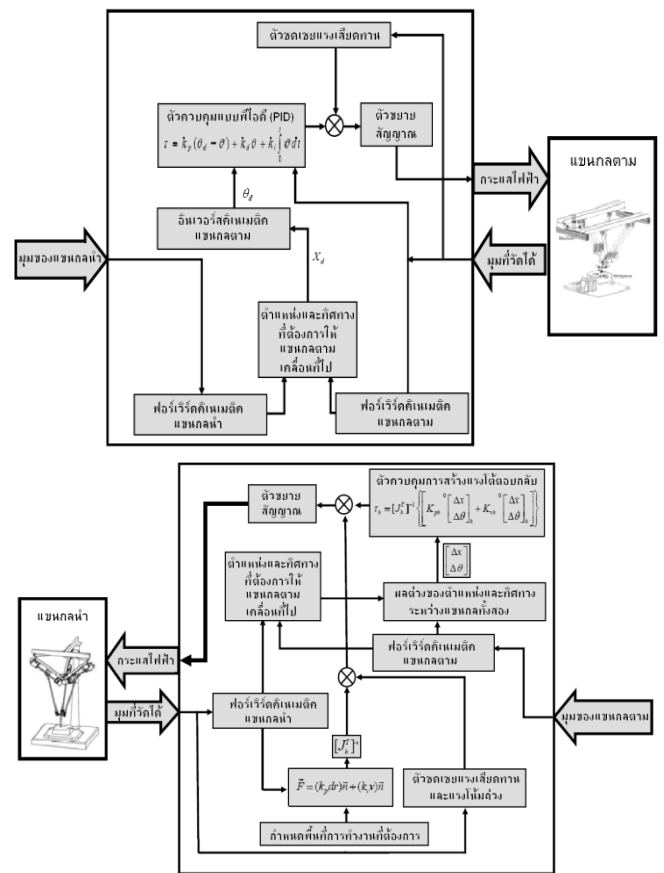
$$\theta = \arctan\left(\frac{I_w}{\sqrt{J_w^2 + K_w^2}}\right) \quad (17)$$

เมื่อ  $I_w, J_w$  และ  $K_w$  เป็นเวกเตอร์ตามแนวแกน  $x_w, y_w$  และ  $z_w$  ตามลำดับ

ค่าของ  $I_w, J_w, K_w$  หาได้โดยอาศัยข้อมูลตำแหน่งและทิศทางของปลายแขนกลนำที่เวลาต่างๆ ดังนั้นจึงต้องมีระบบควบคุมเพื่อให้แขนกลตามเคลื่อนที่ไปยังตำแหน่งและทิศทางที่แขนกลนำเคลื่อนไปได้อย่างถูกต้องและรวดเร็ว

#### 4. การทำงานของระบบแขนกล

แขนกลตามจะต้องทำการก๊อปปี้งานโดยอาศัยข้อมูลตำแหน่งและทิศทางที่ปลายคอกก๊อปปี้จะต้องเคลื่อนที่ไปจากแขนกลนำ จึงต้องมีระบบควบคุมเพื่อให้แขนกลตามเคลื่อนที่ไปยังตำแหน่งที่ต้องการแผนภาพของระบบควบคุมแสดงได้ดังรูปที่ 7



รูปที่ 7 แผนภาพการทำงานของระบบแขนกล

การทำงานของระบบแขนกลมีขั้นตอนดังนี้

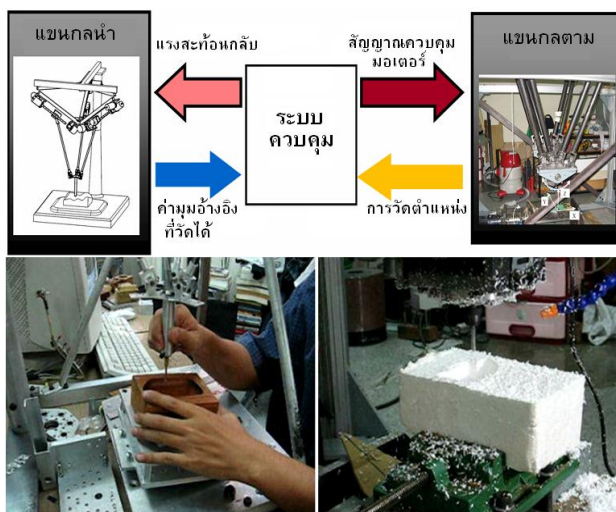
1. ระบบจะรับค่ามุมจากอุปกรณ์วัดมุมของแขนกลนำแล้วจึงทำการแปลงค่ามุนนั้นเป็นตำแหน่งและทิศทางของปลายแขนกลนำ
2. ส่งค่าตำแหน่งและทิศทางปลายแขนกลนำนี้ไปเป็นส่วนของการหาตำแหน่งและทิศทางที่ปลายแขนกลตามจะต้องเคลื่อนที่ไป
3. นำค่าตำแหน่งและทิศทางปลายแขนกลตามที่คำนวณได้มาหาค่ามุมที่ต้องการให้มอเตอร์ของ แขนกลตามแต่ละตัวหมุนไปจากสมการอินเวอร์ส คิเนมติก

4. ทำการควบคุมการหมุนของมอเตอร์แกนกลตามให้เป็นไปตามค่ามุมการหมุนในขั้นตอนที่ 3 โดยใช้การควบคุมแบบสัดส่วนร่วมกับอนุพันธ์ (PD)

5. นำค่ามุมการหมุนของมอเตอร์ที่วัดได้มาคำนวณหาตำแหน่งปลายแกนกลตามด้วยสมการพอร์เวอร์คินเมติก

6. เปรียบเทียบผลต่างระหว่างค่าตำแหน่ง ของแกนกลตามที่คำนวณได้จากขั้นตอนที่ 5 และ ค่าตำแหน่งของแกนกลนำที่คำนวณได้จากขั้นตอนที่ 1 แล้วจึงนำค่ามาใช้ในการสร้างสะท้อนกลับไปยังมือของผู้ดำเนินการ

ลักษณะการใช้งานระบบแกนกลในรูปที่ 8 ผู้ดำเนินการจะจับคันบังคับแกนกลนำให้เคลื่อนที่ส่งผลให้แกนกลตามเคลื่อนที่ที่กีดเซาะชิ้นงานออกมา



รูปที่ 8 การทำงานร่วมกับระบบแกนกล

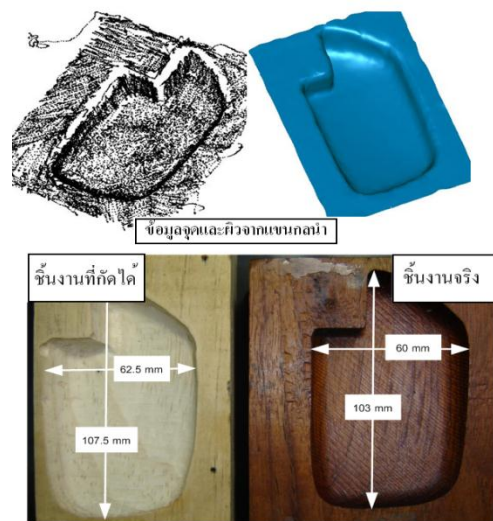
## 5. การทดสอบการกัดเซาะชิ้นงาน

ทำการทดสอบการกัดเซาะชิ้นงานโดยการนำชิ้นงานจริงที่ต้องการทำซ้ำมาวางที่ฐานของแกนกลนำและนำวัตถุจับ เช่น ไม้หรือโฟม มาวางบนฐานของแกนกลตาม จากนั้นจึงเริ่มการกัดชิ้นงานโดยผู้ดำเนินการใช้มือจับที่ด้ามจับของแกนกลนำแล้ว ทำการเคลื่อนด้ามจับให้ปลายด้ามจับซึ่งมีลักษณะเป็น ลูกเหล็กทรงกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3.5 มิลลิเมตร สัมผัสไปบนผิวชิ้นงานจริงจนทั่วชิ้นงาน ในระหว่างนั้นแกนกลตามจะทำการกัดเซาะวัตถุไปพร้อมๆกับการเคลื่อนมือของผู้ดำเนินการจนได้ชิ้นงานออกมา ดอกกัดที่ใช้ในการกัดเซาะชิ้นงานนี้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 6 มิลลิเมตร จึงต้องนำขนาดของลูกเหล็กทรงกลมและขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ดอกกัดมาพิจารณาด้วย

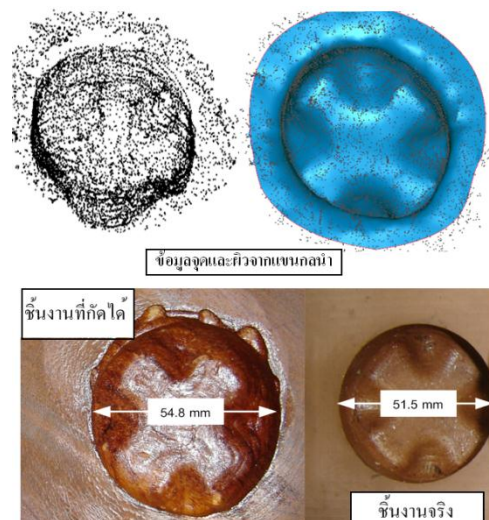
ในขณะที่ทำการกัดชิ้นงานจะมีการเพิ่มความเสถียรให้กับผู้ดำเนินการโดยทำการชดเชยน้ำหนักของแกนกลนำ ลดภาระจากแรงเสียดทานเคลื่อนที่ของแกนกลนำ และ การสร้างแรงสะท้อนกลับต่อมือของผู้ดำเนินการเมื่อตำแหน่งของปลาย แกนกลตามเริ่มมีค่าผิดพลาดไป

การกัดเซาะชิ้นงานรูปกระจกมองหลังวัสดุไม้จากชิ้นงานจริงดังแสดงในรูปที่ 9 เมื่อทำการชดเชยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกเหล็กทรงกลมและ ดอกกัดแล้วชิ้นงานที่กัดเซาะได้ควรมีขนาดความสูงเท่ากับ 105.5 มิลลิเมตร และความกว้างเท่ากับ 62.5 มิลลิเมตร ดังนั้นชิ้นงานที่กัดเซาะได้จึงมีความสูงผิดพลาดไป 2 มิลลิเมตร ส่วนการกัดเซาะชิ้นงาน รูปก้นขวิดวัสดุไม้ในรูปที่ 10 เมื่อทำการชดเชยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกเหล็กทรงกลมและดอกกัดแล้วชิ้นงานที่กัดเซาะได้ควรมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 54 มิลลิเมตร ดังนั้นชิ้นงานที่กัดเซาะได้จึงมีค่าผิดพลาดไป 0.8 มิลลิเมตร

การทดสอบแรงสะท้อนกลับต่อมือของผู้ดำเนินการเมื่อแกนกลตามกัดเซาะชิ้นงานตาม แนวแกน y ของแกนกลตาม จำนวน 1 ครั้งดังรูปที่ 11

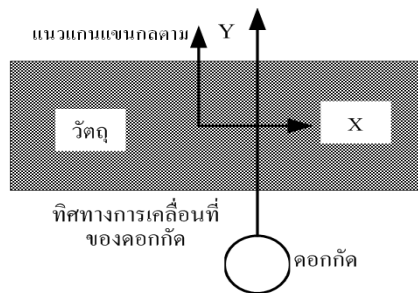


รูปที่ 9 ชิ้นงานรูปกระจกมองหลังที่กัดเซาะได้จากแกนกลตาม และ ชิ้นงานจริงที่ต้องการทำซ้ำ

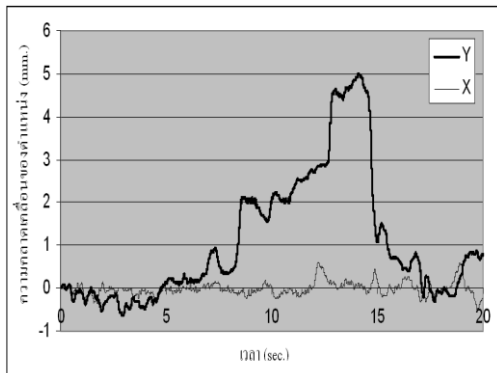


รูปที่ 10 ชิ้นงานรูปก้นขวิดที่กัดเซาะได้จากแกนกลตาม และ ชิ้นงานจริงที่ต้องการทำซ้ำ

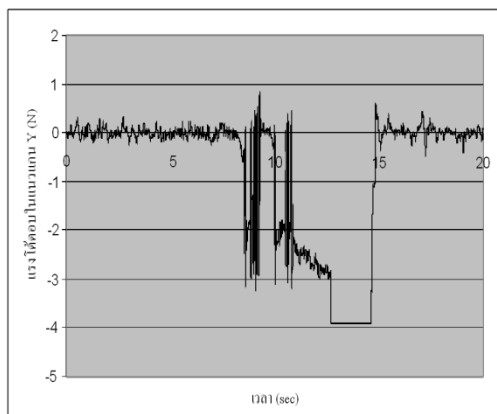




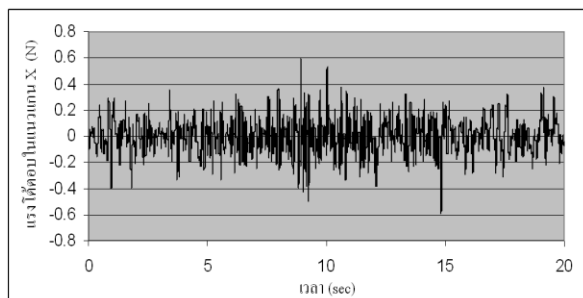
รูปที่ 11 การเคลื่อนที่ของคอกกักในการทดสอบ แรงสะท้อนกลับ



รูปที่ 12 ความคลาดเคลื่อนของตำแหน่งระหว่างปลายแขนกลนำและปลายแขนกลตามในแนวแกน x และ y



รูปที่ 13 แรงสะท้อนกลับที่แขนกลนำจะกระทำต่อมือของผู้ดำเนินการในแนวแกน Y



รูปที่ 14 แรงสะท้อนกลับที่แขนกลนำจะกระทำต่อมือของผู้ดำเนินการในแนวแกน X

ผลการทดสอบการเคลื่อนที่ของคอกกักขึ้นงานตามแนวแกน Y แสดงดังรูปที่ 12-14 ความคลาดเคลื่อนระหว่างตำแหน่งปลายแขนกลนำและปลายแขนกลตามส่งผลให้มีแรงสะท้อนกลับกระทำต่อมือของผู้ดำเนินการ โดยขณะที่ยังไม่มีการกดขึ้นงานแขนกลตามสามารถ

เคลื่อนที่ไปพร้อมกับแขนกลนำเป็นอย่างดีความคลาดเคลื่อนของตำแหน่งระหว่างแขนกลทั้งสองมีค่าไม่เกิน 1 มิลลิเมตร ดังนั้น แขนกลนำจึงยังไม่สร้างแรงสะท้อนกลับต่อมือผู้ดำเนินการ แต่เมื่อดอกกักเริ่มการกดขึ้นงานในขณะเวลาผ่านไปประมาณ 8 วินาที ค่าความคลาดเคลื่อนระหว่างตำแหน่งแขนกลทั้งสองในแนวแกน Y (ดังรูปที่ 12) มีค่ามากขึ้นจนมากกว่า 2 มิลลิเมตร จะทำให้ แขนกลนำสร้างแรงสะท้อนกลับกระทำต่อมือของผู้ดำเนินการตามทิศทางแกน Y (ดังรูปที่ 13) โดยขนาดของแรงกระทำสามารถปรับได้ตาม ความเหมาะสม ด้วยค่าอัตราขยายที่กำหนดขึ้น แต่จะให้แรงไดคอปมีค่าเปลี่ยนแปลงเป็นสัดส่วนกับค่าความคลาดเคลื่อนของตำแหน่งปลายแขนกล ส่วนแรงไดคอปที่เกิดตามแนวแกน X (ดังรูปที่ 14) มีค่าน้อยมากจึงอาจไม่นำไปสร้างแรงสะท้อนกลับจริงเมื่อผู้ดำเนินการหยุดการเคลื่อนที่ของแขนกลนำพบว่าค่าความคลาดเคลื่อนของตำแหน่งระหว่างแขนกลนำและ แขนกลตามลดลงจนมีค่าต่ำกว่า 1 มิลลิเมตรเช่นเดิม

## 6. บทสรุป

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอระบบการทำงานของแขนกลแบบ มาสเตอร์-สเลฟ สำหรับการสร้างชิ้นงานจากชิ้นงานจริงด้วยวิธีการกัด การทดลองกัดชิ้นงานวัสดุไม้พบว่าชิ้นงานที่ได้มีลักษณะคล้ายกับ ชิ้นงานจริงแต่ยังคงมีขนาดที่ผิดพลาดไปประมาณด้านละ 1 มิลลิเมตร ส่วนการทดสอบการเคลื่อนที่ของคอกกักตามแนวแกน Y เพื่อหาลักษณะของแรงสะท้อนกลับที่ จะกระทำต่อมือของผู้ดำเนินการ พบว่าแรงที่เกิดขึ้น จะมีทิศทางตรงข้ามกับการเคลื่อนที่ของปลายคอกกัก และมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตามค่าความคลาดเคลื่อนระหว่างตำแหน่งปลายแขนกลนำและแขนกลตามขนาดและทิศทางของแรงสะท้อนกลับที่เกิดขึ้นจะถูกส่งไปคำนวณค่าแรงบิดเพื่อให้อมอเตอร์ของแขนกลนำ สร้างแรงกระทำต่อมือของผู้ดำเนินการต่อไป

## 7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Sangveraphunsiri, V., Chooprasird, K., 2011. Dynamics and Control of a 5-DOF Manipulator Based on H-4 Parallel Mechanism. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology (IJAMT), Vol. 52, No. 1, pp. 343-364.
- [2] Sangveraphunsiri, V., Ngamvilakorn, T., 2002. Design and Development of a Six DOF Master-Slave Human-Assisted Manipulator Arm. In: Proceedings of the JSAE Annual Congress, Yokohama, Japan.
- [3] Gupta, G. S., Mukhopadhyay, S. C., Messom, C. H., Demidenko, S., 2005. Master-Slave Control of a Teleoperated Anthropomorphic Robotic Arm with Gripping Force Sensing. Extended paper for I&M Transactions-Special Issue of IMTC 2005.
- [4] Sciacivico, L., Sicalano, B., 1996. Modeling and Control of Robot Manipulators, McGraw-Hill, Italy.
- [5] กรมมณฑล ฐประเสริฐ. 2550. การควบคุมแรงแบบฝังตัว สำหรับแขนกล ลูกผสมแบบขนาน 5 แกน คระกูลเอช-4. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตร ดุษฎีบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- [6] เอกพจน์ สุนทรมาตถก. 2551. การสอบเทียบระบบกลไกแขนกลแบบ ขนาน. วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.



# การวิเคราะห์ความต้านทานและรูปแบบคลื่นของเรือแบบตัวเรือคู่

## ด้วยวิธีคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล

### The Analysis of Resistance and Wave of Catamaran Using Computational Fluid Dynamics

กิตติภูมิ ภูมิโคกรักษ์<sup>1</sup>, สัตยา จันทระภา<sup>1</sup> และ อโนทัย สุขแสงพนมรุ่ง<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup> กองออกแบบต่อเรือ กรมแผนการช่าง กรมอุทการเรือ แขวงศิริราช เขตบางกอกน้อย กรุงเทพฯ ๑ 10700

<sup>2</sup> กองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ส่วนการศึกษา โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า อ.เมือง จ.นครนายก 26001

#### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการประยุกต์ใช้วิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics) วิธี Finite Volume Method จำลองการไหลผ่านเรือแบบตัวเรือคู่ (Catamaran) เพื่อวิเคราะห์ความต้านทานและรูปแบบคลื่นที่เกิดจากเรือในย่านการใช้งานสำหรับเรือโดยสารในแม่น้ำ ผลการวิจัยพบว่าเมื่อเลขฟรูดเชิงความยาวแนวน้ำ ( $Fn$ ) มีค่า  $0.5 - 0.7$  สัมประสิทธิ์ความต้านทานเรือ ( $C_T$ ) มีค่าลดลงและสัมประสิทธิ์ความต้านทานเชิงคลื่น ( $C_W$ ) มีค่าลดลง ขณะที่สัมประสิทธิ์ความต้านทานความหนืด ( $C_V$ ) มีค่าคงที่ เมื่อเลขฟรูดเชิงความลึกของน้ำ ( $Fn_h$ ) เท่ากับ  $0.6 - 0.7$  พบว่าคลื่นมีความสูงเพิ่มขึ้นและเดินทางได้ไกลขึ้นเมื่อความลึกของน้ำที่ลดลง งานวิจัยนี้สามารถใช้เป็นแนวทางในการออกแบบเรือแบบตัวเรือคู่เบื้องต้นเพื่อให้ได้เรือที่ประหยัดพลังงานและลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมอันเกิดจากคลื่นที่เกิดจากเรือ อย่างไรก็ตามในอนาคตควรจะได้มีการศึกษาการแบ่งกริดที่เหมาะสมตลอดจนแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สูงขึ้นเพื่อให้ได้ผลใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากที่สุดต่อไป

คำหลัก: วิธีคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล, เรือแบบตัวเรือคู่, ความต้านทานเรือ, รูปแบบคลื่น, เรือโดยสาร

#### Abstract

This study was performed to analyse the total resistance and wave profile of a catamaran using Computational Fluid Dynamics - the Finite Volume Method. The work was conducted within the operating conditions of the waterbus service in the Chaophraya River, Bangkok. The total resistance was analysed at different operating speeds with the corresponding waterline Froude number ( $Fn$ ) equal to  $0.5 - 0.7$ . Within the study range, the calculated total resistance coefficient ( $C_T$ ) and wave-making resistance coefficient ( $C_W$ ) were found to decrease as the  $Fn$  decreased. While the viscous resistance coefficient ( $C_V$ ) was almost unchanged. The waves generated when the catamaran sailed through calm water were then analysed at the depth Froude number ( $Fn_h$ ) between  $0.6 - 0.7$  corresponding to the maximum and minimum route depths. It was found that the calculated wave profiles increased as the depth decreased. The waves generated in shallow water also travelled in longer distance than those generated in deeper water. The study has shown that the method developed here could be practically applied in the preliminary design of actual catamarans where energy-saving and environment friendliness are the key design. However, a further study with finer meshing and more advanced mathematical models should be conducted in order to achieve more accurate results.

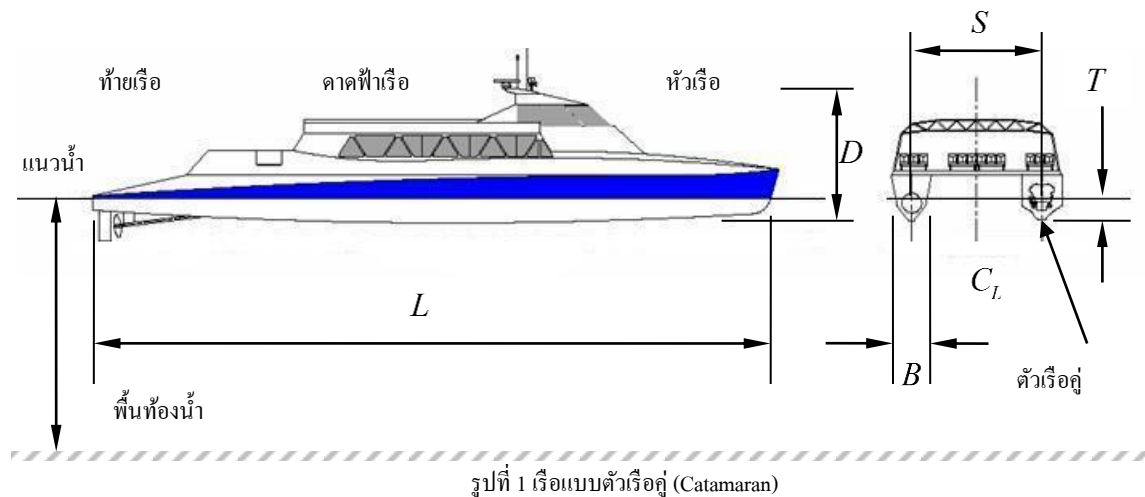
**Keywords:** Computational Fluid Dynamics, catamaran, total resistance, wave profile, waterbus

#### 1. บทนำ

เรือแบบตัวเรือคู่ (Catamaran) เป็นเรือประเภทที่มีตัวเรือ 2 ลำ เชื่อมต่อกันด้วยโครงสร้างคาน้ำเรือค้ำรูปที่ 1 เมื่อเปรียบเทียบกับเรือแบบตัวเรือเดี่ยว (Monohull) ที่ระวางขนน้ำหนักเท่ากันแล้ว เรือแบบตัวเรือคู่สามารถออกแบบรูปร่างตัวเรือ (Hull form) ให้มีความเพียวได้

มากกว่า ส่งผลให้ความต้านทานของเรือลดลงโดยไม่ทำให้การทรงตัวของเรือเสียไป เรือประเภทนี้มีความเหมาะสมในการนำมาใช้เป็นเรือโดยสารลดคลื่นและประหยัดพลังงาน โดยเฉพาะเรือโดยสารในแม่น้ำ เช่น แม่น้ำเจ้าพระยา ซึ่งปัจจุบันประสบปัญหาการพังทลายของพื้นที่ริมฝั่งแม่น้ำเนื่องจากคลื่นที่เกิดจากเรือ [1]

\*ผู้ติดต่อ: E-mail: asuksangl@yahoo.com โทรศัพท์, โทรสาร: 037 393 487



รูปที่ 1 เรือแบบตัวเรือคู่ (Catamaran)

การศึกษาองค์ประกอบความต้านทานของเรือแบบตัวเรือคู่ โดยการทดลองลากเรือจำลองในถังลากเรือ (Towing tank test) ซึ่งเป็นวิธีที่ให้ค่าใกล้เคียงความเป็นจริงมากที่สุด ได้มีการวิจัยอย่างแพร่หลาย เช่น Insel และ Molland [2] พบว่าความต้านทานความหนืด (Viscous resistance) มีค่าขึ้นอยู่กับความเร็วของเรือแต่ไม่ขึ้นกับความเร็วและระยะห่างระหว่างตัวเรือคู่ ขณะที่ Couser และคณะ [3] แสดงให้เห็นว่า สำหรับเรือแบบตัวเรือคู่ประเภทความเร็วสูงที่มีตัวเรือเพียว ความต้านทานความหนืดมีค่ามากกว่าความต้านทานเชิงคลื่น (Wave-making resistance) ต่อมา Utama และ Molland [4] พบว่าอิทธิพลของการแทรกสอดของคลื่นระหว่างตัวเรือคู่มีผลต่อความต้านทานความหนืดเพียงเล็กน้อย

นอกเหนือจากการวิธีทดลองข้างต้นแล้ว การคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics หรือ CFD) ก็เป็นอีกวิธีหนึ่งที่น่าสนใจนำมาใช้จำลองการไหลผ่านเรือ เนื่องจากมีค่าใช้จ่ายและใช้เวลาน้อย ประกอบกับความก้าวหน้าทางเทคโนโลยีคอมพิวเตอร์ทำให้การคำนวณและการแสดงผล มีประสิทธิภาพมากขึ้น อาทิเช่น Armstrong [5] ได้ใช้วิธี CFD แบบปริมาตรจำกัด (Finite Volume Method หรือ FVM) จำลองการไหลผ่านเรือแบบตัวเรือคู่ประเภทความเร็วสูง พบว่าการกระจายของความดันรอบตัวเรือสอดคล้องกับผลการทดลอง ขณะที่ Thornhill และคณะ [6] ได้ใช้วิธี FVM วิเคราะห์ความต้านทานของเรือประเภท Planing craft ซึ่งพบว่าแม้ว่าการวิเคราะห์จะเป็นการคำนวณในสภาวะคงตัว (Steady flow) แต่เพื่อให้ได้ผลสอดคล้องกับความเป็นจริงจำเป็นจะต้องใช้วิธีคำนวณแบบแปรผันตามเวลา (Transient) ทั้งนี้งานวิจัยทั้งสองเป็นการจำลองการไหลแบบปั่นป่วนโดยไม่รวมการเปลี่ยนแปลงที่ผิวหน้า สำหรับการวิเคราะห์รูปแบบคลื่นด้วยวิธี CFD นั้น ได้มีงานวิจัยที่น่าแบบจำลองปริมาตรของไหล (Volume Of Fluid หรือ VOF) มาใช้ติดตามการเปลี่ยนแปลงที่ผิวหน้า เช่น การศึกษาการไหลแบบไม่มีความหนืดรอบตัวเรือสินค้าในเขตนํ้าตื้นของ Tabaczek [7]

จากที่กล่าวมาข้างต้น งานวิจัยนี้จึงได้นำวิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลแบบปริมาตรจำกัด ที่พิจารณาการไหลแบบมีความหนืดประกอบกับการเปลี่ยนแปลงที่ผิวหน้า มาวิเคราะห์ความต้านทานและรูปแบบคลื่นที่เกิดจากเรือแบบตัวเรือคู่ เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบเบื้องต้น (Preliminary design) สำหรับเรือโดยสารแบบตัวเรือคู่ที่เหมาะสมสำหรับการใช้งานในแม่น้ำ ด้วยเงื่อนไขของความเร็วสูงสุดไม่เกิน 20 กิโลเมตร/ชั่วโมง ที่ความลึกต่ำสุดและสูงสุดเท่ากับ 6.5 เมตร และ 8.5 เมตร ตามลำดับ

## 2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 ความต้านทานเรือ

ความต้านทานรวมของเรือ (Total ship resistance หรือ  $R_T$ ) สามารถคำนวณได้จาก

$$R_T = \frac{1}{2} \rho A V^2 C_T \quad (1)$$

โดยที่  $C_T$  คือค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทานเรือรวม (Total ship resistance coefficient) ในทางปฏิบัติจากที่ประชุม International Towing Tank Conference [8] สามารถแบ่งองค์ประกอบหลักของ  $C_T$  ออกเป็น

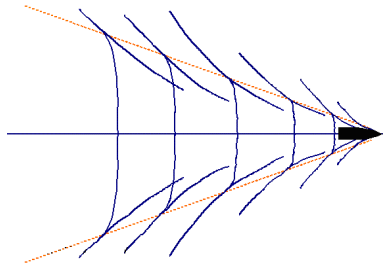
$$C_T = C_V + C_W \quad (2)$$

โดยที่  $C_V$  คือค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทานความหนืด (Viscous resistance coefficient) และ  $C_W$  คือค่าสัมประสิทธิ์ความต้านทานเชิงคลื่น (Wave-making resistance coefficient) ทั้งนี้ความต้านทานเชิงคลื่นมีค่าขึ้นอยู่กับเลขฟรูด (Froude number หรือ  $Fn$ ) ซึ่งหาค่าได้จาก

$$Fn = \frac{V}{\sqrt{gL}} \quad (3)$$

## 2.2 ระบบคลื่นที่เกิดจากเรือแล่นในน้ำลึก

ทฤษฎีเคลวิน (Kelvin Theory) [9] ระบุว่าเมื่อเรือแล่นในน้ำลึก ระบบคลื่นบนผิวน้ำจะประกอบด้วยคลื่นลู่ออก (Divergent waves) และคลื่นทางขวาง (Transverse waves) ดังรูปที่ 2



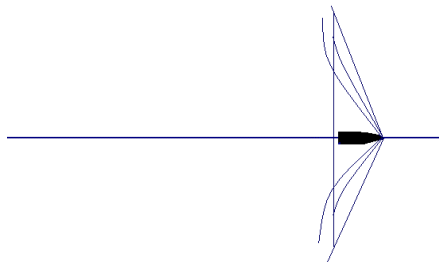
รูปที่ 2 รูปแบบคลื่นตามทฤษฎีเคลวิน [9]

## 2.3 ระบบคลื่นที่เกิดจากเรือแล่นในน้ำตื้น

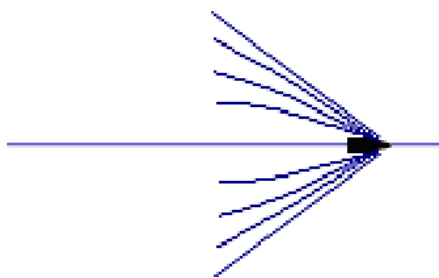
ทฤษฎีเฮฟล็อก (Havelock Theory) [9] ระบุว่าเมื่อเรือแล่นในน้ำตื้น คลื่นที่เกิดจากตัวเรือจะมีรูปแบบ ขึ้นอยู่กับเลขฟรูดเชิงความลึก ( $Fn_h$ ) ซึ่งคำนวณได้จาก

$$Fn_h = \frac{V}{\sqrt{gh}} \quad (4)$$

โดยที่  $h$  เป็นความลึกของน้ำ และความเร็วที่ทำให้  $V = \sqrt{gh}$  เรียกว่าความเร็ววิกฤต (Critical velocity) โดยที่ความเร็วได้วิกฤตคลื่นจะมีรูปแบบคลื่นตามทฤษฎีเคลวิน ขณะที่ความเร็ววิกฤตและเหนือวิกฤต ระบบคลื่นจะมีรูปแบบแตกต่างจากระบบคลื่นตามทฤษฎีเคลวิน ดังรูปที่ 3



(ก) ความเร็ววิกฤต



(ข) ความเร็วเหนือวิกฤต

รูปที่ 3 รูปแบบคลื่นตามทฤษฎีเฮฟล็อก [9]

## 3. วิธีดำเนินการวิจัย

เนื่องจากการหาความต้านทานของเรือและรูปแบบคลื่นที่เกิดจากเรือโดยปกติจะใช้วิธีการทดลองลากเรือแบบตัวเรือคู่ผ่านน้ำนิ่งในถังลากเรือ ในงานวิจัยนี้จึงได้สร้างแบบจำลอง 3 มิติ เพื่อจำลองการไหลรอบตัวเรือแบบ 2 เฟส ด้วยวิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล โดยกำหนดให้น้ำและอากาศไหลผ่านเรือซึ่งอยู่กับที่และไม่มีการเคลื่อนที่ในแนวตั้ง

### 3.1 ระเบียบวิธีการคำนวณเชิงตัวเลข

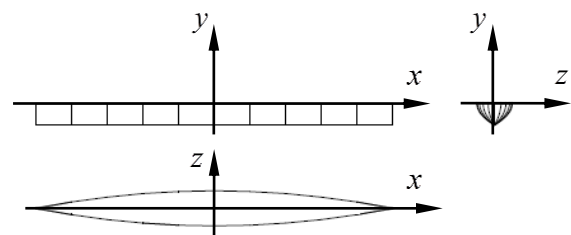
วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขแบบปริมาตรจำกัด ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ เริ่มด้วยการแบ่งโดเมนของแบบจำลองออกเป็นปริมาตรควบคุม (Control volume) หรือเซลล์ (Cell) ย่อย ๆ จากนั้นทำการดิสครีไทเซชัน (Discretization) สมการบังคับการไหล (Governing equations) โดยใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulence model) แบบ  $k-\epsilon$  มาตรฐาน สำหรับการไหลที่มีความหนืด ร่วมกับแบบจำลองปริมาตรของไหล (Volume Of Fluid หรือ VOF) แบบ Implicit scheme สำหรับการเปลี่ยนแปลงที่ผิวน้ำและสมการการไหลอื่น ๆ ของแต่ละปริมาตรควบคุม สุดท้ายทำการหาผลเฉลยแบบแยกพิจารณา (Segregated solution method) [10]

### 3.2 แบบจำลอง

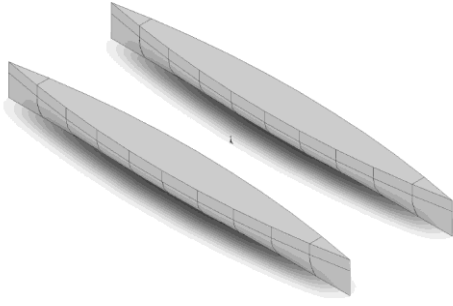
แบบจำลองประกอบด้วยแบบจำลองเรือแบบตัวเรือคู่ในถังลากเรือ โดยรูปทรงตัวเรือได้แก่น้ำของแบบจำลองตัวเรือคู่ที่ใช้ในงานวิจัยมีรูปทรงแบบวิกิลีย์ (Wigley hull) ดังรูปที่ 4 ซึ่งเป็นรูปทรงแบบ Parabolic ที่มีความสมมาตรตามความยาวเรือเพื่อลดปัญหาจากความแตกต่างของความดันที่หัวเรือและท้ายเรือซึ่งเกิดกับรูปทรงเรือจริงที่มีท้ายตัด ทั้งนี้ตัวเรือแบบวิกิลีย์มีมิติและรูปทรงเป็นไปตามสมการต่อไปนี้

$$z = \pm \frac{1}{2} \frac{B}{L} (1 - 4x^2) + \left( 1 - \frac{y^2}{(T/L)^2} \right) \quad (5)$$

โดยที่  $L = 1.8$  เมตร,  $B = 0.18$  เมตร,  $T = 0.1125$  เมตร  $D = 0.225$  เมตร และกำหนดให้ระยะห่างระหว่างตัวเรือคู่ ( $S$ ) เท่ากับ 0.54 เมตร เนื่องจากระยะห่างดังกล่าวมีความต้านทานรือน้อยขณะที่มีความเหมาะสมในเชิงความแข็งแรงของโครงสร้างคาน้ำเรือระหว่างตัวเรือคู่ [11] ดังรูปที่ 5



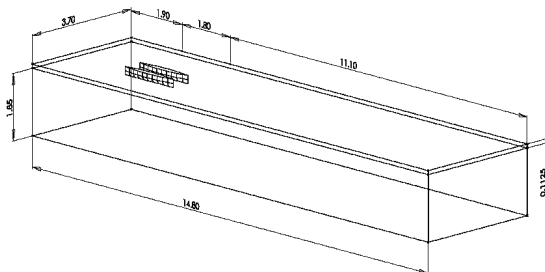
รูปที่ 4 ตัวเรือแบบวิกิลีย์



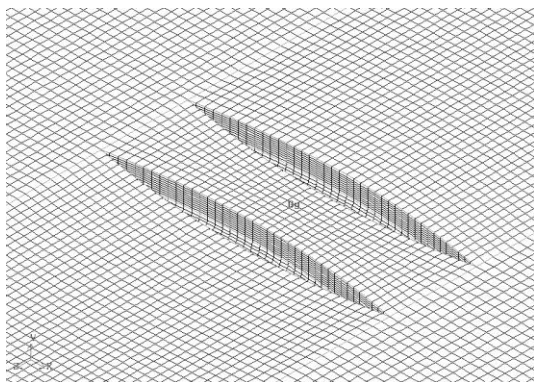
รูปที่ 5 แบบจำลองตัวเรือคู่

แบบจำลองถังลากเรือมีขนาดและรูปทรงสอดคล้องกับงานวิจัยของ Insel และ Molland [2] โดยเป็นแบบจำลองเฉพาะตัวเรือคู่ซึ่งรวมทั้งตัวเรือเหนือและใต้แนวน้ำ แต่ไม่รวมโครงสร้างคาน้ำเรือและกึ่งเรือ (Superstructure) เพื่อประโยชน์ในการตรวจสอบโปรแกรม ยกเว้น ส่วนบรรยากาศและความยาวของถังเนื่องจากข้อจำกัดด้านการแบ่งกริดของโดเมน โดยมีขนาดเป็นดังรูปที่ 6

การแบ่งกริดสำหรับงานวิจัยนี้ใช้รูปทรงหกหน้า (Hexahedron) เชิงโครงสร้างปกติ (Structured grid) แบบ Map scheme เพื่อหลีกเลี่ยงการแบ่งกริดรุ่มแน่นน้ำซึ่งจะทำให้เกิดความผิดพลาดในการกำหนดค่าเริ่มต้นของสัดส่วนปริมาตร (Volume fraction) ในแบบจำลอง VOF โดยปริมาตรควบคุมมีความละเอียดมากที่สุดบริเวณผิวตัวเรือและผิวน้ำ จากนั้นการแบ่งกริดจะหยาบขึ้นเมื่อห่างออกไป ดังรูปที่ 7 โดยมีจำนวนปริมาตรควบคุมทั้งสิ้น 588,000 เซลล์



รูปที่ 6 โดเมนแบบจำลอง (หน่วยเป็นเมตร)



รูปที่ 7 การแบ่งกริด

### 3.3 สมการพื้นฐาน

กำหนดให้การไหลรอบตัวเรือเป็นการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ ที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ และมีสมบัติการไหลเท่ากันทุกทิศทาง ด้วยวิธีการ Reynolds Average สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน กำหนดให้คุณสมบัติการไหล ณ เวลาใด ๆ ( $\phi$ ) ประกอบด้วย ส่วนค่าเฉลี่ย ( $\Phi$ ) และส่วนความปั่นป่วน ( $\phi'$ ) ดังสมการ

$$\phi = \Phi + \phi' \quad (6)$$

กำหนดให้  $\mathbf{u}$  เป็นเวกเตอร์ความเร็วที่ไหลในพิกัดฉาก ( $\mathbf{u} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$ ) โดยที่  $\mathbf{u} = \mathbf{U} + \mathbf{u}'$  สมการควบคุมการไหลสำหรับงานวิจัยนี้ประกอบด้วย

สมการความต่อเนื่อง (Continuity equation)

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (7)$$

สมการ Reynolds-Averaged Navier-Stokes equation (RANS) + Eddy viscosity hypothesis

$$\frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{U}) + \nabla \cdot (\mathbf{U}\mathbf{U}) = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nabla \cdot [(\mu + \mu_t)(\nabla \mathbf{U})] + \mathbf{S}_m \quad (8)$$

โดยที่  $\mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$  และ  $\mathbf{S}_m$  คือ source term

สมการ  $k - \varepsilon$  สำหรับการจำลองการไหลแบบปั่นป่วน (เทอม  $\mu_t$ )

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (10)$$

ค่าคงที่

$$C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.00, \quad \sigma_\varepsilon = 1.00, \quad C_{1\varepsilon} = 1.44 \text{ และ } C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad [10]$$

### 3.4 แบบจำลองปริมาตรของไหล VOF

เมื่อกำหนดให้อากาศเป็นเฟสปฐมภูมิ (Primary phase) และน้ำเป็นเฟสทุติยภูมิ (Secondary phase) เราสามารถคำนวณสัดส่วนปริมาตรของน้ำ ( $\alpha_{water}$ ) และอากาศ ( $\alpha_{air}$ ) ในปริมาตรควบคุมใด ๆ ได้จากสมการ ต่อไปนี้

$$\frac{\partial \alpha_{water}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \alpha_{water} = 0 \quad (11)$$

เมื่อ

$$\alpha_{water} + \alpha_{air} = 1 \quad (12)$$

คุณสมบัติของการไหลใดๆ ของน้ำ ( $\phi_{water}$ ) และอากาศ ( $\phi_{air}$ ) ตลอดจนตัวแปรต่าง ๆ ในการหาผลเฉลยสมการ (7) และ (8) สามารถได้จากสมการ

$$\phi = \alpha_{water} \phi_{water} + (1 - \alpha_{water}) \phi_c \quad (13)$$

### 3.5 เงื่อนไขขอบ

แบบจำลองมีเงื่อนไขขอบเป็นไปตามรูปที่ 8 โดยให้อากาศและน้ำไหลเข้าด้วยความเร็วคงที่ที่เทียบเท่ากับความเร็วของเรือที่เคลื่อนที่ ขณะที่ผนังของถังและพื้นเคลื่อนที่ตามความเร็วของเรือ แต่ผนังของแบบจำลองเรือเป็นแบบ Non-slip บริเวณผิวน้ำใช้แบบจำลอง VOF เงื่อนไขขอบร่ายอากาศให้มีความดันคงเป็นศูนย์ บริเวณทางออกกำหนดให้มีระยะห่างจากตัวเรือเพียงพอที่จะกำหนดให้เป็นการไหลพัฒนาอย่างสมบูรณ์

### 3.6 เงื่อนไขการคำนวณเชิงตัวเลข

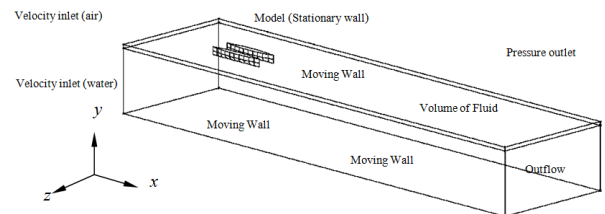
- ผลเฉลยใช้วิธีการแบบ SIMPLE [11] ในการตรวจสอบความดัน-ความเร็ว
- คำนวณแบบสถานะคงตัว (Steady state calculation) ที่ Convergent criteria ของ Residual =  $10^{-4}$  จากนั้นคำนวณแบบแปรผันตามเวลา (Transient calculation) [11] ที่ Time step เท่ากับ 0.1 วินาที เป็นเวลาไม่น้อยกว่า  $3L/V$  วินาที
- สมการโมเมนตัม, แบบจำลอง  $k-\epsilon$  และ  $\alpha_{water}$  ใช้วิธีประมาณค่า QUICK [11]

## 4. ผลการวิจัยและวิเคราะห์ผลการวิจัย

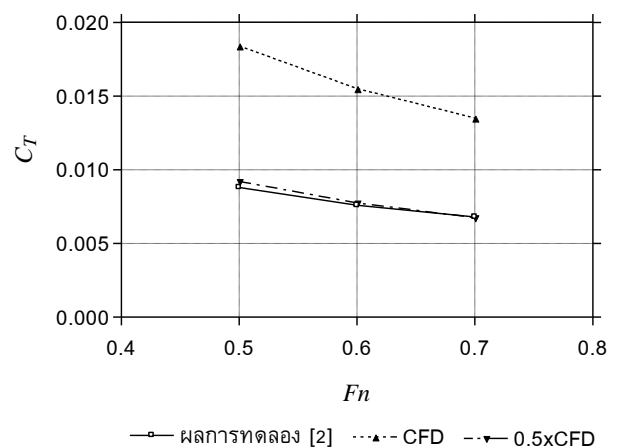
### 4.1 สัมประสิทธิ์ความต้านทานรวมของเรือ

เมื่อพิจารณาความเร็ว 20 กิโลเมตร/ชั่วโมง พบว่าย่านความเร็วดังกล่าวจัดเป็นย่านความเร็วสูง ดังนั้นจึงทำการวิเคราะห์ความต้านทานของเรือในรูปของ  $C_T$  ที่ความเร็วเทียบเท่ากับ  $Fn = 0.5 - 0.7$  โดยผลการคำนวณ  $C_T$  จากแบบจำลองเป็นไปตามรูปที่ 9 ซึ่งพบว่าที่  $Fn = 0.5 - 0.7$  เมื่อ  $Fn$  เพิ่มขึ้น  $C_T$  ที่คำนวณได้จากแบบจำลองมีค่าลดลง และเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง [2] พบว่าค่า  $C_T$  จากทั้งสองวิธีลดลงในลักษณะเดียวกัน โดยเมื่อพิจารณาแนวโน้มการเปลี่ยนแปลงในย่าน  $Fn$  ที่ทำการศึกษาพบว่าความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณด้วยแบบจำลองในงานวิจัยนี้มีค่าคงที่ประมาณ 0.5 เท่าของผลการทดลอง นอกจากนี้  $C_T$  ที่  $Fn = 0.6 - 0.7$  มีค่าแตกต่างกันเพียงเล็กน้อย แสดงให้เห็นว่าเรือแบบตัวเรือคูมีความเหมาะสมในการนำมาใช้งานเป็นเรือโดยสารความเร็วสูงเนื่องจากที่ความเร็วสูง ๆ เรือจะมีค่า  $C_T$  ลดลงและเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น  $C_T$  มีค่าเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย

สำหรับค่าที่แตกต่างกันนี้จะเป็นผลมาจากการแบ่งกริดบริเวณใกล้แนวน้ำสำหรับงานวิจัยนี้มีความละเอียดไม่เพียงพอเนื่องจากแบบจำลอง Implicit VOF จะให้ปริมาตรควบคุมมีค่าปริมาตรสัดส่วนของน้ำเป็น 1 หรือ 0 เท่านั้น ตลอดจนแบบจำลองการไหลปั่นป่วน  $k-\epsilon$  แบบมาตรฐานใช้ Wall function ในการหาผลเฉลยบริเวณใกล้ผิวตัวเรือซึ่งอาจทำให้เกิดการประมาณค่าเกินความจริงได้



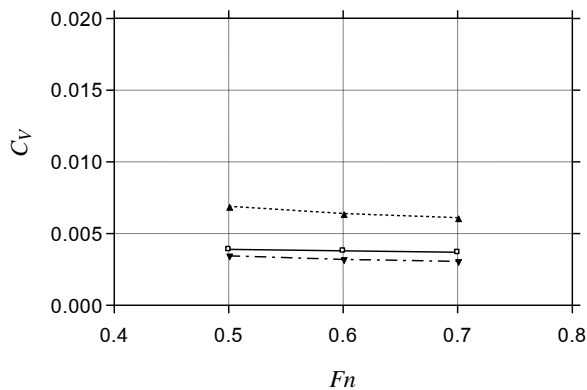
รูปที่ 8 แบบจำลองการไหล 2 เฟส



รูปที่ 9  $C_T$  ที่  $S/L = 0.3$  และ  $L/B = 10$

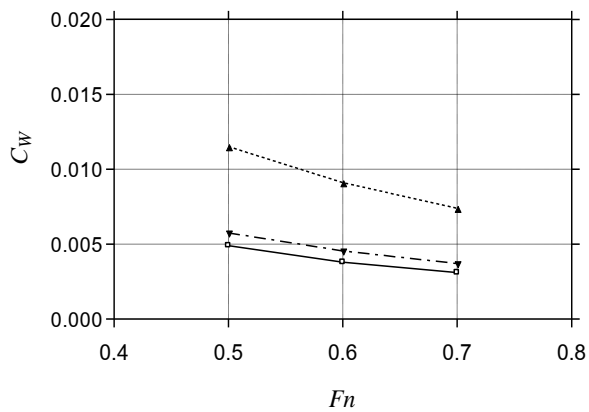
### 4.2 สัมประสิทธิ์ความต้านทานความหนืดและสัมประสิทธิ์ความต้านทานเชิงคลื่น

จากการจำลองการไหล เราสามารถหาค่า  $C_V$  ได้โดยการคำนวณแรงลัพธ์ที่เกิดจากค่าความดันในแนวตั้งฉากกับพื้นผิว (Normal pressure) และในแนวสัมผัสกับพื้นผิว (Tangential pressure) จากนั้นก็สามารถคำนวณหา  $C_W$  ได้จากสมการที่ (2) โดยมีผลการคำนวณเป็นไปตามรูปที่ 10 และ 11 ตามลำดับ จากรูปที่ 10 ที่  $Fn = 0.5 - 0.7$  พบว่า  $C_V$  มีค่าลดลงเพียงเล็กน้อย เมื่อ  $Fn$  เพิ่มขึ้น สอดคล้องกับผลการทดลอง [2] และจากการที่  $Fn$  มีค่าแปรผันตามความเร็ว แสดงว่าที่ความเร็วสูง  $C_V$  มีค่าเกือบคงที่และไม่แปรผันตามความเร็ว



—○— ผลการทดลอง [2]    ····▲··· CFD    -·-▼- 0.5xCFD

รูปที่ 10  $C_v$  ที่  $S/L = 0.3$  และ  $L/B = 10$



—○— ผลการทดลอง [2]    ····▲··· CFD ( $C_T - C_v$ )    -·-▼- 0.5xCFD

รูปที่ 11  $C_w$  ที่  $S/L = 0.3$  และ  $L/B = 10$

ขณะที่จากรูปที่ 11 จะเห็นว่า  $C_w$  มีค่าลดลงอย่างต่อเนื่อง เมื่อ  $Fn$  เพิ่มขึ้น แสดงว่าที่ความเร็วสูง  $C_w$  แปรผันตามความเร็วโดยกล่าวคือ เมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น  $C_w$  จะลดลง โดยเมื่อพิจารณาความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณด้วยแบบจำลองในผลการทดลองในรูปที่ 10 และ 11 พบว่าเป็นค่าคงที่ประมาณ 0.5 เท่าของผลการทดลองเช่นเดียวกับผลที่ได้ในข้อ 4.1 จากผลการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่าที่ย่านความเร็วสูงนี้ ความต้านทานเชิงคลื่นมีอิทธิพลต่อความต้านทานรวมของเรือมากกว่าความต้านทานความหนืด ดังนั้นการลดการเกิดคลื่นจะทำให้ความต้านทานรวมของเรือลดลงตามไปด้วย

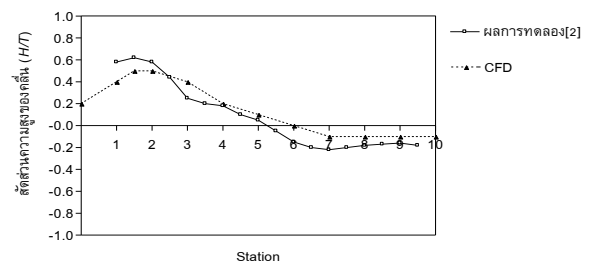
#### 4.3 รูปแบบคลื่นที่เกิดจากเรือ

การจำลองการเกิดคลื่นแบ่งเป็น 2 กรณี ได้แก่กรณีที่  $Fn = 0.5$  เพื่อเป็นการตรวจสอบโปรแกรม และกรณีที่  $Fn_h = 0.6 - 0.7$  ซึ่งเทียบเท่าการเดินเรือโดยสารในแม่น้ำที่ความเร็วสูงสุด 20 กิโลเมตร/ชั่วโมง ในเส้นทางที่มีความลึกระหว่าง 6.5 – 8.5 เมตร ซึ่งจัดเป็นเขตนํ้าตื้น [13] ผลการจำลองรูปแบบคลื่นตามตัวเรือคู่ด้านนอกตามตำแหน่งทางยาวของเรือ (Station) ที่  $Fn = 0.5$  เปรียบเทียบกับผลการทดลอง [2] เป็นดังรูปที่ 12 ทั้งนี้ความสูงของคลื่นในอุทกบัณฑิตใน

รูปของอัตราส่วนระหว่างความสูงของคลื่นต่อระยะกินนํ้าลึก ( $H/T$ ) ซึ่งความสูงของคลื่นนี้คำนวณได้จาก  $\alpha_{water}$  ในแต่ละปริมาตรควบคุม โดยการวัดความสูงของคลื่นในแต่ละ Station ซึ่งในการวิจัยนี้ใช้การคำนวณความสูงจนถึงเซลล์ที่  $\alpha_{water} = 0$

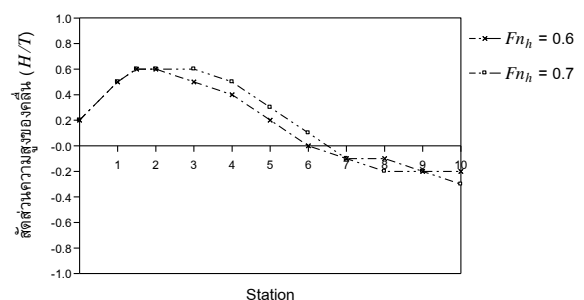
จากรูปที่ 12 เมื่อแบ่งตัวเรือตามความยาวออกเป็น Station จำนวน 10 Station โดยมีระยะห่างเท่า ๆ กันเท่ากับ  $L/10$  หรือ 0.18 เมตร พบว่ารูปแบบคลื่นจากแบบจำลองมีลักษณะสอดคล้องกับผลการทดลอง กล่าวคือเมื่อเรือแล่นผ่านตื้น น้ำจะถูกยกตัวสูงขึ้นจากระดับแนวน้ำ ( $H/T = 0$ ) จนเกิดสันคลื่นที่ประมาณ Station 2 หรือ  $2L/10$  จากนั้นคลื่นจะลดต่ำลงและเกิดท้องคลื่นเมื่อผ่านกึ่งกลางลำเรือ และมีความลึกจากแนวน้ำเกือบคงที่เมื่อผ่านท้ายเรือ ทั้งนี้คลื่นจากแบบจำลองมีความสูงและความลึกน้อยกว่าผลการทดลอง ทั้งนี้ อาจจะเป็นผลมาจากการใช้ค่าเฉลี่ยของการไหลในแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน  $k - \epsilon$  แบบมาตรฐาน ทำให้รูปแบบคลื่นมีแนวโน้มจะเข้าหาระดับแนวน้ำ

นอกจากนี้เนื่องจากแบบจำลอง VOF แบบ Implicit scheme ได้กำหนดให้แต่ละเซลล์มีค่า  $\alpha_{water}$  หรือ  $\alpha_{air} = 1$  จากนั้นทำการประมาณค่าในช่วง และทำการเก็บเป็นค่าไว้ที่ Node สำหรับการคำนวณ ทำให้การแบ่งกริดที่บริเวณผิวน้ำจำเป็นต้องมีความละเอียดที่เหมาะสมสำหรับการเปลี่ยนแปลงของคลื่นนี้ได้ ทั้งนี้ความสูงของสันคลื่นที่หัวเรือและท้องคลื่นที่ท้ายเรือมีขนาดน้อยกว่าผลการทดลองประมาณ 15% รูปแบบคลื่นที่ตัวเรือด้านนอกสำหรับกรณีที่  $Fn_h = 0.6 - 0.7$  ในรูปของสัดส่วน  $H/T$  เมื่อแบ่งตัวเรือตามความยาวออกเป็น 10 Stations ดังเช่นรูปที่ 12 พบว่ามีผลเป็นดังรูปที่ 13



รูปที่ 12 รูปแบบคลื่นตามตัวเรือคู่ด้านนอกที่  $Fn = 0.5$

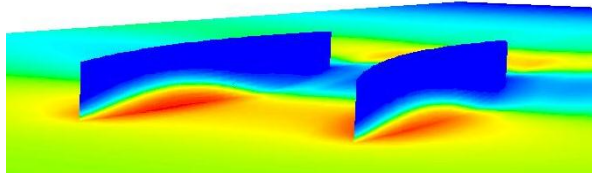
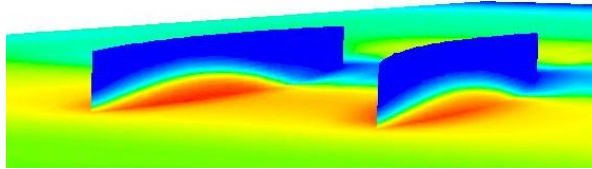
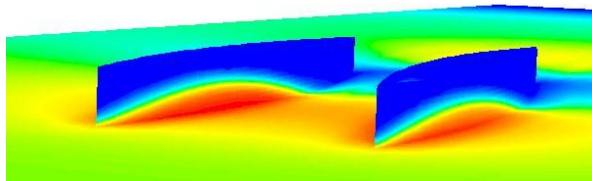
( $S/L = 0.3$  และ  $L/B = 10$ )



รูปที่ 13 รูปแบบคลื่นตามตัวเรือคู่ด้านนอกที่  $Fn = 0.6 - 0.7$

( $S/L = 0.3$  และ  $L/B = 10$ )



(ก)  $Fn_h = 0.5$ (ข)  $Fn_h = 0.6$ (ค)  $Fn_h = 0.7$ 

จากรูปที่ 13 พบว่าคลื่นที่  $Fn_h = 0.7$  มีค่า  $H/T$  โดยเฉลี่ยสูงกว่าที่  $Fn_h = 0.6$  นอกจากนี้ยังพบว่าพบว่าคลื่นที่เกิดจากแบบจำลองทั้งสองมีลักษณะการเกิดคลื่นตามตัวเรือด้านนอกคล้ายกัน แต่ที่ตำแหน่ง Station เดียวกัน คลื่นที่  $Fn_h = 0.7$  มีความสูงมากกว่าคลื่นที่  $Fn_h = 0.6$  นอกจากนี้เมื่อพิจารณาจุดที่คลื่นตัดกับระดับผิวน้ำ ( $h = 0$ ) พบว่าคลื่นที่  $Fn_h = 0.7$  เดินทางได้ไกลกว่าคลื่นที่  $Fn_h = 0.6$  ดังนั้นจะเห็นได้ว่าเมื่อพิจารณาในแง่ความลึกของเส้นทางเดินเรือพบว่าความลึกมีผลต่อความสูงของคลื่นที่เกิดจากเรือแบบตัวเรือคู่ โดยเมื่อเรือแล่นในน้ำตื้นจะมีคลื่นที่สูงกว่า ทั้งนี้รูปแบบคลื่นที่  $Fn_h$  ทั้งสามค่าข้างต้นสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 14

## 5. สรุปผล

- ที่ย่านความเร็วสูงที่  $Fn = 0.5 - 0.7$  ค่า  $C_T$  ของเรือแบบตัวเรือคู่ที่ได้จากแบบจำลอง CFD ในงานวิจัยนี้มีค่าลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น เนื่องจากองค์ประกอบความต้านทาน  $C_W$  มีค่าลดลง ในขณะที่  $C_V$  ซึ่งเป็นผลลัพท์ของแรงเนื่องจากความหนืดของของไหลในแนวตั้งฉากและแนวสัมผัสกับผิวตัวเรือมีค่าเกือบคงที่ ดังนั้นแบบจำลอง CFD ที่ใช้ในการวิจัยนี้จึงสามารถนำมาใช้ศึกษา รูปแบบของตัวเรือคู่ที่ทำให้ค่า  $C_W$  ลดลง ซึ่งจะส่งผลให้  $C_T$  ลดลงตามไปด้วย โดยค่าที่คำนวณได้มีความคลาดเคลื่อนที่คงที่ประมาณ 0.5 เท่า

- ที่ย่านความลึกเมื่อเรือโดยสารแบบตัวเรือคู่แล่นด้วยความเร็วสูงสุดตามกฎหมายที่  $Fn_h = 0.6 - 0.7$  พบว่าเส้นทางเดินเรือในแม่น้ำซึ่งจัดเป็นเขตน้ำตื้น ดังนั้นความลึกจึงมีผลต่อความสูง

ของคลื่นซึ่งจากแบบจำลอง CFD ที่ใช้ในงานวิจัยนี้แสดงให้เห็นว่าโดยเมื่อเรือแบบตัวเรือคู่แล่นในน้ำตื้นจะมีคลื่นที่สูงกว่าเมื่อแล่นในน้ำลึก

- แบบจำลอง CFD ที่ประยุกต์ใช้ในงานวิจัยนี้แสดงให้เห็นว่ามีความเหมาะสมในการนำไปใช้วิเคราะห์ความต้านทานและรูปแบบคลื่นที่เกิดจากเรือแบบตัวเรือคู่ที่ใช้งานจริงในย่านความเร็วสูงได้

- เพื่อให้ผลที่ได้จากแบบจำลองในงานวิจัยนี้ได้ผลที่แม่นยำมากขึ้น ควรจะได้มีการศึกษาวิจัยในด้านการแบ่งกริดที่เหมาะสม ตลอดจนการประยุกต์ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สูงขึ้นเพื่อให้ได้ผลใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากที่สุด

## 6. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ กองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ส่วนการศึกษา โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า ในการสนับสนุนโปรแกรม CFD-ACE + สำหรับการสนับสนุนในการทำวิจัยจนสำเร็จลุล่วงเป็นอย่างดี

## 7. สัญลักษณ์

$A$  เป็น พื้นที่ผิวของตัวเรือใต้แนวน้ำ

$B$  เป็น ความกว้างสุดที่กลางลำของตัวเรือ

$C_L$  เป็น เส้นกึ่งกลางเรือ

$C_T$  เป็น สัมประสิทธิ์ความต้านทานรวม

$C_V$  เป็น สัมประสิทธิ์ความต้านทานความหนืด

$C_W$  เป็น สัมประสิทธิ์ความต้านทานเชิงคลื่น

$D$  เป็น ความสูงของเรือวัดจากท้องเรือ

$Fn$  เป็น เลขฟรูดเชิงความยาวแนวน้ำ

$Fn_h$  เป็น เลขฟรูดเชิงความลึกของน้ำ

$H$  เป็น ความสูงของคลื่น

$h$  เป็น ความลึกของน้ำ

$L$  เป็น ความยาวแนวน้ำ

$R_T$  เป็น ความต้านทานรวมของเรือ

$S$  เป็น ระยะห่างระหว่างตัวเรือคู่

$T$  เป็น ระยะกินน้ำลึก

$V$  เป็น ความเร็วของเรือในทิศทางเคลื่อนที่

$\rho$  เป็น ความหนาแน่นของน้ำ

## 8. เอกสารอ้างอิง

- [1] สัตยา จันทรประภา. 2550. เรือโดยสารลดคลื่นเพื่อการประหยัดพลังงาน (Low wash waterbus). วารสารกรมอุทกหารเรือ. ฉบับพิเศษ มกราคม 2550, : 83 - 90.
- [2] Insel, M., Molland, A.F., 1991. An Investigation into the Resistance Components of High Speed Displacement Catamarans. In: Proceeding of Meeting of the Royal Institution of Naval Architects, London.

- [3] Couser, P.R., et al., 1997. Calm Water Powering Predictions for High-speed Catamarans. *Fast*, Vol. 97.
- [4] Utama, I.K.A.P., Molland, A.F., 2001. Experimental and Numerical Investigations into Catamaran Viscous Resistance. In: *Proceedings of the Sixth International Conference on Fast Sea Transportation*. Southampton University, England, pp. 295-306.
- [5] Armstrong, N., 1995. An Investigation into the Form Factor of High Speed Light Craft. In: *Proceedings of the First AMECRC Postgraduate Student Conference*, Australia.
- [6] Thornhill, E., et al. 2003. Planing Hull Performance Evaluation Using a General Purpose CFD Code. In: *Proceedings of 24<sup>th</sup> Symposium on Naval Hydrodynamics*.
- [7] Tabaczek, T., 2008. Computation of Flow around Inland Waterway Vessel in Shallow Water. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, Vol. VIII, pp. 97 – 105.
- [8] International Towing Tank Conference. 1957. Skin Friction and Turbulence Simulation. In: *Proceedings of the 8<sup>th</sup> ITTC*, Madrid, Spain. Canal de Experiencias Hidrodinamias, El Pardo, Madrid, Spain.
- [9] Van Manen, J.D., Van Oossanen, P., 1988. Chapter V Resistance. *Principles of Naval Architecture*, Vol. III, Lewis, EV, editor. 1<sup>st</sup> printing, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, USA, pp. 1 – 125.
- [10] Versteeg, H.K., Malalasekera, W. 1995. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 1<sup>st</sup> edition. Longman Group Ltd, England.
- [11] กิตติภูมิ ภูมิโคกรักษ์ และคณะ. 2553. การศึกษาผลกระทบของระยะห่างและความเร็วของเรือแบบตัวเรือคู่ต่อความต้านทานเรือด้วยวิธีคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล. การประชุมสัมมนาทางวิชาการมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลภาคตะวันออก ครั้งที่ 3. พัทยา จ.ชลบุรี.
- [12] Patankar, S. 1980. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. 1<sup>st</sup> edition, Hemisphere, Washington D.C., USA.
- [13] Leer-Anderson, M., et al., 2000. Wash Waves – Problems and Solutions, In: *Proceedings of the Society of Naval Architects and Marine Engineers Annual Meeting*.

# ผลของการเรียงขั้วอิเล็กโทรดที่มีต่อการอบแห้งด้วยลมร้อนร่วมกับสนามไฟฟ้า

## Effects of Electrode Arrangement on the combined Hot-Air Flow and Electric Field Drying

รัชพงศ์ กรวิชรินทร์ ไชยณรงค์ จักรธรานนท์\* และ ผดุงศักดิ์ รัตนเดโช

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต

99 หมู่ 18 ตำบลคลองหนึ่ง อำเภอคลองหลวง จังหวัดปทุมธานี 12120

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาอิทธิพลของการจัดเรียงขั้วอิเล็กโทรดที่มีต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการอบแห้งในวัสดุพูนโดยใช้ลมร้อนร่วมกับสนามไฟฟ้า โดยตัวแปรที่ทำการศึกษาคือ จำนวนขั้วอิเล็กโทรด ( $n = 1, 3$ , และ  $4$  ขั้ว) และ ระยะระหว่างอิเล็กโทรดและกราวด์ ( $L = 2 - 8$  cm) แรงดันไฟฟ้าที่ใช้เพื่อทำให้เกิดโคโรนาวินด์ (Corona wind) ถูกใช้ที่  $15$  kV อุณหภูมิและความเร็วของลมร้อนถูกควบคุมที่  $60^{\circ}\text{C}$  และ  $0.35$  m/s ตามลำดับ วัสดุพูนที่ใช้ประกอบด้วย น้ำ อากาศ และลูกแก้วซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง  $0.125$  mm ผลจากการทดลองพบว่า การเพิ่มจำนวนขั้ว  $n$  มีผลต่อลักษณะของการหมุนวนกระแสลมอย่างมาก และยังส่งผลทำให้อัตราการอบแห้งสูงมากขึ้น เมื่อระยะ  $L$  มีค่าน้อยลงลมหมุนวนจะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กลงแต่มีความแรงของการหมุนที่มากขึ้นซึ่งส่งผลทำให้อัตราการถ่ายเทมวลและความร้อนในวัสดุพูนมีค่าสูงขึ้นมาก

**คำหลัก:** อิเล็กโทรไฮโดรไดนามิกส์ (EHD) กระบวนการอบแห้ง วัสดุพูน การเพิ่มการถ่ายเทมวลและความร้อน

### Abstract

This research experimentally investigates the effects of electrode arrangement on the efficiency of a drying process utilizing hot-air flow and electric fields. Parameters are the number of electrodes ( $n = 1, 3$ , and  $4$  poles), and the distance between electrode and ground wires ( $L = 2 - 8$  cm). High electrical voltage used for generating Corona wind is employed at  $15$  kV. Temperature and bulk mean velocity of hot-air flow are controlled at  $60^{\circ}\text{C}$  and  $0.35$  m/s, respectively. A porous medium is composed of water, air and glass beads of  $0.125$  mm in diameter. The results show that an increase of the number of electrodes affects the characteristics of circulating hot-air streams greatly. Moreover, it increases the drying rate substantially. When distance  $L$  becomes smaller, the size of Corona wind is smaller but the circulating flow is stronger. Consequently, the rates of heat and mass transfer in the porous medium are considerably enhanced.

**Keywords:** Electrohydrodynamics, Drying process, Porous medium, Heat and mass transfer enhancement.

### 1. บทนำ

การอบแห้งผลิตภัณฑ์มีความสำคัญอย่างมากต่อประเทศอุตสาหกรรมเกษตร เช่น ประเทศไทย วิธีการอบแห้งที่นิยมทำกันมากที่สุด คือ การใช้ลมร้อน แต่การอบแห้งด้วยลมร้อนทั่วไปมีประสิทธิภาพยังไม่ดีพอ ต้องใช้เวลาในการอบแห้งนานทำให้สิ้นเปลืองพลังงาน ดังนั้นการพัฒนาและปรับปรุงวิธีการอบแห้งด้วยลมร้อนจึงเป็นสิ่งที่ต้องให้ความสำคัญ

ในช่วงทศวรรษที่ผ่านมา การศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทมวลและความร้อนในกระบวนการอบแห้งโดยใช้สนามไฟฟ้า (Electrohydrodynamics, EHD) ได้ถูกนำมาศึกษา วิจัยและพัฒนาอย่างต่อเนื่องโดยนักวิจัยหลายกลุ่ม อาทิ Lai และ Lai [1-2] ศึกษาอิทธิพลของปัจจัยต่าง ๆ ในกระบวนการอบแห้งโดยใช้สนามไฟฟ้า โดยจำลองกระบวนการอบแห้ง และใช้แพ็คเกจ (Packed Bed) ซึ่งเป็นภาชนะบรรจุเม็ดทรายแก้ว แทนวัสดุที่ต้องการอบแห้ง การสร้าง

สนามไฟฟ้าทำได้โดยนำลวดและแผ่นทองแดงวางไว้ที่ด้านบนและด้านล่างของแพ็คเกจตามลำดับ แล้วจ่ายไฟฟ้าแรงดันสูงไปที่ลวดทองแดง จากการทดลองพบว่าอัตราการอบแห้งมีประสิทธิภาพมากขึ้น ก็ต่อเมื่อสนามไฟฟ้า เกิดขึ้นในแนวขวางกับทิศทาง การไหลของอากาศ (Cross - flow direction) ซึ่งความสามารถของการเพิ่มประสิทธิภาพของอัตราการอบแห้งนั้นแปรผันกับความเข้มของสนามไฟฟ้าที่ใช้ ซึ่งการเกิดกระแสลมหมุนวนหรือโคโรนาวินด์ (Corona wind) จะลดลงเมื่อความเร็วของอากาศมีค่าเพิ่มมากขึ้น

Chakranond และคณะ [4-7] ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการอบแห้งแบบใช้ลมร้อนร่วมกับสนามไฟฟ้า โดยใช้ขั้วอิเล็กโทรด 4 เส้นติดตั้งในแนวตั้งฉากกับการไหลและลวดกราวด์ 1 แท่งติดตั้งในแนวขวางกับอุโมงค์ลม ผลการทดลองพบว่า ลมหมุนวนของโคโรนาวินด์ ทำให้อัตราการถ่ายเทมวลและความร้อนระหว่างแพ็คเกจดีขึ้น และขนาดของสนามไฟฟ้าที่มากขึ้นทำให้อัตราการอบแห้งเพิ่มขึ้นอย่าง

\*ผู้ติดต่อ: E-mail: cchainar@engr.tu.ac.th โทรศัพท์: 02-5643001-9 ต่อ 3144, โทรสาร: ต่อ 3049

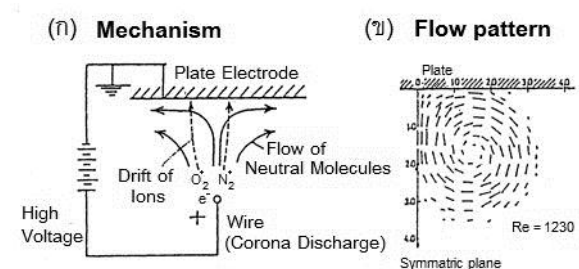
มาก ทั้งนี้เนื่องจากลมที่หมุนวนช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Convective heat transfer coefficient) ระหว่างลมร้อนและผิวหน้าของแพคเกจ

งานวิจัยนี้มุ่งเน้นในการศึกษา อิทธิพลของระยะห่างระหว่างลวดอิเล็กโทรดและกราวด์ และจำนวนอิเล็กโทรดที่มีผลต่อการถ่ายเทมวลและความร้อนภายในแพคเกจ

## 2. หลักการเพิ่มการถ่ายเทมวลด้วยโคโรนาวินด์

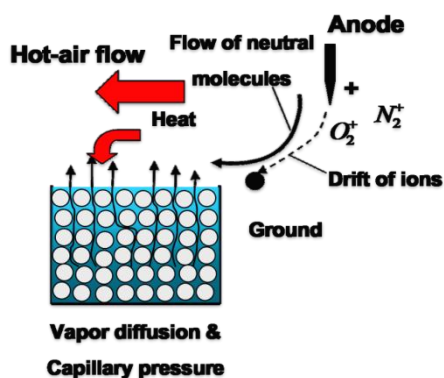
กลไกการเกิดโคโรนาวินด์โดยสนามไฟฟ้าสามารถอธิบายโดยรูปที่ 1 กระแสไฟฟ้าแรงดันสูงปล่อยจากอิเล็กโทรดขั้วบวก อากาศที่อยู่ใกล้ๆ จะถูกไอออไนซ์ (Ionized) และถูกผลักให้เคลื่อนที่ไปยังกราวด์อิเล็กโทรด (Ground electrode) ขณะที่อากาศส่วนนี้เคลื่อนที่ จะเหนี่ยวนำอากาศที่เป็นกลาง (Neutral molecules) ให้เคลื่อนที่ไปด้วย ดังรูปที่ 1 ผลของการเคลื่อนที่ดังกล่าวทำให้เกิดปรากฏการณ์ของกระแสลมหมุนวนหรือที่เรียกว่าโคโรนาวินด์ (Corona wind)

แนวคิดของการปรากฏการณ์โคโรนาวินด์มาช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทมวลและความร้อนในวัสดุพูน แสดงในรูปที่ 2 โดยลมร้อนจะไหลผ่านสนามไฟฟ้า ทำให้กระแสอากาศหมุนวน ซึ่งเพิ่มพาความร้อนระหว่างลมร้อนและผิวหน้าของแพคเกจมากขึ้น ส่งผลให้ประสิทธิภาพการอบแห้งดีขึ้น [7]



รูปที่ 1 กลไกการเกิดโคโรนาวินด์ [3]

(ก) การเคลื่อนที่ของอากาศที่ถูกชาร์จ (ข) กระแสลมหมุนวน



รูปที่ 2 กลไกการถ่ายเทมวลและความร้อนในการอบแห้งโดยใช้โคโรนาวินด์ [7]

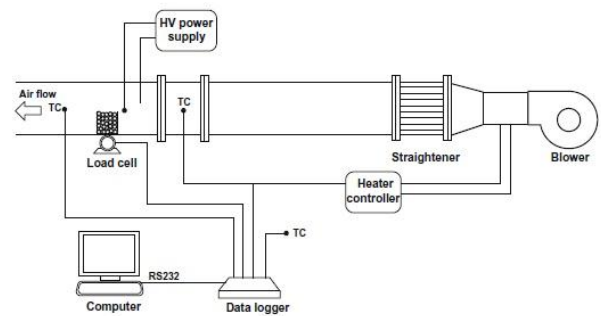
## 3. ชุดทดสอบและสภาวะทดสอบ

จากรูปที่ 3 ลมร้อนไหลผ่านอุโมงค์ลมขนาดหน้าตัด 15 cm X 15 cm และถูกควบคุมอุณหภูมิที่ 60 °C ก่อนเข้าหน้าตัดทดสอบ

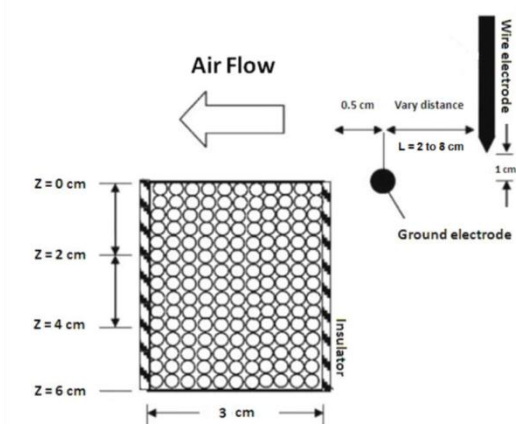
กล่องแพคเกจที่ใช้ในงานวิจัยนี้มีขนาด 3 cm (กว้าง) X 12 cm (ยาว) X 6 cm (สูง) ซึ่งทำจากแผ่นอะคริลิก (Acrylic plate) โดยบรรจุน้ำและเมล็ดทรายแก้วที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.125 mm ค่าความอิ่มตัวเริ่มต้น (Initial saturation) ของแพคเกจมีค่า  $s = 0.5$  และอุณหภูมิภายในแพคเกจวัดค่าด้วยสายไฟเบอร์ออปติก (Luxtron Fluoroptic Thermometer, Model 790, Santa Clara, Canada, accurate to  $\pm 0.5$  °C) จำนวน 4 เส้น ซึ่งถูกติดตั้งไว้ที่ระดับความลึก  $z = 0, 2, 4$  และ 6 cm (วัดจากผิวด้านบนลงไปในแพคเกจ) ดังแสดงในรูปที่ 4 น้ำหนักของแพคเกจที่เปลี่ยนแปลงตามเวลาถูกวัดค่าโดยโหลดเซลล์ (Load cell)

แรงดันไฟฟ้าที่ใช้ในการทดลองได้ถูกทดสอบว่าไม่ทำให้เกิดปรากฏการณ์สปาร์คของกระแสไฟฟ้า (Breakdown voltage or ion spark) รายละเอียดของสภาวะการทดลองแสดงในตารางที่ 1

พารามิเตอร์ต่างๆในการทดลอง จะถูกแทนด้วยสัญลักษณ์ตัวแปร ดังแสดงในตารางที่ 2



รูปที่ 3 แผนภาพชุดทดสอบ [7]



รูปที่ 4 ขนาดของแพคเกจและตำแหน่งของอิเล็กโทรด

ตารางที่ 1 สภาพทดสอบ

Condition	Symbol	Value
Glass bead	$d$	0.125 mm
Saturation	$s$	0.5
Drying temperature	$T$	60 °C
Ambient temperature	$T_a$	25 °C
Mean air velocity	$U_b$	0.35 m/s
Applied voltage	$E$	0, 15 kV
Drying time	$t$	24 hr

ตารางที่ 2 สัญลักษณ์

พารามิเตอร์	Symbol (unit)
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของอนุภาค	$d$ (mm)
ขนาดของสนามไฟฟ้า	$E$ (kV)
จำนวนขั้วอิเล็กโทรด	$n$ (ขั้ว)
ระยะห่างระหว่างขั้วอิเล็กโทรดกับกรวด	$L$ (cm)
ความลึกวัดจากผิวของแพคเกจ	$z$ (cm)

#### 4. ผลการทดลองและวิจารณ์

ในการทดลองทุกกรณี กำหนดให้ค่าความอิ่มตัวเริ่มต้นของวัสดุพรุนมีค่า  $s_{int} = 0.5$  เวลาที่ใช้ในการทดสอบมีค่าเท่ากับ 24 ชั่วโมง แรงดันสนามไฟฟ้า ( $E$ ) และความเร็วลม ( $U_b$ ) มีค่าคงที่ตลอดการทดลอง

##### 4.1 อิทธิพลของระยะห่างระหว่างอิเล็กโทรดกับกรวด

ระยะห่างระหว่างขั้วอิเล็กโทรดกับกรวดที่ทดลองที่  $L = 2, 4, 6$  และ 8 cm และกำหนดให้จำนวนขั้วอิเล็กโทรด  $n = 4$  รูปที่ 6 และ 7 เมื่อระยะห่างระหว่างขั้วอิเล็กโทรดและกรวดยิ่งน้อยลงแล้ว อุณหภูมิภายในแพคเกจมีค่าสูงขึ้น โดยเฉพาะบริเวณผิวของแพคเกจของกรณี  $L = 2$  cm จะมีค่ามากกว่ากรณีอื่นๆ ดังนั้นกรณีนี้ให้การถ่ายเทความร้อนสูงสุด

จากรูปที่ 8 แสดงให้เห็นว่า ระยะห่างระหว่างขั้วอิเล็กโทรดกับกรวดที่ลดลง มีผลต่ออัตราการระเหยของความชื้นจากแพคเกจสามารถสังเกตได้จากอัตราการอบแห้งในช่วงอัตราการอบแห้งคงที่ (Constant drying period) ดังแสดงในตารางที่ 3

โดยการเปรียบเทียบกับอัตราการอบแห้งของแบบไม่ใช้สนามไฟฟ้าร่วม พบว่า ในกรณี  $L = 2$  และ 4 cm อัตราการอบแห้งเพิ่มขึ้น 2 และ 1.6 เท่า ตามลำดับ ในขณะที่กรณี  $L = 6$  และ 8 cm มีอัตราการอบแห้งดีขึ้นพอกัน ประมาณ 1.5 เท่า

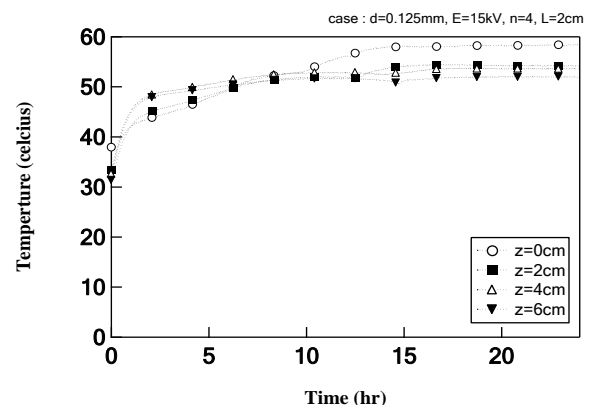
##### 4.2 อิทธิพลของจำนวนขั้วอิเล็กโทรด

ทำการทดลองเพื่อศึกษาอิทธิพลของจำนวนขั้วอิเล็กโทรดที่มีผลต่อการระเหยของมวลน้ำออกจากแพคเกจ โดย  $L = 2$  cm และ  $n = 1, 3$  และ 4

เมื่อสังเกตกราฟอุณหภูมิที่ผิว ( $z = 0$  cm) ของแพคเกจ ดังรูปที่ 9 และ 10 ซึ่งเห็นได้อย่างชัดเจนว่า ในกรณี  $n = 4$  นั้นมีอุณหภูมิที่สูงแตกต่างจากกรณีอื่นๆ กล่าวได้ว่า ในการใช้ขั้วอิเล็กโทรดยิ่งมาก ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนได้ดีโดยเฉพาะอย่างยิ่งที่บริเวณผิวหน้าของแพคเกจ

จากรูปที่ 11 แสดงให้เห็นว่าในการอบแห้งแบบใช้สนามไฟฟ้าร่วม หากจำนวนอิเล็กโทรดยิ่งมากยังสามารถระเหยมวลน้ำออกจากแพคเกจได้ดียิ่งขึ้น ซึ่งสังเกตได้จากผลอัตราการอบแห้งในช่วงอัตราการอบแห้งคงที่ ซึ่งแสดงดังตารางที่ 4

การใช้ขั้วอิเล็กโทรด 4 ขั้ว ( $n = 4$ ) ทำให้อัตราการอบแห้งสูงกว่าเดิมถึง 2 เท่าจากการอบแห้งปกติ (ไม่ใช้สนามไฟฟ้า) แต่เมื่อลดจำนวนอิเล็กโทรดลงเหลือ  $n = 3$  และ 1 ขั้วแล้ว อัตราการอบแห้งดีขึ้นเพียง 1.3 เท่า และ 1.2 เท่า ตามลำดับ เท่านั้น



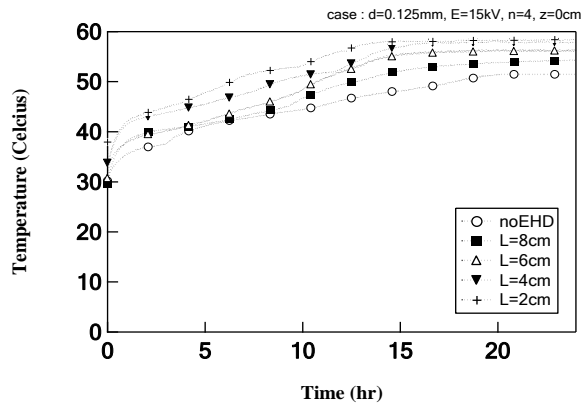
รูปที่ 5 เปรียบเทียบอุณหภูมิภายในแพคเกจที่ระดับความลึก ( $z$ ) ต่างๆ ของกรณี  $n = 4$  และ  $L = 2$  cm

ตารางที่ 3 อัตราการอบแห้ง (Drying rate) ในกรณีเปลี่ยนแปลงระยะ  $L$  (cm)

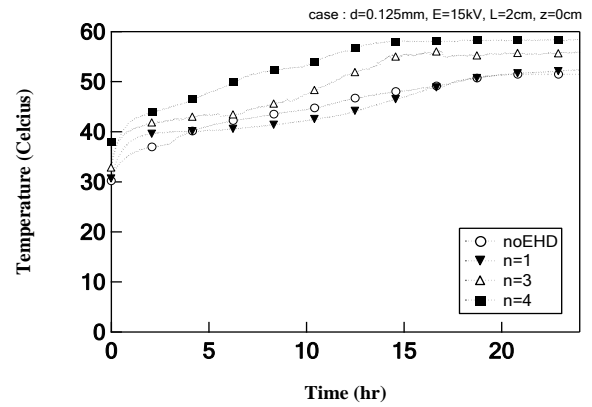
กรณีทดลอง	อัตราการอบแห้ง (g/hr)
ไม่ใช้สนามไฟฟ้า	2.68
$L = 8$ cm	4.00
$L = 6$ cm	4.15
$L = 4$ cm	4.32
$L = 2$ cm	5.36

ตารางที่ 4 อัตราการอบแห้ง (Drying rate) ในกรณีเปลี่ยนแปลงจำนวนขั้วอิเล็กโทรด ( $n$ )

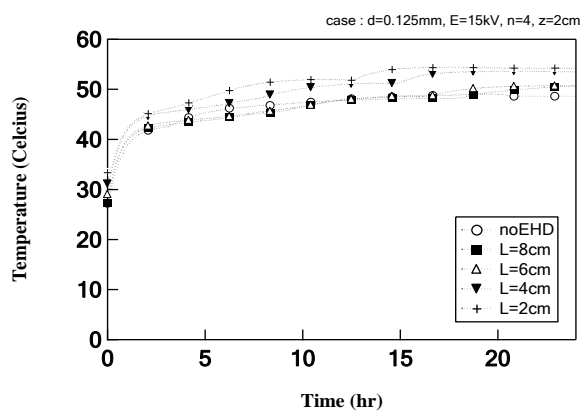
กรณีทดลอง	อัตราการอบแห้ง (g/hr)
ไม่ใช้สนามไฟฟ้า	2.68
$n = 1$	3.23
$n = 3$	3.62
$n = 4$	5.36



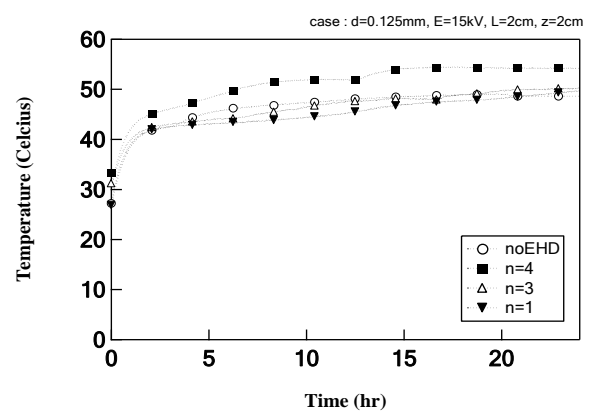
รูปที่ 6 เปรียบเทียบอุณหภูมิบริเวณผิวแพคเบด  
( $z = 0$  cm) เมื่อ  $n = 4$  และ  $L = 2, 4, 6$  และ  $8$  cm



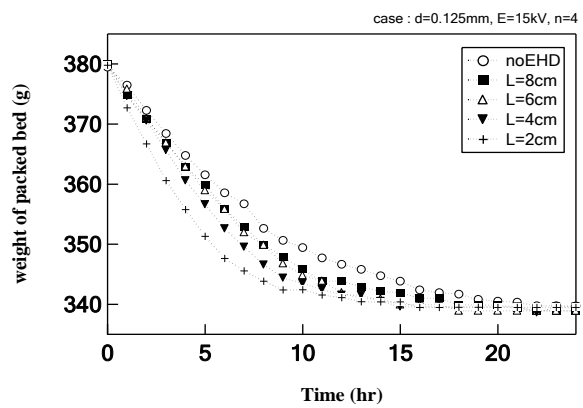
รูปที่ 9 เปรียบเทียบอุณหภูมิบริเวณผิวแพคเบด  
( $z = 0$  cm) เมื่อ  $L = 2$  cm และ  $n = 1, 3$  และ  $4$



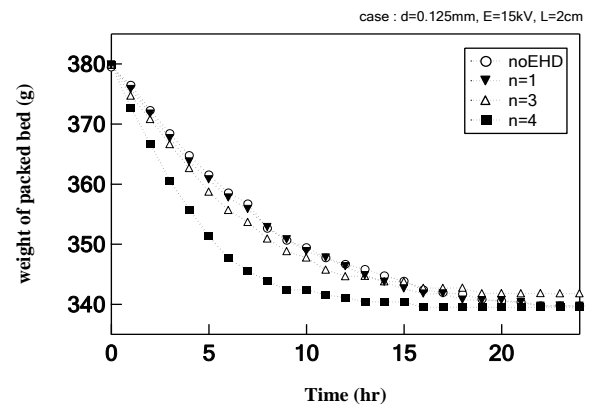
รูปที่ 7 เปรียบเทียบอุณหภูมิของแพคเบดที่ความลึก  $z = 2$  cm เมื่อ  $n = 4$  และ  $L = 2, 4, 6$  และ  $8$  cm



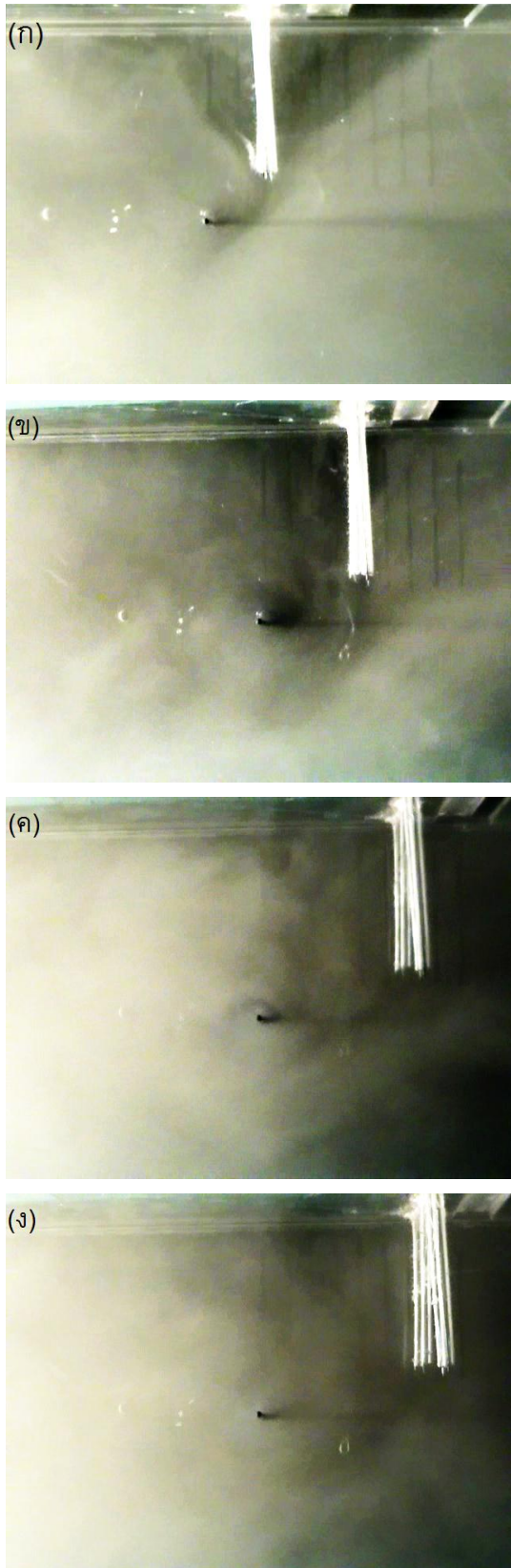
รูปที่ 10 เปรียบเทียบอุณหภูมิของแพคเบดที่ความลึก  $z = 2$  cm เมื่อ  $L = 2$  cm และ  $n = 1, 3$  และ  $4$



รูปที่ 8 น้ำหนักของแพคเบดที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
โดย  $n = 4$  และ  $L = 2, 4, 6$  และ  $8$  cm



รูปที่ 11 น้ำหนักของแพคเบดที่เปลี่ยนไปตามเวลา  
โดย  $L = 2$  cm และ  $n = 1, 3$  และ  $4$



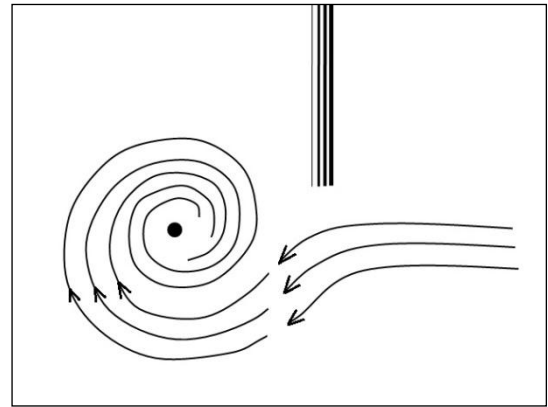
รูปที่ 12 โครนาวิงค์ ที่เกิดขึ้นในกรณีต่างๆ

(ก)  $L = 2 \text{ cm}$

(ข)  $L = 4 \text{ cm}$

(ค)  $L = 6 \text{ cm}$

(ง)  $L = 8 \text{ cm}$



รูปที่ 13 ไดอะแกรมการเคลื่อนที่ของโครนาวิงค์

#### 4.3 การเปรียบเทียบลักษณะลมหวน

เพื่ออธิบายลักษณะลมหวนที่เกิดขึ้นจากสนามไฟฟ้า งานวิจัยนี้ได้ภาพการหมุนของลมร้อนภายใต้สนามไฟฟ้าโดยใช้เทคนิคควันรูป (Flow visualization with incense-smoke technique)

จากการสังเกตจากภาพต่อเนื่องที่ถ่ายจากวิดีโอ ดังแสดงในรูปที่ 12 โดยวิเคราะห์ลักษณะการเคลื่อนตัวของกลุ่มควันรูปรอบๆกราวด์ จะเห็นว่า เมื่อระยะห่างระหว่างลวดอิเล็กโตรดและกราวด์น้อย เช่นที่  $L = 2 \text{ cm}$  ลมหวนจะมีขนาดเล็ก แต่มีความเร็วของการหมุนสูง หากเพิ่มระยะห่าง  $L$  มากขึ้น ลมหวนจะมีขนาดใหญ่ขึ้น แต่ความแรงลมหวนมีขนาดลดลง และการใช้อิเล็กโตรด 1 เส้น จะให้ความแรงของลมหวนที่น้อยกว่าการใช้อิเล็กโตรด 3 และ 4 เส้น

ทั้งนี้เนื่องจากแรงอิเล็กโตรโอสแตติกโคโรนาอิมิตส์แปรผันตามเกรเดียนต์ของสนามไฟฟ้าและขนาดความเข้มของสนามไฟฟ้า ( $\vec{F}_{EHD} \propto \nabla V$  และ  $\vec{E}$ ) ดังนั้นเมื่อระยะห่างระหว่างอิเล็กโตรดและกราวด์มีค่าน้อย ทำให้แรงอิเล็กโตรโอสแตติกมีค่ามากขึ้น ส่งผลให้ขนาดความแรงของชั้นการไหลแบบเฉือน (Shear flow layer) อันเนื่องมาจากความแตกต่างของความเร็วระหว่างอากาศที่ถูกไอโอไนซ์กับอากาศที่เป็นกลางมีค่ามากขึ้น เป็นผลให้ความแรงของการหมุนมีค่าสูงขึ้น ด้วยผลดังกล่าวนี้ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและมวลระหว่างแพคเกจและลมร้อนมีค่ามากขึ้น

#### 5. สรุป

ในงานวิจัยนี้ทำการศึกษาผลของการจัดวางอิเล็กโตรดและจำนวนอิเล็กโตรดที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทมวลและความร้อนของวัสดุพูนในกระบวนการอบแห้งแบบใช้ลมร้อนร่วมกับสนามไฟฟ้า และสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

(1) ในกรณีที่ใช้จำนวนขั้วอิเล็กโตรดเท่ากัน ระยะห่างระหว่างขั้วอิเล็กโตรดกับกราวด์นั้นมีผลต่ออัตราการระเหยของมวลน้ำ ยิ่งระยะห่างระหว่างขั้วอิเล็กโตรดและกราวด์ยิ่งใกล้กันมากเท่าไรก็จะยิ่งเพิ่มอัตราการอบแห้งให้ดียิ่งขึ้น



(2) กรณีระยะของขั้วอิเล็กโตรดและกราวด์เท่ากัน จำนวนขั้วอิเล็กโตรดที่ใช้มีผลต่ออัตราการระเหยของมวลน้ำเป็นอย่างมาก ยิ่งจำนวนอิเล็กโตรดมากยิ่งเพิ่มประสิทธิภาพการอบแห้ง เมื่อเปรียบเทียบกับ การอบแห้งแบบไม่ใช้สนามไฟฟ้า การใช้อิเล็กโตรด 4 ขั้ว มีอัตราการอบแห้งดีขึ้น 2 เท่า ในขณะที่ การใช้อิเล็กโตรด 3 หรือ 1 ขั้ว มีอัตราการอบแห้งที่ขึ้นประมาณ 1.3 เท่า

(3) อิทธิพลของโคโรनावินต์ทำให้ความชื้นที่ผิวหน้าของแพคเกจสามารถระเหยไปสู่ลมร้อนได้เร็วขึ้นและทำให้อุณหภูมิภายในแพคเกจมีค่าสูงเร็วขึ้น ซึ่งเมื่อระยะระหว่างขั้วอิเล็กโตรดกับกราวด์ที่ยังเข้าใกล้กันมาก ทำให้โคโรनावินต์ที่เกิดขึ้นมีขนาดเล็กแต่หมุนแรงขึ้น และเมื่อใช้จำนวนขั้วอิเล็กโตรดที่มากขึ้น ก็จะทำให้เกิดปรากฏการณ์โคโรनावินต์ที่ซับซ้อนมากขึ้น ซึ่งเป็นผลทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนจากลมร้อนสู่แพคเกจได้ดีขึ้น

## 6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ธรรมศาสตร์ และทุนสำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ (วช.) รวมทั้งโครงการส่งเสริมการวิจัยในอุดมศึกษาและการพัฒนามหาวิทยาลัยวิจัยแห่งชาติของสำนักงานคณะกรรมการอุดมศึกษาที่ให้การสนับสนุนเงินทุนสำหรับการวิจัย

## 7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Lai, F.C., Lai, K.W., 2002. EHD enhanced drying with wire electrode. *Drying Technology*, Vol. 20, No. 7, pp. 1393-1405.
- [2] Lai, F.C., Sharma, R.K., 2005. EHD Enhanced drying with multiple needle electrodes. *J. Electrostatics*, Vol. 63, pp. 223-237.
- [3] Yabe, A., Mori, Y., Hijikata, K., 1996. Active heat transfer enhancement by utilizing electric fields. *Ann Reviews of Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 193-244.
- [4] Chakranond, C., Ratanadecho, P., Smathiwat, P., Amornvareesaman, P., Pradipasena, T., 2007. Enhancement of Mass and Heat Transfer in the Unsaturated Double-layer Packed-bed with Electric fields. In: *Proceedings of the 22<sup>nd</sup> National Mechanical Engineering Conference*. Thammasat University, Pathumtani, Thailand, No.TSF-044, pp.424-429.
- [5] ไชยณรงค์ จักรธรานนท์ และ ผดุงศักดิ์ รัตนเดโช. 2552. อิทธิพลของสนามไฟฟ้าต่อการถ่ายเทมวลและความร้อนในวัสดุพูน. การประชุมวิชาการเรื่อง การถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน (ครั้งที่ 8), โรงแรมโพธิ์หวัด รีสอร์ท แอนด์ สปา จังหวัด เชียงราย
- [6] Chakranond, C., Ratanadecho, P., 2009. Heat and Mass Transfer Enhancement in Unsaturated Porous Packed beds subjected to Electrohydrodynamics (EHD), In: *Proceedings of the 6th Asia-Pacific Drying Conference (ADC2009)*, Bangkok, Thailand.
- [7] Chakranond, C., Ratanadecho, P., 2010. Analysis of heat and mass transfer enhancement in porous material subjected to electric fields (effects of particle sizes and layered arrangement), *Experimental Thermal and Fluid Science* 34, pp. 1049-1056.

รหัสวิธีเชิงพันธุกรรมเพื่อคัดเลือกแบบจำลองการอบแห้งข้าวเปลือก  
สำหรับเครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระ  
Genetic algorithm for the selection of rough rice drying model  
for the free-fall paddy dryer

โศรฎา แข็งการ<sup>1</sup>, สุพิชญ์ มีสุขเจ้าสำราญ<sup>1</sup> และ ทวีจ จิตรสมบูรณ์<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จ.นครราชสีมา 30000

## บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ทำการค้นหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการอบแห้งที่เหมาะสมกับการอบแห้งข้าวเปลือก ด้วยเครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระ โดยทำการอบแห้งข้าวเปลือกด้วยอุณหภูมิอากาศอบแห้ง 100, 130 และ 150 °C ใช้ความเร็วของอากาศอบแห้ง 2 m/s และระยะเวลาพักข้าวเปลือก 1 นาทีต่อการอบแห้ง จากนั้นใช้รหัสวิธีเชิงพันธุกรรม (Genetic Algorithm) เพื่อค้นหาค่าปัจจัยของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์การอบแห้งชั้นบางในรูปแบบต่างๆ 9 รูปแบบ ที่สอดคล้องกับผลการทดลองอบแห้งมากที่สุด ทั้งนี้โดยใช้ GA Toolbox ของโปรแกรม MATLAB จากการศึกษาวิเคราะห์เชิงสถิติแสดงให้เห็นว่าแบบจำลองอบแห้งชั้นบางของ Midilli เหมาะสมที่สุดในกรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมที่มีค่าสูง และแบบจำลองอบแห้งชั้นบางแบบ Two-term exponential เหมาะสมที่สุดในกรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมที่มีค่าต่ำ

**คำหลัก:** รหัสวิธีเชิงพันธุกรรม, แบบจำลองการอบแห้งชั้นบาง, เครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระ

## Abstract

The purpose of this study was to seek the proper thin-layer rough rice model for the free-fall dryer. Experimental data for drying temperatures 100, 130 and 150°C, drying velocity 2 m/s and rest period between drying round of 1 minute were fitted into the 9 theoretical models by a genetic algorithm (GA). The GA Toolbox in MATLAB was used to generate the correlation coefficients of the models. The best fitting of the experimental data by these models was specified by comparing the correlation coefficients, standard errors and mean square deviations. The Midilli model was found to be the most suitable model for drying condition at high relative humidity of ambient air while the Two-term exponential model was most appropriate for ambient air of low relative humidity.

**Keywords:** emissions/ fluidized-bed/ rice husk/ vortex

## 1. บทนำ

ข้าวเปลือกที่ได้จากการเก็บเกี่ยวมักมีความชื้นในเมล็ดสูง ซึ่งส่งผลต่ออายุการเก็บรักษา อัตราการเสื่อมคุณภาพ การเข้าทำลายของแมลง และเชื้อรา ดังนั้นจึงต้องลดความชื้นเมล็ดให้เร็วที่สุด การลดความชื้นด้วยเครื่องอบแห้งเป็นทางเลือกหนึ่งที่เหมาะสมกับสภาพในปัจจุบัน เนื่องจากสามารถลดความชื้นได้อย่างรวดเร็ว ในปริมาณที่มาก และในระยะเวลาที่กำหนดได้แน่นอน โดยไม่ขึ้นกับสภาพภูมิอากาศ แต่เนื่องจากการอบแห้งเป็นกระบวนการที่ใช้พลังงานสูงและความร้อนที่ใช้ยังมีผลต่อคุณภาพข้าวเปลือก จึงเกิดงานวิจัยและพัฒนาเครื่องอบแห้งข้าวเปลือกเพื่อลดการใช้พลังงานและคงรักษาคุณภาพข้าวเปลือกที่ดี ผลของงานวิจัยก่อให้เกิดเครื่องอบแห้งข้าวเปลือกด้วยเทคนิคต่าง ๆ อย่างหลากหลาย เช่น เครื่องอบแห้งแบบฟลูอิดไคซ์เบด, แบบสเปาเต็ดเบด, แบบไหลลูกเหล็ก(LSU), แบบการไหลขวาง และแบบข้าวหล่นอิสระ เป็นต้น

การจำลองกระบวนการอบแห้งเป็นสิ่งที่สำคัญต่อการวิจัยและพัฒนาเครื่องอบแห้ง โดยสมการทำนายความชื้นภายในวัสดุเป็นหัวใจสำคัญของระบบสมการอบแห้ง และเนื่องจากข้าวเปลือกเป็นวัสดุทางชีวภาพ ที่มีความซับซ้อนในกระบวนการแพร่และการระเหยน้ำภายในเมล็ด เช่นมีทั้งการแพร่ของน้ำในสภาพของเหลวและไอ การดูดซึมด้วยระบบคาปิลารี และการไหลแบบโมเลกุลอิสระ (Knudsen flow) ดังนั้นการสร้างสมการทำนายความชื้นภายในข้าวเปลือก จึงมักใช้ผลการทดลองอบแห้งเป็นข้อมูลในการสร้างสมการ โดยเปรียบเทียบผลการทดลองอบแห้งเข้ากับแบบจำลองอบแห้งชั้นบาง (Thin Layer Drying Model) ซึ่งมีหลายรูปแบบ ดังแสดงในตารางที่ 1.

การเปรียบเทียบผลการทดลองกับแบบจำลองอบแห้งชั้นบาง ก็คือการหาค่าพารามิเตอร์ของแบบจำลองอบแห้งชั้นบาง ซึ่งทำให้แบบจำลองสามารถทำนายลักษณะการลดลงของความชื้นข้าวเปลือกได้สอดคล้องกับผลการทดลองมากที่สุด เมื่อพิจารณาจะพบว่า

\*ผู้ติดต่อ: E-Mail: tabon@sut.ac.th, โทรศัพท์: 044 22 4410, โทรสาร: 044 22 4613

กระบวนการดังกล่าว คือปัญหาการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด (Optimization Problem) นั่นเอง ซึ่งในปัจจุบันเทคนิคการค้นหาคำตอบด้วยรหัสวิวิธพันธุกรรม (genetic algorithm) กำลังได้รับการประยุกต์ใช้อย่างมากมายในหลากหลายงาน เนื่องจากเป็นที่ยอมรับว่าสามารถหลีกเลี่ยงคำตอบแบบวงแคบเฉพาะถิ่น (local optimum) และสามารถค้นหาคำตอบที่ใกล้เคียงกับคำตอบที่เหมาะสมที่สุดแบบวงกว้าง (near global optimum) ได้

เพื่อการวิจัยและพัฒนาเครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระในขั้นสูงต่อไป งานวิจัยนี้จึงทำการทดลองอบแห้งข้าวเปลือกด้วยเครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระซึ่งเป็นการอบแห้งแบบมีการพักในระหว่างกระบวนการ จากนั้นนำผลการทดลองที่ได้มาเปรียบเทียบกับแบบจำลองอบแห้งชั้นบาง โดยประยุกต์ใช้รหัสวิวิธพันธุกรรมในการค้นหาพารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุดของแต่ละแบบจำลอง แล้วใช้การวิเคราะห์เชิงสถิติเพื่อเลือกแบบจำลองอบแห้งชั้นบางที่เหมาะสม ซึ่งแบบจำลองที่ได้สอดคล้องกับผลการทดลองแบบมีการพักได้ดี แสดงถึงความเหมาะสมของแบบจำลองในการทำนายผลการอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระ

## 2. หลักการทำงานของเครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระ

เครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระนี้ ได้ถูกคิดค้นขึ้น โดยคาดหวังว่าจะสามารถอบแห้งได้อย่างรวดเร็ว ประหยัดพลังงาน และไม่เกิดผลเสียต่อเมล็ดข้าว ซึ่งจะทำได้ข้าวเต็มเมล็ด (ข้าวตัน) เป็นปริมาณสูง อีกทั้งได้คุณภาพดีทั้งในด้านของกลิ่นและสีของข้าวสาร ซึ่งเครื่องอบนี้ได้รับการจดสิทธิบัตรแล้ว [3]

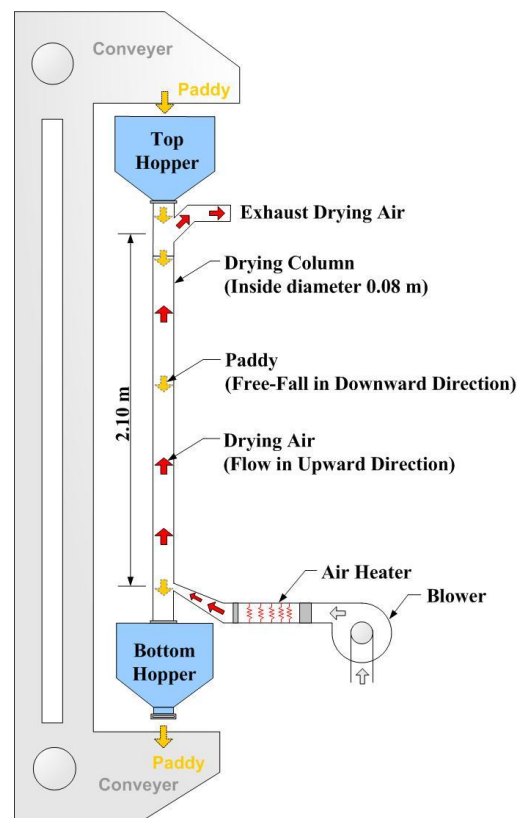
รูปที่ 1 แสดงให้เห็นถึงหลักการทำงานของเครื่องอบแห้งนี้คือพัดลมเป่าอากาศผ่านอุปกรณ์สร้างความร้อน เพื่อสร้างลมร้อนเข้าสู่ด้านล่างของท่ออบแห้งที่ตั้งอยู่ในแนวตั้ง ส่วนข้าวเปลือกชั้นตกลงมาโดยอิสระจากด้านบนของท่ออบแห้งส่วนทางกับการไหลขึ้นของลมร้อน ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนและความชื้นกับอากาศร้อนอย่างรวดเร็ว ทำให้ข้าวเปลือกแห้งลงอย่างรวดเร็ว แต่ข้าวเปลือกจะอยู่ในท่ออบแห้งเป็นระยะเวลาสั้นๆ เพียงประมาณ 1 วินาทีในแต่ละรอบ (กรณีเครื่องอบแห้งขนาดห้องทดลอง ที่ท่ออบแห้งยาวประมาณ 2 เมตร แต่ถ้าท่ออบแห้งยาวกว่านี้ก็จะมีความยาวมากขึ้น) จากนั้นข้าวเปลือกจะออกจากท่ออบแห้งเข้าสู่ถังพักทางด้านล่าง

เครื่องอบแห้งนี้แตกต่างจากเครื่องอบแห้ง แบบ LSU ที่ถึงแม้จะมีการไหลของเมล็ดพืชในแนวตั้งสวนทางกับอากาศแต่จะมีตัวควบคุมการไหลให้เมล็ดพืชตกลงด้านล่างอย่างช้าๆ โดยอากาศจะค่อยๆ ซึมผ่านขึ้นไปด้านบน แต่เครื่องอบแห้งแบบใหม่นี้เมล็ดพืชตกลงสวนทางกับอากาศในแนวตั้งด้วยความเร็วสูงและมีความพรุนเมล็ดข้าวสูง ทำให้พื้นที่สัมผัสในการถ่ายเทความร้อนและความชื้นเพิ่มมากขึ้น ที่สำคัญคือความเร็วสัมพัทธ์ระหว่างอากาศกับเมล็ดพืชในเครื่องอบแห้งนี้จะมีค่าสูง โดยความเร็วของอากาศไม่จำเป็นต้องมีค่าสูงมากนัก (ต่ำกว่าความเร็วลอยตัว) ซึ่งทำให้มีอัตราการถ่ายเทมวลความร้อนที่สูงเป็นสัดส่วนกัน

เพื่อให้ได้ข้าวเปลือกที่มีความชื้นอยู่ในระดับที่เหมาะสมต่อการจัดเก็บจึงต้องลำเลียงข้าวเปลือกเข้าสู่ท่ออบแห้งหลายรอบ ดังนั้นจึงเกิดช่วงเวลาพักที่ข้าวเปลือกก่อนที่จะเข้าสู่ท่ออบแห้งอีกครั้ง เรียกช่วงเวลานี้ว่า ‘การพัก’ (resting period) นั่นคือระยะเวลาตั้งแต่ข้าวเปลือกออกจากท่ออบแห้งเข้าสู่ถังพักด้านล่าง และถูกลำเลียงขึ้นจนกระทั่งเข้าสู่ท่ออบแห้งอีกครั้ง ช่วงระยะเวลาดังกล่าวจะมากหรือน้อยขึ้นกับปริมาณข้าวเปลือกในถังพักด้านล่าง

ผลการวิจัยที่ผ่านมาแสดงให้เห็นว่าเครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระมีอัตราการอบแห้งที่ค่อนข้างสูง อยู่ในช่วง 0.0514-0.0971 (%w.b./sec.) [5] และใช้พลังงานปฏิกิริยาเฉพาะที่ต่ำ อยู่ในช่วง 3.00-3.55 MJ/kg water evap. [6] โดยสามารถรักษารักษาปริมาณข้าวตันได้สูงถึงประมาณ 55% [7]

เครื่องอบแห้งที่ใช้ในการวิจัยนี้เป็นเครื่องระดับห้องทดลองขนาดเล็ก โดยมีท่ออบแห้งขนาดวงใน 8 เซนติเมตร ความยาวท่อรวม 210 เซนติเมตร ขดลวดความร้อนขนาด 6 กิโลวัตต์ มอเตอร์พัดลมขนาด 1.75 กิโลวัตต์ ซึ่งสามารถปรับแต่งความร้อนและจำนวนรอบพัดลมได้อย่างต่อเนื่อง



รูปที่ 1 โครงร่างเครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระ

## 3.แบบจำลองอบแห้งชั้นบาง

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ส่วนมากที่ใช้ในการศึกษาเกี่ยวกับ การอบแห้งชั้นบาง แสดงในตารางที่ 1 โดยแต่ละสมการถูกสร้างขึ้น

เพื่อให้สอดคล้องกับลักษณะการอบแห้งที่เปลี่ยนไปทั้งด้านเทคนิค  
อบแห้ง เงื่อนไขการอบแห้ง และสภาวะแวดล้อมเป็นต้น

ตารางที่ 1 แบบจำลองการอบแห้งชั้นบาง [2]

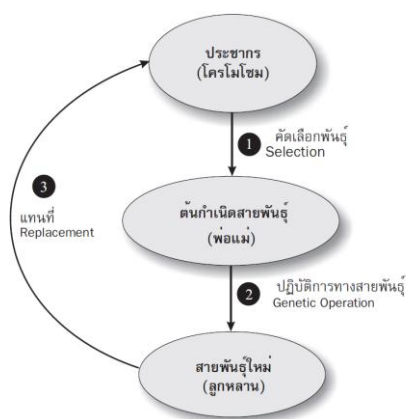
Name	Model equation
Newton	$MR = e^{-kt}$
Page	$MR = e^{-kt^n}$
Henderson and Pabis	$MR = ae^{-kt}$
Logarithmic	$MR = a_0 + ae^{-kt}$
Two-term exponential	$MR = a_1e^{-k_1t} + a_2e^{-k_2t}$
Geometric	$MR = at^{-n}$
Wang and Singh	$MR = 1 + a_1t + a_2t^2$
Midilli	$MR = ae^{-kt^n} + bt$
Diffusion approach	$MR = ae^{-kt} + (1-a)e^{-kbt}$

งานวิจัยนี้ใช้แบบจำลองในตารางที่ 1 เพื่อทดสอบหาแบบจำลอง  
ที่เหมาะสมที่สุดกับเครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระ

#### 4.การค้นหาคำตอบด้วยรหัสวิธีเชิงพันธุกรรม

รหัสวิธีเชิงพันธุกรรม (GA) ใช้การเลียนแบบการคัดเลือกโดย  
ธรรมชาติและปฏิบัติการทางสายพันธุ์ กับการค้นหาคำตอบให้โจทย์  
ปัญหา โดยพิจารณารูปแบบของปัญหาเลียนแบบประชากรในสังคม  
ซึ่งโดยปกติประชากรใน สังคมจะถูกคัดเลือกและปรับเปลี่ยน  
พันธุกรรม เพื่อให้ได้ลูกหลานที่มีลักษณะเหมาะสมกับสภาวะ  
แวดล้อมที่บีบบังคับ ดังนั้น โจทย์ปัญหาจะเปรียบได้กับแบบจำลอง  
การอบแห้งชั้นบาง ผลการทดลองอบแห้งและฟังก์ชันวัตถุประสงค์  
เปรียบได้กับสิ่งแวดล้อมที่บีบบังคับ สำหรับประชากรเปรียบได้กับ  
ชุดค่าคงที่ของแบบจำลองนั้นๆ ซึ่งจะถูกละเลือกและปรับเปลี่ยน  
พันธุกรรมจนได้คำตอบของปัญหาที่ดีขึ้นเรื่อยๆ จากรุ่นหนึ่งไปสู่รุ่น  
หนึ่ง ทำให้แบบจำลองและผลการทดลองซ้อนทับกันมากขึ้นเรื่อยๆ

วัฏจักรของ GA ประกอบด้วย 3 กระบวนการที่สำคัญ คือการ  
คัดเลือกสายพันธุ์, ปฏิบัติการทางสายพันธุ์ และการแทนที่ ดังรูปที่ 2

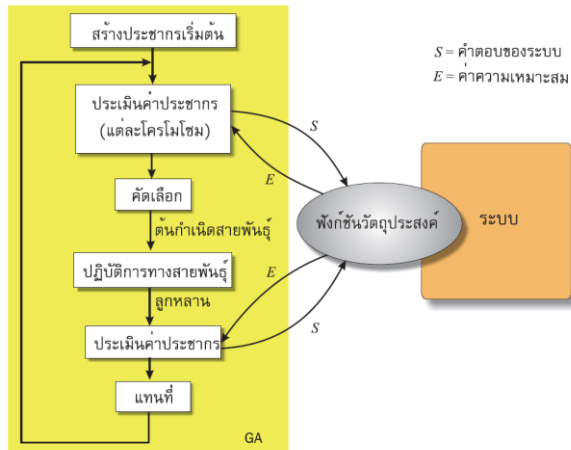


รูปที่ 2 วัฏจักรของรหัสวิธีเชิงพันธุกรรม [8]

#### ขั้นตอนการทำงานของ GA

1. สร้างประชากรโดยการสุ่ม (Random) ตามจำนวนที่  
ต้องการ
2. ประเมินค่าประชากร (ประชากร 1 คน ประกอบด้วย 1  
โครโมโซมซึ่งแต่ละ โครโมโซมแทนชุดค่าคงที่ของ  
แบบจำลอง และยีนแต่ละตัวใน 1 โครโมโซม เป็นตัวแทน  
ของค่าคงที่แต่ละพจน์ของแบบจำลอง) ของกลุ่มประชากร  
ทั้งหมดที่สุ่มได้ จากข้อ 1. ด้วยฟังก์ชันวัตถุประสงค์ ในที่นี้  
คือ ค่า น้อยที่สุด ของ ค่า ความ คลาดเคลื่อน  
มาตรฐาน ระหว่าง แบบจำลองและผลการทดลอง
3. คำนวณค่าความเหมาะสมแล้วส่งกลับไปยัง GA
4. ใช้ค่าความเหมาะสมทำการคัดเลือกโครโมโซมบางกลุ่ม  
เพื่อนำมาเป็นต้นกำเนิดสายพันธุ์ ซึ่งจะถูกใช้เป็นตัวแทน  
ในการถ่ายทอดสายพันธุ์ให้กับรุ่นถัดไป
5. นำต้นกำเนิดสายพันธุ์มาทำการสร้างลูกหลาน ด้วย  
ปฏิบัติการทางสายพันธุ์ โครโมโซมที่ได้ในขั้นตอนนี้ก็คือ  
โครโมโซมลูกหลาน
6. คำนวณค่าความเหมาะสมของโครโมโซมลูกหลาน โดยใช้  
ขั้นตอนเดียวกับข้อ 3
7. โครโมโซมในประชากรเดิมจะถูกแทนที่ด้วยลูกหลานที่ได้  
จากข้อ 5 ประชากรเพียงบางส่วนเท่านั้นที่จะถูกแทนที่ด้วย  
กลวิธีเฉพาะสำหรับขั้นตอนของการแทนที่โดยใช้ค่าความ  
เหมาะสมในการตัดสินใจ
8. เริ่มต้นทำซ้ำจากขั้นตอนในข้อ 2 ไปเรื่อยๆ จนกระทั่งได้  
คำตอบที่ต้องการ คำตอบที่ได้จะมาจากโครโมโซมที่ดีที่สุด  
ในกลุ่มประชากรนั่นเอง โดยที่สามารถใช้ค่าจากฟังก์ชัน  
วัตถุประสงค์เพื่อเป็นการประเมินว่าคำตอบที่ได้เป็นที่  
ต้องการ ซึ่งสามารถแสดงขั้นตอนดังรูปที่ 3

รหัสวิธีเชิงพันธุกรรมจะดำเนินการไปเรื่อย ทำให้พบ  
คำตอบที่ดีขึ้น จากคำตอบวงแคบเฉพาะถิ่น (Local solution) ไป  
ยังคำตอบวงกว้าง (Global solution) รหัสวิธีเชิงพันธุกรรมจะยุติ  
เมื่อเงื่อนไขการค้นหาคำตอบสอดคล้องกับฟังก์ชันวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้  
โดยทั่วไปจะอาศัยเงื่อนไขเกี่ยวกับจำนวนรุ่นที่ต้องการ หรือค่า  
ความคลาดเคลื่อนที่ยอมรับได้ คำตอบที่ดีที่สุดที่พบคือ  
โครโมโซมที่ดีที่สุดในกลุ่มของประชากร



รูปที่ 3 ขั้นตอนของรหัสวิเชิงพันธุกรรม [8]

## 5. สมการการคำนวณที่เกี่ยวข้อง

### 5.1 การหาอัตราส่วนความชื้น

อัตราส่วนความชื้น (Moisture Ratio, MR) นิยามโดย

$$MR = \frac{M - M_e}{M_0 - M_e} \quad (1)$$

โดยที่  $M$  คือ ความชื้นข้าวเปลือกที่เวลาใด

$M_0$  คือ ความชื้นข้าวเปลือกเริ่มต้น

$M_e$  คือ ความชื้นสมดุลของข้าวเปลือก

ความชื้นสมดุลหาได้จากสมการกึ่งทฤษฎี พัฒนาโดย Henderson (1952)

$$M_e = \frac{1}{100} \left[ \frac{\ln(1 - RH)}{(C_1 T_{abs})} \right]^{1/C_2} \quad (2)$$

โดยที่  $RH$  คือ ค่าความชื้นสัมพัทธ์อากาศอบแห้ง (ทศนิยม)

$T_{abs}$  คือ ค่าอุณหภูมิอากาศอบแห้งสัมบูรณ์

$C_1, C_2$  คือ ค่าคงที่การคายความชื้น สำหรับข้าวเปลือกมีค่าเท่ากับ  $-3.146 \times 10^{-6}$  และ  $2.464$  ตามลำดับ [4]

### 5.2 การคำนวณระยะเวลาในท่ออบแห้ง

เครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระ มีลักษณะการสัมผัสกันระหว่างข้าวเปลือกและอากาศอบแห้งแบบไม่ต่อเนื่อง ดังนั้นการพิจารณาระยะเวลาที่ใช้ในการอบแห้งจะพิจารณาจากระยะเวลาที่เมล็ดข้าว 1 เมล็ดสัมผัสอากาศร้อนจริง,  $t_{resident}$  ตามสมการที่ (3)

$$t_{resident} = (N_{drying\_pass} \times t_{resident\_1pass}) \quad (3)$$

โดยที่  $N_{drying\_pass}$  คือจำนวนรอบที่ข้าวเปลือกผ่านเข้าสู่ท่ออบแห้ง (รอบ) และ  $t_{resident\_1pass}$  คือเวลาที่เมล็ดข้าว 1 เมล็ดอยู่ในท่ออบแห้ง ใน 1 รอบการอบแห้ง (วินาที)

## 5.3 เงื่อนไขที่ใช้ประเมินความเหมาะสม ของ

### แบบจำลองอบแห้งชั้นบาง

ประกอบด้วย 3 เงื่อนไข คือค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน ( $e_s$ ), ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์ ( $r$ ) และ ค่าความแปรปรวน ( $\chi^2$ ) แต่ละเงื่อนไขมีนิยามดังต่อไปนี้ [1]

$$e_s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (MR_{pre,i} - MR_{exp,i})^2}{N - N_c}} \quad (4)$$

$$r = \frac{N \sum_{i=1}^N MR_{pre,i} MR_{exp,i} - \sum_{i=1}^N MR_{pre,i} \sum_{i=1}^N MR_{exp,i}}{\sqrt{N \sum_{i=1}^N (MR_{pre,i})^2 - (\sum_{i=1}^N MR_{pre,i})^2} \sqrt{N \sum_{i=1}^N (MR_{exp,i})^2 - (\sum_{i=1}^N MR_{exp,i})^2}} \quad (5)$$

$$\chi^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (MR_{pre,i} - MR_{exp,i})^2}{N - N_c} \quad (6)$$

โดยที่  $MR_{pre,i}$  คือ ค่าสัดส่วนความชื้นที่คำนวณได้จากสมการอบแห้งชั้นบาง,  $MR_{exp,i}$  คือ ค่าสัดส่วนความชื้นที่ได้จากผลการทดลอง,  $N$  คือ จำนวนจุดข้อมูลการทดลอง และ  $N_c$  คือ จำนวนค่าคงที่ในแบบจำลองอบแห้งชั้นบาง

## 6. วิธีการดำเนินงานวิจัย

### 6.1 วัสดุและวิธีการทดลอง

งานวิจัยนี้ใช้ข้าวเปลือกพันธุ์ ชัยนาท 1 ที่ได้จากการเก็บเกี่ยวด้วยรถเกี่ยวนา ในเดือน พฤษภาคม 2551 บรรจุในถุงพลาสติกปิดสนิท ถุงละ 60 กิโลกรัม และจัดเก็บในห้องแช่เย็นที่มีอุณหภูมิประมาณ  $5^\circ\text{C}$  ก่อนการทดลองนำข้าวเปลือกออกจากห้องแช่เย็นและพักในสภาพอากาศแวดล้อมประมาณ 12 ชั่วโมง จากนั้นนำข้าวเปลือกไปคัดแยกเมล็ดเต็มออกจากเศษฟางและเมล็ดลีบด้วยเครื่องคัดแยก บรรจุข้าวเปลือกเมล็ดเต็มที่ได้ในถุงพลาสติกปิดสนิทตั้งไว้ในสภาพอากาศแวดล้อมอีกประมาณ 1 ชั่วโมง เพื่อให้เกิดการกระจายตัวของความชื้นในเมล็ด แล้วจึงเริ่มการทดลอง ข้าวเปลือกที่เตรียมได้มีน้ำหนัก 51.5 กิโลกรัม และมีความชื้นประมาณ 21 (%w.b.) โดยเงื่อนไขการทดลองอบแห้งแสดงดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 แสดงเงื่อนไขการทดลองอบแห้ง

- ความเร็วอากาศอบแห้ง 2 m/s		
- ระยะเวลาพัก 1 นาที ต่อรอบการอบแห้ง		
อุณหภูมิอากาศอบแห้ง ( $^\circ\text{C}$ )	ค่าเฉลี่ยความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม, RH (%)	
	กรณี %RH สูง	กรณี %RH ต่ำ
100	74.82	55.73
130	69.09	53.48
150	61.16	53.47

เริ่มการทดลอง ด้วยการเปิดพัดลม กะพ้อลำเลียงและเครื่องทำความร้อน ดังความเร็วและอุณหภูมิอากาศอบแห้งตามเงื่อนไขข้างต้น เก็บตัวอย่างเริ่มต้น 15 กรัม ในถุงพลาสติกปิดสนิท นำข้าวเปลือกที่เตรียมไว้เทใส่ถังพักด้านบน ข้าวเปลือกจะไหลผ่านท่ออบแห้ง เข้าสู่ถังพักด้านล่าง และเข้าสู่กะพ้อลำเลียง เพื่อลำเลียงกลับไปถังพักด้านบน เกิดการอบแห้งซ้ำเป็นวงรอบตามวิธีการข้างต้นจนกระทั่งข้าวเปลือกได้ความชื้นประมาณ 13% (w.b.) ในขณะอบแห้งเก็บตัวอย่างข้าวเปลือกตัวอย่างละ 15 กรัมในถุงพลาสติกปิดสนิท โดยเก็บทุกๆ 5 นาที ในช่วง 1 ชั่วโมงแรกและทุกๆ 10 นาทีในช่วงต่อมา เพื่อนำไปหาค่าความชื้น หลังจากเสร็จสิ้นกระบวนการอบแห้งนำตัวอย่างที่เก็บได้พักในอุณหภูมิบรรยากาศประมาณ 6 ชั่วโมง เพื่อให้อุณหภูมิข้าวเปลือกลดลง คลายความเครียดที่ผิวและเกิดการกระจายความชื้นอย่างสม่ำเสมอตลอดเมล็ดข้าว จากนั้นนำไปหาค่าความชื้นโดยวิธีการอบด้วยตู้อบ (Oven Method) โดยนำข้าวเปลือกตัวอย่างทั้งหมดนำไปอบในตู้อบที่อุณหภูมิ 103°C เป็นเวลา 72 ชั่วโมง

## 6.2 พิจารณาค่าความเหมาะสมและเงื่อนไขวิธีหาค่าที่เหมาะสม

ผู้วิจัยเลือกใช้ Genetic Algorithm Tool ของโปรแกรม MATLAB ซึ่งอยู่ในรูปแบบ Graphic User Interface, GUI การใช้งานเริ่มต้นจากการสร้างฟังก์ชันค่าความเหมาะสม (ฟังก์ชันวัตถุประสงค์) ในรูปของ m-file โดยงานวิจัยนี้ใช้ค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน ( $e_s$ ) เป็นค่าความเหมาะสมที่ต้องการให้มีความน้อยที่สุด ซึ่ง  $e_s$  ได้จากความคลาดเคลื่อนระหว่างค่าสัดส่วนความชื้นที่ได้จากการทดลองกับที่ได้จากแบบจำลองอบแห้งชั้นบาง ตามสมการที่ 4

อันดับต่อมาทำการกำหนดกลยุทธ์วิวัฒนาการ (Evolution Strategies) ซึ่งผู้วิจัยได้เลือกใช้ตามที่แสดงในตารางที่ 3 จากนั้นทำการ run โปรแกรมผ่าน Genetic Algorithm Tool ท้ายที่สุดได้คำตอบเป็นค่าของตัวแปรในแบบจำลองอบแห้งชั้นบางที่พิจารณา ซึ่งมีค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานต่ำที่สุด

ตารางที่ 3 แสดงกลยุทธ์วิวัฒนาการที่เลือกใช้

Population size	- 3000
Fitness scaling	- Rank
Selection	- Stochastic uniform
Reproduction	- Elite count: 2 - Crossover fraction: 0.8
Mutation	- Gaussian function
Crossover	- Heuristic
Migration	- Forward
Hybrid function	- fminsearch
Stopping criteria	- 300,000 Generation

## 7. ผลการคำนวณและการวิจารณ์ผล

ค่าตัวแปรของแบบจำลองอบแห้งชั้นบางทั้ง 9 สมการ ที่ค้นหาด้วย GA และผลการวิเคราะห์เชิงสถิติ ในกรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูงแสดงในตารางที่ 4-7 และในกรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมต่ำแสดงในตารางที่ 8-10

แบบจำลองอบแห้งที่ดีจะต้องมีค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์ ( $r$ ) เข้าใกล้ 1 และมีค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน ( $e_s$ ) และค่าเฉลี่ยเบี่ยงเบนมาตรฐาน ( $\chi^2$ ) ที่ต่ำ

จากตารางที่ 4-6 แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองที่เหมาะสมที่สุดในการอธิบายการอบแห้งข้าวเปลือกด้วยเครื่องอบแห้งแบบข้าวห่อฉนวนอิสระ เมื่อความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูงคือ แบบจำลองของ Midilli โดยในการทดลองทั้ง 3 กรณี มีค่า  $r$  ต่ำที่สุดเท่ากับ 0.999480 และมีค่า  $e_s$  สูงสุดเท่ากับ 0.005975 และค่า  $\chi^2$  สูงที่สุดเท่ากับ 0.00004 ถึงแม้ว่าในกรณีที่ 150°C ค่า  $e_s$  ที่ได้จากแบบจำลองของ Midilli จะมีค่า 0.005975 ซึ่งมากกว่าแบบจำลองแบบ Two-term exponential ( $e_s = 0.005842$ ) และเส้นกราฟของแบบจำลองทั้งสองเกาะกับผลการทดลองได้ดี ดังแสดงในรูปที่ 4 ดังนั้นจึงถือว่าที่อุณหภูมิ 150°C สามารถใช้แบบจำลองทั้งสองได้ และเลือกใช้แบบจำลองของ Midilli เพื่อให้เป็นแนวทางเดียวกันกับการอบแห้งที่อุณหภูมิต่ำ 100°C และ 130°C และสามารถหาความสัมพันธ์ของค่าคงที่ของสมการกับอุณหภูมิอบแห้ง สำหรับกรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูงได้

จากตารางที่ 7-9 แสดงให้เห็นว่าแบบจำลองที่เหมาะสมที่สุดในการอธิบายการอบแห้งข้าวเปลือกด้วยเครื่องอบแห้งแบบข้าวห่อฉนวนอิสระ เมื่อความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมต่ำคือ แบบจำลองแบบ Two-term exponential ซึ่งมีค่า  $r$  ต่ำสุดเท่ากับ 0.999417 และมีค่า  $e_s$  สูงสุดเท่ากับ 0.006614 และค่า  $\chi^2$  สูงสุดเท่ากับ 0.000049

เหตุผลทางกายภาพที่แบบจำลองของ Midilli มีความเหมาะสมกับการอบแห้งที่ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูง อาจเนื่องมาจากค่าความดันไอของอากาศที่ปกคลุมกองข้าวเปลือกในช่วงระยะพักมีค่าสูง ส่งผลให้ความแตกต่างระหว่างความดันไอกายในกับภายนอกต่ำ ทั่วกรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อม ต่ำ จึงทำให้การกระจายความชื้นภายในเมล็ดและการ ระเหยสู่บรรยากาศเป็นไปได้ช้ากว่า ลักษณะการลดลงของความชื้นจึงค่อนข้างราบเรียบ สอดคล้องกับรูปแบบของแบบจำลองของ Midilli ที่มีพจน์การลดลงแบบเชิงเส้นดังแสดงในรูปที่ 4 ในทางกลับกันกรณีการอบแห้งที่ความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมต่ำ การลดลงของความชื้นจึงรวดเร็วและมีลักษณะโค้งงอมากกว่า ดังนั้นแบบจำลองแบบ Two-term exponential จึงให้ความสอดคล้องกับผลการทดลองที่ดีกว่าดังแสดงในรูปที่ 5

ดังนั้น กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูง เลือกแบบจำลองของ Midilli

$$MR = ae^{-kt^n} + bt \quad (7)$$

โดยที่สัมประสิทธิ์  $a$ ,  $k$ ,  $n$  และ  $b$  เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิอากาศอบแห้ง ( $T$ ) ดังนี้

$$a = -0.00001133T^2 + 0.00292897T + 0.80653797 \quad (8)$$

$$k = 0.00000039T^2 - 0.00007671T + 0.00463167 \quad (9)$$

$$n = -0.00007536T^2 + 0.01611246T + 0.36044789 \quad (10)$$

$$b = -0.00000036T^2 + 0.00008397T - 0.00436890 \quad (11)$$

กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมต่ำ เลือก แบบจำลองแบบ Two-term exponential

$$MR = a_1 e^{-k_1 t} + a_2 e^{-k_2 t} \quad (12)$$

โดยที่ สัมประสิทธิ์  $a_1$ ,  $k_1$ ,  $a_2$  และ  $k_2$  เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิอากาศอบแห้ง ( $T$ ) ดังนี้

$$a_1 = 0.00018725T^2 - 0.03041804T + 2.26215079 \quad (13)$$

$$k_1 = -0.00000332T^2 + 0.00080216T - 0.04427326 \quad (14)$$

$$a_2 = -0.00017492T^2 + 0.02724108T - 1.07857873 \quad (15)$$

$$k_2 = -0.00000737T^2 + 0.00166233T - 0.08351565 \quad (16)$$

ความถูกต้องของแบบจำลองอบแห้งและสมการความสัมพันธ์ที่สร้างขึ้น ด้วยการเปรียบเทียบกับค่าสัดส่วนความชื้นที่ทำนายได้กับการทดลอง แสดงในรูปที่ 6 และ 7 จากรูปพบว่าค่าที่ทำนายค่อนข้างซ้อนทับกับเส้นตรง ซึ่งแสดงถึงความเหมาะสมของแบบจำลองอบแห้งทั้งสอง ในการทำนายการอบแห้งข้าวเปลือกเมื่อใช้เครื่องอบแห้งแบบข้าวหล่นอิสระ

## 8. สรุป

งานวิจัยนี้ประยุกต์ใช้วิธีเชิงพันธุกรรมในการกำหนดค่าปัจจัยของแบบจำลองอบแห้งชั้นบาง 9 แบบ เพื่อใช้กับเครื่องอบแห้งข้าวเปลือกแบบข้าวหล่นอิสระ ผลงานวิจัยแสดงให้เห็นว่า แบบจำลองอบแห้งชั้นบางของ Midilli เหมาะสมที่สุดในกรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมที่มีค่าสูง และแบบจำลองอบแห้งชั้นบางแบบ Two-term exponential เหมาะสมที่สุดในกรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมที่มีค่าต่ำ ซึ่ง แบบจำลองทั้งสองให้ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์ที่ใกล้เคียง 1 มาก อีกทั้งค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน และค่าเฉลี่ย

เบี่ยงเบนมาตรฐานยังต่ำอีกด้วย งานวิจัยนี้ยังได้นำเสนอสมการความสัมพันธ์ระหว่างปัจจัยของแบบจำลองกับอุณหภูมิอากาศอบแห้งในรูปของสมการโพลิโนเมียลเพื่อให้ได้ผลการทำนายที่ดีที่สุดอีกด้วย

## 9. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนทุนวิจัยบางส่วนจาก สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ (วช.) และสถาบันวิจัยและพัฒนา มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

## 10. เอกสารอ้างอิง

- [1] Chapra, S.C., Canel, R.P., 1989. Numerical method for engineer. McGraw-Hill Book Company, New York.
- [2] Vivian, N.P., 2007. Focus on Food Engineering Research and Developments. Nova Science Publishers, New York.
- [3] กรมทรัพย์สินทางปัญญา, สิทธิบัตรการประดิษฐ์ชื่อ “เครื่องอบแห้งแบบการไหลสวนทางในแนวดิ่ง”. เลขที่สิทธิบัตร 22985, ออกเมื่อ ๒๗ ธันวาคม ๒๕๕๐
- [4] สมชาติ โสภณธฤทธิ์. 2540. การอบแห้งเมล็ดพืชและอาหารบางประเภท. กรุงเทพฯ, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
- [5] สุพิชฌาย์ มีสุขเจ้าสำราญ และ ทวีช จิตรสมบูรณ์. 2552. ผลของระยะพัก ความเร็ว และอุณหภูมิต่ออัตราอบแห้งในเครื่องอบแห้งแบบข้าวเปลือกหล่นอิสระ, การประชุมวิชาการสมาคมวิศวกรรมเกษตรแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 10, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
- [6] สุพิชฌาย์ มีสุขเจ้าสำราญ และ ทวีช จิตรสมบูรณ์. 2552. ผลของระยะพัก อุณหภูมิ และความเร็วอากาศต่อการสิ้นเปลืองพลังงานในการอบแห้งด้วยเครื่องอบแห้งแบบหล่นอิสระ, การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 5, มหาวิทยาลัยนครสวรรค์
- [7] สุพิชฌาย์ มีสุขเจ้าสำราญ และ ทวีช จิตรสมบูรณ์. 2552. เครื่องอบแห้งแบบหล่นอิสระ : เปรียบเทียบการอบแห้งที่ให้คุณภาพข้าวสารที่ดี, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 23, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
- [8] อาทิตย์ ศรีแก้ว. 2552. ปัญหาเชิงคำนวณ, สาขาวิศวกรรมไฟฟ้า สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



ตารางที่ 4 การวิเคราะห์แบบจำลองอบแห้ง กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูง ใช้อุณหภูมิอบแห้ง 100 °C

Model	Parameter	Value	Standard Error (e <sub>s</sub> )	Correlation coeff. (r)	MSD ( $\chi^2$ )
Newton	Drying Coefficient, k	0.002025	0.010379	0.998621	0.000110
Page	Drying Coefficient, k	0.001937	0.010336	0.998609	0.000111
	Exponent, n	1.007810			
Henderson and Pabis	Drying Coefficient, k	0.002041	0.010199	0.998639	0.000108
	Coefficient, a	1.004016			
Logarithmic	Drying Coefficient, k	0.002358	0.009514	0.998813	0.000096
	Coefficient, a	0.921174			
	Coefficient, a <sub>0</sub>	0.088505			
Two-term exponent	Coefficient, a <sub>1</sub>	1.008498	0.010027	0.998687	0.000109
	Drying Coefficient, k <sub>1</sub>	0.002057			
	Coefficient, a <sub>2</sub>	-0.012349			
	Drying Coefficient, k <sub>2</sub>	0.042789			
Geometric	Coefficient, a	1.721333	0.089304	0.906856	0.008282
	Exponent, n	0.192390			
Wang and Singh	Coefficient, a <sub>1</sub>	-0.001979	0.008041	0.999221	0.000067
	Coefficient, a <sub>2</sub>	1.491E-06			
Midilli	Coefficient, a	0.986112	0.005809	0.999558	0.000036
	Coefficient, b	0.000386			
	Drying Coefficient, k	0.000823			
	Exponent, n	1.218109			
Diffusion Approach	Coefficient, a	-0.007795	0.010059	0.998683	0.000107
	Coefficient, b	0.053501			
	Drying Coefficient, k	0.038408			

ตารางที่ 5 การวิเคราะห์แบบจำลองอบแห้ง กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูง ใช้อุณหภูมิอบแห้ง 130 °C

Model	Parameter	Value	Standard Error (e <sub>s</sub> )	Correlation coeff. (r)	MSD ( $\chi^2$ )
Newton	Drying Coefficient, k	0.002025	0.010379	0.998621	0.000110
Page	Drying Coefficient, k	0.001852	0.008386	0.999065	0.000074
	Exponent, n	1.047085			
Henderson and Pabis	Drying Coefficient, k	0.002454	0.007948	0.999135	0.000066
	Coefficient, a	1.012401			
Logarithmic	Drying Coefficient, k	0.002574	0.007879	0.999150	0.000067
	Coefficient, a	0.982580			
	Coefficient, a <sub>0</sub>	0.031457			
Two-term exponent	Coefficient, a <sub>1</sub>	1.019035	0.007246	0.999283	0.000058
	Drying Coefficient, k <sub>1</sub>	0.002486			
	Coefficient, a <sub>2</sub>	-0.020826			
	Drying Coefficient, k <sub>2</sub>	0.062342			
Geometric	Coefficient, a	1.683932	0.086039	0.915322	0.007755
	Exponent, n	0.190412			
Wang and Singh	Coefficient, a <sub>1</sub>	-0.002271	0.008351	0.999250	0.000073
	Coefficient, a <sub>2</sub>	1.845E-06			
Midilli	Coefficient, a	0.995787	0.005266	0.999620	0.000031
	Coefficient, b	0.000392			
	Drying Coefficient, k	0.001186			
	Exponent, n	1.181532			
Diffusion Approach	Coefficient, a	-0.019029	0.007254	0.999282	0.000056
	Coefficient, b	0.042598			
	Drying Coefficient, k	0.058348			

ตารางที่ 6 การวิเคราะห์แบบจำลองอบแห้ง กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูง ใช้อุณหภูมิอบแห้ง 150 °C

Model	Parameter	Value	Standard Error (e <sub>s</sub> )	Correlation coeff. (r)	MSD ( $\chi^2$ )
Newton	Drying Coefficient, k	0.002788	0.007933	0.999178	0.000065
Page	Drying Coefficient, k	0.002258	0.006497	0.999411	0.000045
	Exponent, n	1.040081			
Henderson and Pabis	Drying Coefficient, k	0.002814	0.007630	0.999155	0.000061
	Coefficient, a	1.004362			
Logarithmic	Drying Coefficient, k	0.002199	0.006259	0.999429	0.000043
	Coefficient, a	1.188866			
	Coefficient, a <sub>0</sub>	-0.191337			
Two-term exponent	Coefficient, a <sub>1</sub>	1.055264	0.005842	0.999503	0.000038
	Drying Coefficient, k <sub>1</sub>	0.003023			
	Coefficient, a <sub>2</sub>	-0.062611			
	Drying Coefficient, k <sub>2</sub>	0.013871			
Geometric	Coefficient, a	1.628474	0.083954	0.918454	0.007440
	Exponent, n	0.188328			
Wang and Singh	Coefficient, a <sub>1</sub>	-0.002591	0.006150	0.999472	0.000040
	Coefficient, a <sub>2</sub>	2.263E-06			
Midilli	Coefficient, a	0.990905	0.005975	0.999480	0.000040
	Coefficient, b	0.000032			
	Drying Coefficient, k	0.001815			
	Exponent, n	1.081782			
Diffusion Approach	Coefficient, a	-0.189910	0.006220	0.999457	0.000042
	Coefficient, b	0.490094			
	Drying Coefficient, k	0.006591			

ตารางที่ 7 การวิเคราะห์แบบจำลองอบแห้ง กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมต่ำ ใช้อุณหภูมิอบแห้ง 100°C

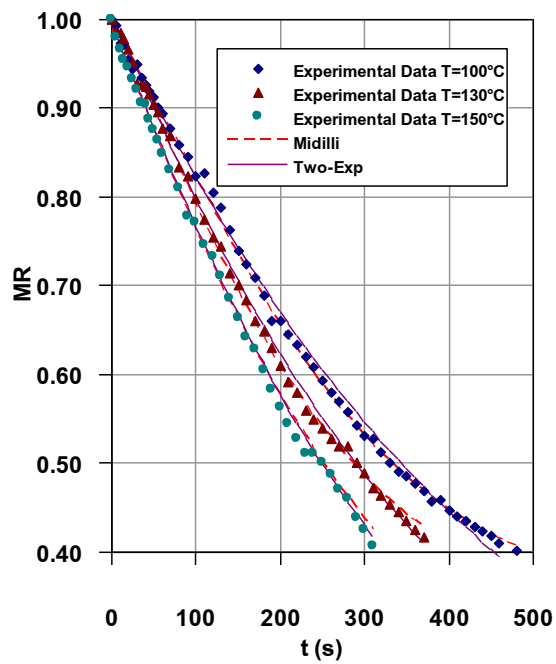
Model	Parameter	Value	Standard Error (e <sub>s</sub> )	Correlation coeff. (r)	MSD ( $\chi^2$ )
Newton	Drying Coefficient, k	0.002499	0.007898	0.999201	0.000064
Page	Drying Coefficient, k	0.002110	0.006984	0.999416	0.000051
	Exponent, n	1.031077			
Henderson and Pabis	Drying Coefficient, k	0.002506	0.007872	0.999193	0.000065
	Coefficient, a	1.001308			
Logarithmic	Drying Coefficient, k	0.001955	0.006032	0.999523	0.000039
	Coefficient, a	1.180027			
	Coefficient, a <sub>0</sub>	-0.186477			
Two-term exponent	Coefficient, a <sub>1</sub>	1.092848	0.005630	0.999585	0.000035
	Drying Coefficient, k <sub>1</sub>	0.002773			
	Coefficient, a <sub>2</sub>	-0.103703			
	Drying Coefficient, k <sub>2</sub>	0.009044			
Geometric	Coefficient, a	1.684437	0.090860	0.906380	0.008640
	Exponent, n	0.195613			
Wang and Singh	Coefficient, a <sub>1</sub>	-0.002319	0.006551	0.999533	0.000045
	Coefficient, a <sub>2</sub>	1.818E-06			
Midilli	Coefficient, a	0.987202	0.005790	0.999561	0.000037
	Coefficient, b	-0.000006			
	Drying Coefficient, k	0.001616			
	Exponent, n	1.074260			
Diffusion Approach	Coefficient, a	-6.892263	0.006530	0.999490	0.000046
	Coefficient, b	1.077549			
	Drying Coefficient, k	0.001483			

ตารางที่ 8 การวิเคราะห์แบบจำลองอบแห้ง กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมต่ำ ใช้อุณหภูมิอบแห้ง 130°C

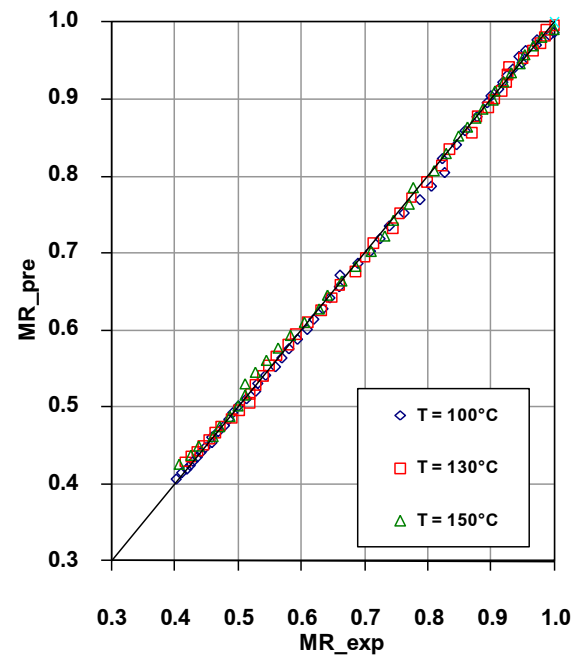
Model	Parameter	Value	Standard Error ( $e_s$ )	Correlation coeff. (r)	MSD ( $\chi^2$ )
Newton	Drying Coefficient, k	0.002839	0.015112	0.997238	0.000234
Page	Drying Coefficient, k	0.001738	0.010929	0.998665	0.000126
	Exponent, n	1.092773			
Henderson and Pabis	Drying Coefficient, k	0.002880	0.014721	0.997138	0.000228
	Coefficient, a	1.006908			
Logarithmic	Drying Coefficient, k	0.001283	0.007934	0.999161	0.000068
	Coefficient, a	1.830550			
	Coefficient, $a_0$	-0.842124			
Two-term exponent	Coefficient, $a_1$	1.472332	0.006614	0.999417	0.000049
	Drying Coefficient, $k_1$	0.003951			
	Coefficient, $a_2$	-0.493440			
	Drying Coefficient, $k_2$	0.008079			
Geometric	Coefficient, a	1.645632	0.094285	0.901445	0.009370
	Exponent, n	0.193092			
Wang and Singh	Coefficient, $a_1$	-0.002488	0.009157	0.999071	0.000088
	Coefficient, $a_2$	1.700E-06			
Midilli	Coefficient, a	0.976039	0.007116	0.999325	0.000056
	Coefficient, b	-0.000064			
	Drying Coefficient, k	0.001010			
	Exponent, n	1.176772			
Diffusion Approach	Coefficient, a	-16.891285	0.009205	0.999032	0.000092
	Coefficient, b	1.087098			
	Drying Coefficient, k	0.000985			

ตารางที่ 9 การวิเคราะห์แบบจำลองอบแห้ง กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมต่ำ ใช้อุณหภูมิอบแห้ง 150°C

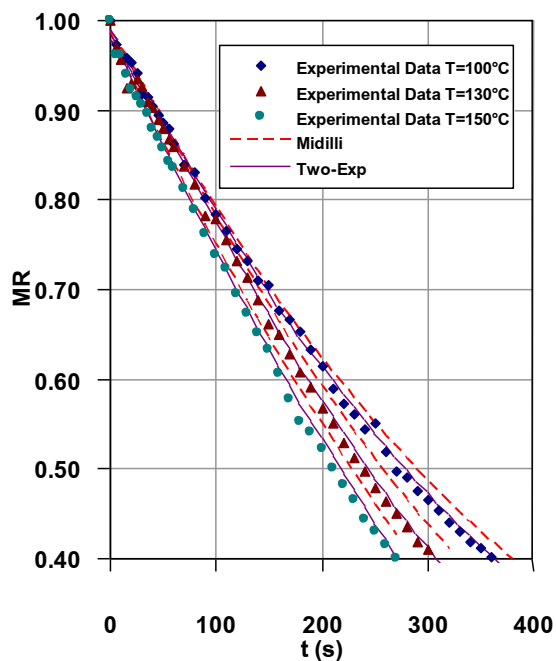
Model	Parameter	Value	Standard Error ( $e_s$ )	Correlation coeff. (r)	MSD ( $\chi^2$ )
Newton	Drying Coefficient, k	0.003224	0.012280	0.997859	0.000155
Page	Drying Coefficient, k	0.002378	0.010304	0.998689	0.000113
	Exponent, n	1.059478			
Henderson and Pabis	Drying Coefficient, k	0.003236	0.012253	0.997837	0.000160
	Coefficient, a	1.001644			
Logarithmic	Drying Coefficient, k	0.001467	0.005410	0.999574	0.000032
	Coefficient, a	1.810819			
	Coefficient, $a_0$	-0.826184			
Two-term exponent	Coefficient, $a_1$	1.912572	0.005408	0.999574	0.000033
	Drying Coefficient, $k_1$	0.001419			
	Coefficient, $a_2$	-0.928188			
	Drying Coefficient, $k_2$	0.000068			
Geometric	Coefficient, a	1.601385	0.087277	0.913909	0.008093
	Exponent, n	0.190451			
Wang and Singh	Coefficient, $a_1$	-0.002883	0.008493	0.999318	0.000077
	Coefficient, $a_2$	2.439E-06			
Midilli	Coefficient, a	0.984691	0.005452	0.999567	0.000034
	Coefficient, b	-0.000627			
	Drying Coefficient, k	0.002047			
	Exponent, n	1.002924			
Diffusion Approach	Coefficient, a	-0.528344	0.008214	0.999308	0.000074
	Coefficient, b	0.000317			
	Drying Coefficient, k	6.408306			



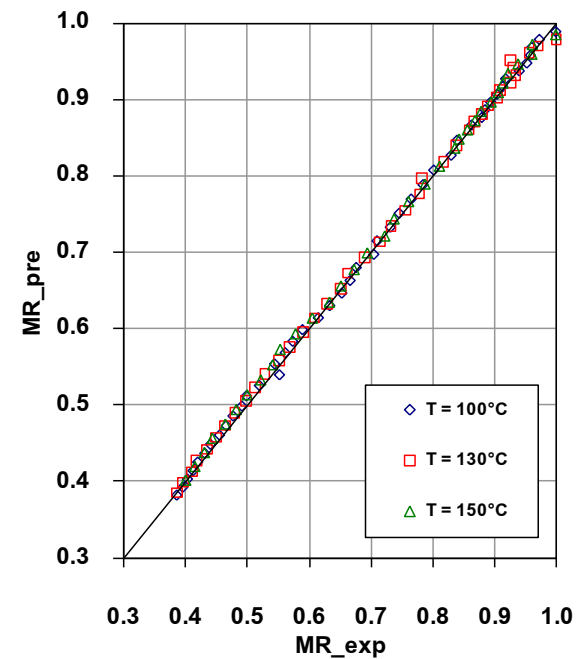
รูปที่ 4 เปรียบเทียบแบบจำลองของ Midilli และ Two-term exponential กับผลการทดลอง กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูง



รูปที่ 6 ผลการทำนายของแบบจำลอง Midilli กับผลการทดลอง กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมสูง



รูปที่ 5 เปรียบเทียบแบบจำลองของ Midilli และ Two-term exponential กับผลการทดลอง กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมต่ำ



รูปที่ 7 ผลการทำนายของแบบจำลอง Two-term exponential กับผลการทดลอง กรณีความชื้นสัมพัทธ์อากาศแวดล้อมต่ำ



อิทธิพลของการจ่ายอากาศส่วนที่สองแบบหมุนวนที่มีต่อการเผาไหม้เกลบในเตาเผาไหม้  
ฟลูอิดซ์เบดแบบห้องเผาไหม้สั้นที่ใช้หัวฉีดกระจายอากาศ  
Effect of Swirl Secondary Air Injection on Rice Husk combustion in a Short-  
Combustion-Chamber Fluidized Bed Combustor Using Nozzle-Type Air Distributor

ฐานิตย์ เหมียนนท์<sup>1\*</sup> ประสาน สติชัยเรืองศักดิ์<sup>2</sup> และสมชาติ โสภณธนฤทธิ์<sup>3</sup>

<sup>1,2</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร 51 เขตหนองจอก กรุงเทพมหานคร 10530

<sup>3</sup> คณะพลังงาน สิ่งแวดล้อมและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 126 เขตทุ่งครุ กรุงเทพมหานคร 10400

## บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาถึงผลกระทบของความเร็วอากาศส่วนที่สองได้วงแหวนวอร์เทก ( $V_{2,low}$ ) ที่มีต่อสมรรถนะการเผาไหม้เกลบของเตาเผาไหม้ฟลูอิดซ์เบดแบบห้องเผาไหม้สั้นที่ใช้ทรายเป็นเบดและใช้หัวฉีดกระจายอากาศ ในแง่ของแก๊สมลพิษและประสิทธิภาพการเผาไหม้ ( $E_c$ ) ตลอดจนศึกษาถึงลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในเตา ในการทดลองได้ปรับเปลี่ยน  $V_{2,low}$  ที่ 10, 15 และ 20 m/s ซึ่งคิดเป็นอากาศส่วนเกิน (EA) 66, 85 และ 102% ตามลำดับ ผลการวัดการกระจายอุณหภูมิภายในเตาบ่งชี้ว่าการเผาไหม้เชื้อเพลิงในเบดมีการคลุกเคล้ากันได้ดี ในขณะที่การเพิ่ม  $V_{2,low}$  ส่งผลให้อุณหภูมิภายในเตาลดลง ในแง่ขององค์ประกอบแก๊สไอเสียพบว่า CO มีค่าลดลงตาม  $V_{2,low}$  ที่เพิ่มขึ้นโดยมีค่าในช่วง 2353-8470 ppm (ที่ 6%  $O_2$ ) ในขณะที่  $NO_x$  ที่ระดับ  $O_2$  ส่วนเกิน 6% มีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่ม  $V_{2,low}$  ซึ่งมีค่าในช่วง 358-457 ppm นอกจากนี้ยังพบว่า การเพิ่ม  $V_{2,low}$  ส่งผลให้  $E_c$  เพิ่มขึ้นจาก 92.7 เป็น 97.71% ตลอดจนพบว่า  $V_{2,low}$  ที่ดีสุดในการศึกษานี้คือ 20 m/s

คำหลัก: เกลบ/ แก๊สไอเสีย/ ฟลูอิดซ์เบด/ วอร์เทก

## Abstract

This research presents the effect of the lower secondary air velocity ( $V_{2,low}$ ) on combustion performance for firing rice husk, in terms of gas emissions and combustion efficiency ( $E_c$ ), in a short-combustion-chamber fluidized-bed combustor (SFBC) using sand as an inert material in the bed, and using a nozzle-type air distributor. The combustion behavior inside the SFBC was also presented. In this study,  $V_{2,low}$  varied at 10, 15 and 20 m/s, corresponding to the excess air (EA) of 66, 85, and 102%, respectively. The temperature profiles along the combustor indicated that the well-mixed combustion occurred in the bed, while an increase of the  $V_{2,low}$  caused a drop in temperature. In view of gas emissions at 6%  $O_2$ , CO emissions, ranging 2353-8470 ppm, were reduced as the  $V_{2,low}$  increased; conversely, more  $NO_x$  emissions ranging 358-457 ppm were formed. Moreover, the increase in  $V_{2,low}$  was capable of  $E_c$  enhancement, rising from 92.7% to 97.7%. The results concluded that the optimum  $V_{2,low}$  was 20 m/s.

**Keywords:** emissions/ fluidized-bed/ rice husk/ vortex

## 1. บทนำ

เชื้อเพลิงชีวมวลเป็นแหล่งพลังงานที่มีศักยภาพในการนำมาใช้ อย่างยั่งยืนในอนาคต เนื่องจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลไม่ส่งผล ให้แก๊สคาร์บอนไดออกไซด์เพิ่มมากขึ้น ( $CO_2$ -Neutral) ซึ่งเป็นการ ช่วยลดสภาวะโลกร้อนได้ ปัจจุบันได้มีกรนำชีวมวลชนิดต่างๆ เช่น เกลบ ทะลายปาล์มเปล่า ขี้เลื่อย ชัง-ข้าวโพด และเศษไม้มาใช้เป็น เชื้อเพลิงในภาคอุตสาหกรรม

สำหรับวิธีการแปรรูปพลังงานจากชีวมวลนั้นสามารถทำได้ หลายกระบวนการเช่น การเผาไหม้โดยตรง ไพโรไลซิสและแก๊สซิฟิเคชัน ทั้งนี้ การเผาไหม้โดยตรงเป็นกระบวนการที่ได้รับความนิยมสูงสุด เพราะมีประสิทธิภาพสูงและไม่ซับซ้อน โดยเทคโนโลยีการเผาไหม้ที่

ได้รับการยอมรับในปัจจุบันว่ามีประสิทธิภาพการเผาไหม้สูงและ ปลอดภัยมลพิษน้อยคือการเผาไหม้แบบฟลูอิดซ์ เบดเนื่องจาก ก่อนข้างสูง [1-3] อย่างไรก็ตาม สิ่งหนึ่งที่สำคัญในการเผาไหม้ เชื้อเพลิงชีวมวลในเตาเผาไหม้ทุกรูปแบบคือ การจ่ายอากาศเหนือเบด เชื้อเพลิงเพื่อช่วยเผาไหม้สารระเหยที่ปลดปล่อยมาจากเชื้อเพลิงชีวมวลซึ่งอาจมีสัดส่วนมากถึง 60% โดยน้ำหนัก [4] โดยมีงานวิจัย จำนวนหนึ่งได้ศึกษาถึงผลกระทบของการจ่ายอากาศส่วนที่สองเหนือเบดในการเผาไหม้เชื้อเพลิงในเตาเผาไหม้ฟลูอิดซ์เบดซึ่งพบว่าการ จ่ายอากาศส่วนที่สองเหนือเบดสามารถจะช่วยเผาไหม้สารระเหยและ แก๊สที่ยังเผาไหม้ได้ ( $CO$ ,  $C_xH_y$ ) ได้ดีขึ้น [5-6] นอกจากนี้ ลักษณะการ จ่ายอากาศส่วนที่สองแบบหมุนวนยังส่งผลดีต่อการคลุกเคล้าของแก๊ส

\*ผู้ติดต่อ: E-Mail: thanid\_m@yahoo.com , เบอร์โทรศัพท์: (662) 9883655 ext. 3107

และอนุภาคเชื้อเพลิงภายในเตาซึ่งจะส่งผลต่อการเผาไหม้ที่ดีขึ้นอีกด้วย

งานวิจัยที่ผ่านมาของคณะผู้วิจัยที่ได้ศึกษาการเผาไหม้แบบในเตาเผาไหม้ฟลูอิดไคซ์แบบห้องเผาไหม้สั้น (SFBC) ซึ่งไม่ใช่วัสดุเชื้อเพลิงเป็นเบดและติดตั้งใบกวภายในเบดเพื่อป้องกันการเกาะตัวของเชื้อเพลิง [7] ซึ่งผลการศึกษายพบว่าสามารถเผาไหม้เชื้อเพลิงแบบได้ อย่างมีประสิทธิภาพและปลดปล่อยแก๊สมลพิษอยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน แต่ทั้งนี้ การไม่ผสมวัสดุเชื้อเพลิงในเบดของเตา SFBC ส่งผลให้เกิด จิตจำกัดในการนำเตาเผาไหม้ตัวนี้ไปประยุกต์ใช้กับเชื้อเพลิงชนิดอื่น ที่ไม่สามารถทำให้เกิดสภาวะฟลูอิดไคซ์ชั้นหาคปราศจากอนุภาคเบด จึงได้ปรับเปลี่ยนการศึกษามาเป็นการใช้ทรายเป็นเบดปริมาณ 6 kg ซึ่ง จำเป็นต้องทำการศึกษาผลกระทบของปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลต่อการเผาไหม้ในเตาเผาไหม้ SFBC

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้คือการศึกษาผลกระทบความเร็วอากาศส่วนที่สองที่จ่ายได้วงแหวนแบบหมุนวนที่มีต่อสมรรถนะการเผาไหม้แบบของเตาเผาไหม้ SFBC ที่ใช้ทรายเป็นเบด ซึ่งจะพิจารณาถึงลักษณะการเผาไหม้ องค์ประกอบของแก๊สไอเสียและประสิทธิภาพการเผาไหม้ โดยในทุกเงื่อนไขการทดลองจะปรับอัตราการป้อนเชื้อเพลิงและความเร็วอากาศในส่วนอื่นๆ ไว้คงที่แต่จะปรับเปลี่ยนเพียงความเร็วของอากาศส่วนที่สองได้วงแหวนวอร์เทกเท่านั้น

## 2. อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

### 2.1 เตาเผาไหม้ฟลูอิดไคซ์แบบห้องเผาไหม้สั้น

เตาเผาไหม้ฟลูอิดไคซ์แบบห้องเผาไหม้สั้นที่ใช้ในการทดลอง นั้นมีโครงสร้างแสดงในรูปที่ 1 ลักษณะของเตาเผาไหม้สามารถแบ่งออกเป็นสองส่วนดังรูปที่ 2 คือ 1) เตาเผาไหม้ที่เป็นทรงกระบอกที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเตาเท่ากับ 500 mm และสูง 1525 mm และ 2) ส่วนกรวยซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางยอดตัดกรวย 300 mm สูง 500 mm ซึ่งถูกออกแบบสำหรับรองรับอนุภาคเบดและเชื้อเพลิงที่ยังเผาไหม้ไม่หมด ผ่นเตาด้านในก่อด้วยอิฐและฉาบด้วยซีเมนต์ทนไฟหนา 125 mm ในส่วนของตัวเตาเผาที่เป็นทรงกระบอกได้มีการติดตั้งแหวนวอร์เทกที่ระดับความสูง 1380 mm (เหนือแผ่นกระจายอากาศ) ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูวงแหวนเท่ากับ 300 mm เพื่อดักอนุภาคที่ยังเผาไหม้ไม่หมดที่อาจหลุดลอยขึ้นเมื่อเกิดการฟุ้งกระจายของเชื้อเพลิง

การจ่ายอากาศเข้าเตาเผาไหม้มีด้วยกันสามส่วนดังนี้คือ 1) อากาศ

ส่วนที่หนึ่งซึ่งเป็นอากาศที่ก่อให้เกิดฟลูอิดไคซ์ชั้น 2) อากาศส่วนที่สองเป็นอากาศที่ช่วยในการเผาไหม้และช่วยในการดักจับอนุภาคที่ยังเผาไหม้ไม่หมดซึ่งมีการจ่ายที่สองระดับความสูงคือระดับเหนือวงแหวนวอร์เทก (vortex ring) ที่ระดับ 1490 mm ซึ่งถูกจ่ายในลักษณะสัมผัสกับผ่นเตาเผาไหม้จำนวน 1 ท่อ และระดับใต้วงแหวนวอร์เทกซึ่งจ่ายในลักษณะทำมุมกับเส้นสัมผัสผ่นเตาที่ 65 องศา จำนวน 4 ท่อ (ระดับ 1030 mm) ซึ่งจะก่อให้เกิดวงแหวนอากาศที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 200 mm และ 3) อากาศส่วนที่สามเป็นอากาศซึ่งจ่ายเพื่อใช้เผาไหม้และป้องกันการถูกกลืนของไฟที่จะเข้าไปยังถังพักป้อนแบบ

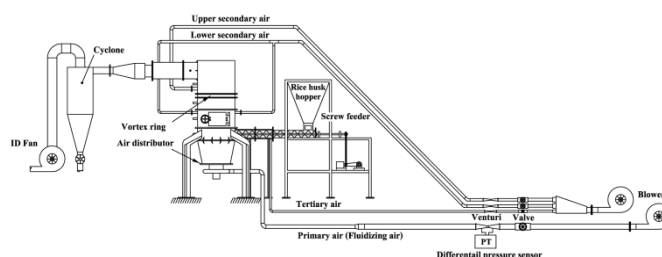
นอกจากนี้ ในการทดลองจะใช้ทรายขนาด 300 ไมครอนเป็นเบดปริมาณ 6 kg และใช้ตัวกระจายอากาศแบบหัวฉีดซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 37 mm สูง 55 mm จำนวน 8 หัวที่ถูกติดตั้งบนแผ่นกระจายอากาศ ในการป้อนเชื้อเพลิงเข้าสู่เตาเผาไหม้จะใช้ระบบสกรูป้อน (Screw feeder) เข้าในเบดโดยตรงที่ระดับความสูง 650 mm เหนือแผ่นกระจายอากาศ

### 2.2 องค์ประกอบของเชื้อเพลิงที่ใช้ในการทดลอง

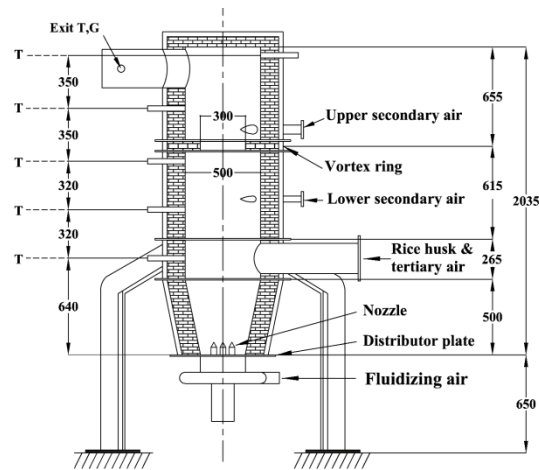
เชื้อเพลิงที่เลือกใช้ในงานวิจัยนี้คือแกลบซึ่งมีองค์ประกอบของเชื้อเพลิงดังแสดงในตารางที่ 1

ตารางที่ 1 องค์ประกอบของเชื้อเพลิงแกลบ (as received)

Proximate analysis (wt.%)	
Fixed carbon	20.1
Volatile matter	55.6
Moisture	10.3
Ash	14.0
Ultimate analysis (wt.%)	
Carbon	38.0
Hydrogen	4.55
Oxygen	32.4
Nitrogen	0.69
Sulphur	0.06
Moisture	10.3
Ash	14.0
Higher heating value (MJ/kg)	14.98



รูปที่ 1 โครงสร้างเตาเผาไหม้ฟลูอิดไคซ์แบบห้องเผาไหม้สั้นที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 2 ขนาดเตาและตำแหน่งการวัดอุณหภูมิและแก๊สไอเสียของเตาเผาไหม้ฟลูอิดไชด์แบบห้องเผาไหม้สั้น

### 2.3 การวัดและขั้นตอนการทดลอง

การวัดปริมาณอากาศที่ใช้ในการทดลองของงานวิจัยนี้ได้ใช้วิธีที่ทำการสอบเทียบแล้วร่วมกับเซนเซอร์วัดความดันแตกต่างซึ่งมีความคลาดเคลื่อน  $\pm 3\%$  ของย่านการวัด เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ การควบคุมอัตราการป้อนเชื้อเพลิงจะใช้อินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ที่ใช้ขับสกรูป้อนเชื้อเพลิง ส่วนการวัดอุณหภูมิในการทดลองที่ระดับความสูงต่างๆ เหนือแผ่นกระจายอากาศคือ 640, 960, 1280 และ 1630 mm ตลอดจนที่ท่อทางออกเตาจะใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด K คู่กับอุปกรณ์แสดงผลซึ่งมีความละเอียด  $\pm 1^\circ\text{C}$  ส่วนการวัดองค์ประกอบแก๊สเผาไหม้ที่ท่อทางออกเตานั้นได้ใช้เครื่องวิเคราะห์แก๊สเสีย Testo 350XL ซึ่งสามารถวัดแก๊ส  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$ , และ  $\text{NO}_x$  ส่วน  $\text{CO}_2$  ที่แสดงนั้นได้มาจากการคำนวณย้อนกลับจากปริมาณ  $\text{O}_2$  ของเครื่องวัด ส่วนประสิทธิภาพการเผาไหม้ของเตานั้นหาได้จากการวิเคราะห์ปริมาณคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้ภายในเตาที่สกัดได้จากไซโคลนโดยใช้เครื่องวิเคราะห์องค์ประกอบธาตุ LECO CHNS 932 ร่วมกับปริมาณ  $\text{CO}$  ที่วัดได้

ขั้นตอนการทดลองเริ่มจากการปรับความเร็วอากาศส่วนต่างๆ ของแต่ละเงื่อนไขการทดลอง ดังตารางที่ 2 จากนั้นทำการจุดเตาเผาไหม้ โดยจะเริ่มใช้เกล็ดเป็นเชื้อเพลิงเพื่ออุ่นให้เตาอุณหภูมิสูงขึ้นประมาณ  $700 - 800^\circ\text{C}$  แล้วจึงเริ่มป้อนทรายเข้าสู่เตาเผาไหม้ให้ได้ปริมาณ 6 kg หลังจากนั้นจึงทำการปรับอัตราการป้อนเชื้อเพลิงด้วยอินเวอร์เตอร์ให้ได้ตามเงื่อนไขการทดลอง เมื่อสภาวะการทำงานของเตาเผาไหม้เข้าสู่สภาวะคงตัว (Steady) ซึ่งใช้เวลาประมาณ 60-90 นาที แล้วจึงเริ่มบันทึกค่าต่างๆ ดังนี้คือ อุณหภูมิภายในเตาที่ระดับความสูงต่างๆ (ดังรูปที่ 2) องค์ประกอบแก๊สไอเสียที่ท่อทางออกเตา และปริมาณเถ้าที่สกัดได้จากไซโคลน (เก็บทุก 30 นาที เป็นเวลา 10 นาที) เพื่อนำไปวิเคราะห์หาคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ โดยข้อมูลที่ได้จะถูกนำไปคำนวณหาประสิทธิภาพการเผาไหม้ ( $E_c$ ) ได้ตามสมการที่ (1) [2, 7-9]

$$E_c = \left[ \frac{(E_F - E_a - E_{fg})}{E_F} \right] \times 100\% \quad (1)$$

โดย

$E_F$  = ปริมาณความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงที่ป้อนเข้าเตาเผาไหม้ (MJ/kg)

$E_a$  = ปริมาณความร้อนที่สูญเสียไปกับคาร์บอนที่ไม่เผาไหม้ในเถ้า (MJ/kg)

$E_{fg}$  = ปริมาณความร้อนที่สูญเสียไปกับแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ ( $\text{CO}$ ) ในแก๊สไอเสียซึ่งคำนวณได้จากปริมาณ  $\text{CO}$  × ค่าความร้อนของ  $\text{CO}$  (MJ/kg)

ตารางที่ 2 เงื่อนไขการทดลองผลกระทบของความเร็วอากาศส่วนที่สองไว้ตัวแหวนวอร์เทค

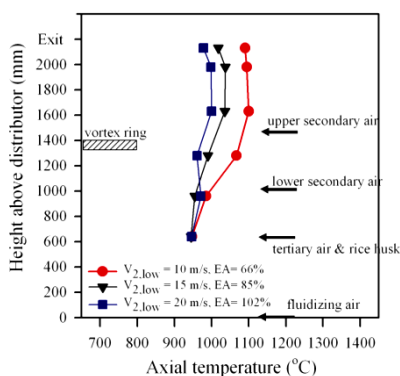
Testing conditions	Run number		
	1	2	3
Fluidizing air velocity (m/s)	1	1	1
Mass fraction (-)	0.570	0.521	0.494
Lower 2 <sup>nd</sup> air velocity (m/s)	10	15	20
Mass fraction (-)	0.207	0.276	0.314
Upper 2 <sup>nd</sup> air velocity (m/s)	15	15	15
Mass fraction (-)	0.076	0.069	0.065
Tertiary air velocity (m/s)	4	4	4
Mass fraction (-)	0.147	0.134	0.127
Excess air (%)	66	85	102
Rice husk feed rate (kg/h)	65	65	65

### 3. ผลการทดลองและวิจารณ์

จากการทดลองศึกษาผลกระทบของความเร็วอากาศส่วนที่สองได้วงแหวนวอร์เทก ( $V_{2,low}$ ) ที่จ่ายแบบหมุนวนเพื่อช่วยในการเผาไหม้แกลบในเตาเผาไหม้ฟลูอิดไคเซดแบบห้องเผาไหม้สั้น (SFBC) ซึ่งใช้ทรายเป็นเบดปริมาณ 6 kg และใช้ตัวกระจายอากาศแบบหัวฉีด โดยพิจารณาถึงลักษณะการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นภายในเตาจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในแต่ละระดับความสูง ตลอดจนพิจารณาถึงสมรรถนะของการเผาไหม้ในแง่ของประสิทธิภาพการเผาไหม้และองค์ประกอบแก๊สไอเสียที่ทางออกเตาซึ่งสามารถแสดงผลได้ดังนี้

#### 3.1 การกระจายอุณหภูมิภายในเตา

รูปที่ 4 แสดงการกระจายอุณหภูมิแนวตั้งกลางเตาที่ระดับต่างๆ ในแต่ละเงื่อนไขการจ่ายอากาศส่วนที่สองแบบหมุนวนเพื่อช่วยเผาไหม้แกลบที่ตำแหน่งใต้วงแหวนวอร์เทกด้วยความเร็ว 10, 15 และ 20 m/s โดยพบว่าอุณหภูมิเบดที่ระดับ 640 mm และ 960 mm เหนือแผ่นกระจายอากาศ ในทุกเงื่อนไขมีค่าใกล้เคียงกันในช่วงประมาณ 945°C (ที่ระดับ 640 mm) และ 955-971°C (ที่ระดับ 960 mm) ซึ่งแสดงให้เห็นถึงการคลุกเคล้าที่ดี (well mixing) ภายในเบด นอกจากนี้ยังพบว่าการเผาไหม้จะเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องจนถึงท่อทางออกของเตาเผาไหม้ ทั้งนี้เป็นที่น่าสังเกตว่าในกรณีการจ่ายอากาศส่วนที่สองได้วงแหวนวอร์เทกด้วยความเร็ว 10 m/s ส่งผลให้อุณหภูมิที่ระดับ 1280 mm มีค่าสูงขึ้นอย่างชัดเจน ซึ่งสามารถอธิบายได้ว่า เนื่องจากกรณีนี้ใช้ปริมาณอากาศส่วนเกินที่ต่ำสุด (EA=66%) จึงทำให้ปริมาณแก๊สคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) เกิดขึ้นขณะเผาไหม้เชื้อเพลิงภายในเบดมีปริมาณมาก ซึ่ง CO นี้จะลอยขึ้นมาเผาไหม้กับอากาศส่วนที่สองใต้วงแหวนวอร์เทก (สัดส่วนมวล 0.20) อย่างรุนแรง ในขณะที่เงื่อนไข  $V_{2,low}$  เท่ากับ 15 และ 20 m/s (EA=85 และ 102% ตามลำดับ) นั้นอุณหภูมิที่ระดับความสูงเดียวกันเพิ่มขึ้นไม่มากนัก เนื่องจากมวลอากาศส่วนที่สองใต้วงแหวนวอร์เทกซึ่งถูกจ่ายเข้าไปในเตาของทั้งสองเงื่อนไขมีสัดส่วนมวลอากาศที่สูง (0.28-0.31) โดยอุณหภูมิที่ระดับความสูง 1280 mm นี้มีค่าลดลงตามปริมาณอากาศที่เพิ่มขึ้นคือ 1067, 990 และ 960°C ตามลำดับ

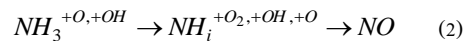


รูปที่ 3 การกระจายอุณหภูมิแนวตั้งกลางเตาเผาไหม้

สำหรับระดับเหนือวงแหวนวอร์เทก (1630 mm) พบว่าอุณหภูมิในทุกเงื่อนไขมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับระดับใต้วงแหวนวอร์เทก (1000-1100°C) ซึ่งบ่งบอกได้ถึงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องของ CO ที่หลุดลอยขึ้นมาเผาไหม้กับอากาศส่วนที่สองเหนือวงแหวนวอร์เทก ส่วนที่ระดับความสูงตั้งแต่ 1630 mm จนถึงท่อทางออกเตา อุณหภูมิในทุกเงื่อนไขมีการเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อย แสดงให้เห็นว่าการเผาไหม้เกิดขึ้นน้อยลงในช่วงระดับความสูงดังกล่าว โดยอุณหภูมิทางออกที่เงื่อนไขความเร็วอากาศส่วนที่สองได้วงแหวนวอร์เทกที่ 10, 15 และ 20 m/s คือ 1090, 1018 และ 978°C ตามลำดับ

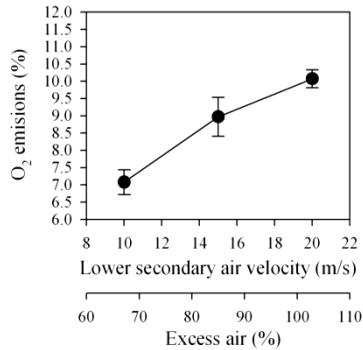
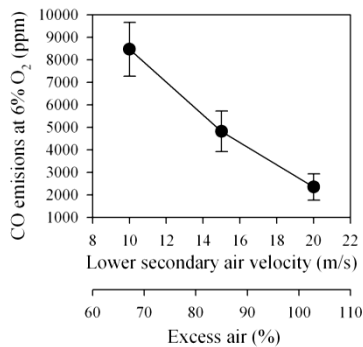
#### 3.2 องค์ประกอบแก๊สไอเสียที่ทางออกเตา

ผลกระทบของความเร็วอากาศส่วนที่สองได้วงแหวนวอร์เทก ( $V_{2,low}$ ) ที่มีต่อแก๊สไอเสียที่ทางออกเตาคือ ออกซิเจน ( $O_2$ ) คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) และไนโตรเจนออกไซด์ ( $NO_x$ ) สามารถแสดงได้ดังรูปที่ 4 โดยรูปที่ 4(ก) แสดงให้เห็นว่าปริมาณ  $O_2$  มีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วอากาศส่วนที่สอง (อากาศส่วนเกินที่เพิ่มขึ้น) จาก 7.08% เป็น 10.07% ส่วน CO ที่ทางออกเตาภายใต้  $O_2$  ส่วนเกิน 6% พบว่ามีค่าลดลงตาม  $V_{2,low}$  ที่เพิ่มขึ้นอย่างชัดเจนดังรูปที่ 4(ข) โดยมีค่าลดลงจาก 8470 ppm เหลือ 2353 ppm เนื่องจากอากาศส่วนที่สองนี้มีการจ่ายแบบหมุนวนที่ทำให้เกิดเป็นวงแหวนอากาศซึ่งสามารถช่วยให้ CO ที่เกิดขึ้นอย่างมากในเบดถูกทำปฏิกิริยาได้ดีขึ้น โดยความปั่นป่วนของอากาศในตำแหน่งนี้จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วอากาศซึ่งเป็นเหตุผลให้ปริมาณ CO มีค่าลดลง [6] อย่างไรก็ตามปริมาณ CO ที่วัดได้ในทุกเงื่อนไขการทดลองมีค่าสูงกว่าค่ามาตรฐานซึ่งมีค่าเพียง 740 ppm (ที่ 6%  $O_2$ ) ทั้งนี้ อาจเป็นผลของความเร็วอากาศที่ก่อให้เกิดฟลูอิดเซชันที่ใช้ในการศึกษามีค่าสูงเกินไป (1 m/s) จึงทำให้ความเร็วแก๊สภายในเตามีค่าสูงซึ่งเป็นผลให้ระยะเวลาการเผาไหม้ในเตาสั้นเกินไป ในแง่ของ  $NO_x$  พบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นอย่างมากตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วอากาศส่วนที่สองใต้วงแหวนวอร์เทก โดยเฉพาะกรณีการเพิ่มความเร็วจาก 10 m/s เป็น 15 m/s (EA จาก 66% เป็น 85%) ซึ่งเพิ่มจาก 358 เป็น 457 ppm ที่ 6%  $O_2$  ดังรูปที่ 4(ค) ผลที่เกิดขึ้นนี้อธิบายได้จากสารระเหยของแกลบซึ่งมักอยู่ในรูป  $NH_3$  [4, 8-9] ที่ปลดปล่อยมาจากเชื้อเพลิงมาเผาไหม้บริเวณที่มีการจ่ายอากาศส่วนที่สองใต้วงแหวนวอร์เทกตามสมการ (2) และ (3) [8-10]

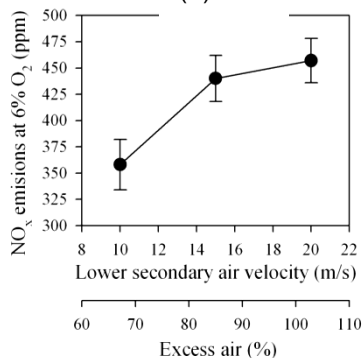


จากสมการทั้งสองแสดงให้เห็นว่าปริมาณ  $O_2$  ที่เพิ่มขึ้นจะส่งผลโดยตรงต่อการเกิดปฏิกิริยาการก่อตัวของ  $NO_x$  ดังนั้นการเพิ่ม  $V_{2,low}$  จึงเปรียบเสมือนการเพิ่ม  $O_2$  ในการเข้าทำปฏิกิริยาการเกิด  $NO_x$  มากขึ้น ส่วนกรณีการเพิ่มปริมาณอากาศส่วนเกินเป็น 102% ( $V_{2,low} = 20$  m/s) ซึ่งพบว่า  $NO_x$  มีการเพิ่มขึ้นน้อยกว่าเงื่อนไขก่อนหน้านี้ ซึ่งอาจเป็นผลสืบเนื่องมาจากในเงื่อนไขนี้ใช้ปริมาณอากาศมากจนส่งผลให้อุณหภูมิ

ภายในเตาที่ลดต่ำลง (ดังรูปที่ 4) จนทำให้อัตราการเกิดปฏิกิริยาของ  $\text{NO}_x$  ลดลง อย่างไรก็ตาม ในทุกเงื่อนไขการทดลองในการศึกษานี้มีค่า  $\text{NO}_x$  ที่สูงกว่าค่ามาตรฐานสำหรับการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวล (215 ppm ที่ 6%  $\text{O}_2$ )ค่อนข้างมาก ซึ่งต้องหาวิธีการลดปริมาณ  $\text{NO}_x$  ต่อไป

(ก)  $\text{O}_2$ 

(ข) CO

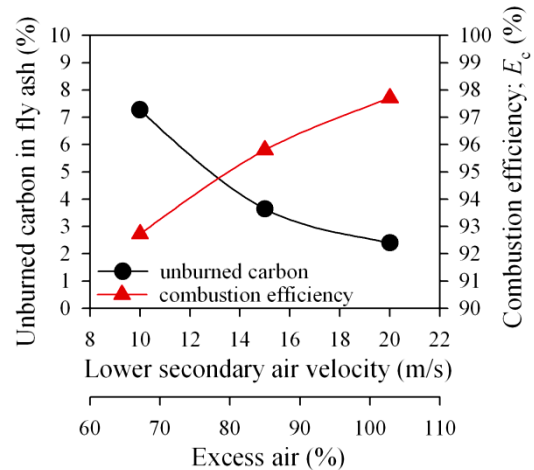
(ค)  $\text{NO}_x$ 

รูปที่ 4 องค์ประกอบแก๊สไอเสียที่ทางออกเตา  
ในแต่ละเงื่อนไขการทดลอง

### 3.3 คาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้และประสิทธิภาพการเผาไหม้

ในแง่ของประสิทธิภาพการเผาไหม้ของเตาเผาไหม้ SFBC ในการเผาไหม้แกลบที่ใช้ทรายเป็นเบดและใช้หัวฉีดกระจายอากาศในแต่ละเงื่อนไขพบว่า การเพิ่ม  $V_{2,low}$  ผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้เพิ่มสูงขึ้นจาก 92.7% เป็น 97.71% ดังรูปที่ 5 เนื่องจาก  $V_{2,low}$  เพิ่มขึ้นนี้ ส่งผลให้แรงเหวี่ยงของวงแหวนอากาศซึ่งช่วยในการดักอนุภาคเชื้อเพลิงที่ยัง

เผาไหม้ไม่หมดให้ตกกลับลงไปที่เผาไหม้ภายในเบดได้เพิ่มมากขึ้น โดยสังเกตได้ว่าเปอร์เซ็นต์คาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ในแกลบที่ตกได้จากไซโคลนมีค่าลดลงตามความเร็วอากาศที่เพิ่มขึ้น (จาก 7.27% เป็น 2.40%) นอกจากนี้ การลดลงของปริมาณ CO ที่ทางออกเตา (จาก 8470 เหลือ 2353 ppm) ดังที่ได้กล่าวมาข้างต้น ก็เป็นอีกเหตุผลหนึ่งที่ทำให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าสูงขึ้น



รูปที่ 5 ประสิทธิภาพการเผาไหม้และคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ในเถ้า

### 4. สรุปผลการทดลอง

จากการศึกษาทดลองผลกระทบของความเร็วอากาศส่วนสองได้วงแหวนวอร์เทก ( $V_{2,low}$ ) ที่ใช้ในการเผาไหม้แกลบในเตาเผาไหม้ฟลูอิดไคซ์เบดแบบห้องเผาไหม้สั้น โดยใช้  $V_{2,low}$  ในช่วง 10, 15 และ 20 m/s ซึ่งคิดเป็นปริมาณอากาศส่วนเกินได้ 66, 85 และ 102% ตามลำดับสามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

1. การเผาไหม้เชื้อเพลิงแกลบมีการคลุกเคล้ากันอย่างดีภายในเบดและเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องตลอดความสูงเตาเผาไหม้ โดยอุณหภูมิภายในเตามีค่าลดลงตามความเร็วอากาศส่วนสองได้วงแหวนวอร์เทก ( $V_{2,low}$ ) ที่เพิ่มขึ้น

2. การเพิ่ม  $V_{2,low}$  ซึ่งเป็นผลให้ปริมาณอากาศส่วนเกินในการเผาไหม้เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ปริมาณ  $\text{O}_2$  ในแก๊สไอเสียเพิ่มขึ้นโดยมีค่าในช่วง 7.08-10.07%

3. การเพิ่ม  $V_{2,low}$  ส่งผลให้ปริมาณ CO มีค่าลดลง ซึ่งบ่งชี้ว่าการเผาไหม้เชื้อเพลิงเหนือเบดดีขึ้น โดยปริมาณ CO ลดลงจาก 8470 ppm เหลือ 2353 ppm (ที่ 6%  $\text{O}_2$ )

4. การเพิ่มความเร็วอากาศส่วนสองได้วงแหวนวอร์เทก ส่งผลให้  $\text{NO}_x$  มีค่าเพิ่มสูงขึ้น โดยเฉพาะช่วงการเพิ่ม  $V_{2,low}$  จาก 10 เป็น 15 m/s ซึ่งเป็นผลจากปริมาณ  $\text{O}_2$  ที่เข้าไปทำปฏิกิริยากับสารระเหยของแกลบ (จำพวก  $\text{NH}_3$ ) เพิ่มมากขึ้น ขณะที่การเพิ่มขึ้นของ  $\text{NO}_x$  น้อยลงที่กรณี  $V_{2,low}$  เท่ากับ 20 m/s ซึ่งอาจได้รับผลข้างเคียงจากอุณหภูมิภายในเตาที่ลดลง โดย  $\text{NO}_x$  ในทุกกรณี (358-457 ppm ที่ 6%  $\text{O}_2$ ) มีค่าสูงกว่าค่ามาตรฐานที่ 220 ppm ซึ่งต้องหาแนวทางการลดต่อไป

5. การเพิ่ม  $V_{2,low}$  ส่งผลให้การคลุกเคล้าของอากาศและอนุภาคเชื้อเพลิงตลอดจนแก๊สที่ยังเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ได้ดีขึ้น ซึ่งดูได้จากปริมาณ CO และคาร์บอนที่ไหม้เผาไหม้ที่ลดลง เป็นผลให้ประสิทธิภาพการเผาไหม้มีค่าเพิ่มขึ้นจาก 92.7 เป็น 97.75% โดยเงื่อนไขความเร็ว  $V_{2,low}$  ที่ดีสุดในการศึกษาคือ 20 m/s

#### 5. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) สำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา (สกอ.) ที่ให้การสนับสนุนทุนวิจัย

#### 6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Natarajan, E., Nordin, A., Rao, A.N., 1998. Overview of combustion and gasification of rice husk in fluidized bed reactors. *Biomass Bioenergy*, Vol. 14, pp. 533-546.
- [2] Armesto, L., Bahillo, A., Veijonen, K., Cabanillas, A., Otero, J., 2002. Combustion behaviour of rice husk in a bubbling fluidised bed. *Biomass Bioenergy*, Vol. 23, pp.171-179.
- [3] Fang, M., Yang, L., Chen, G., Shi, Z., Luo, Z., Cen, K., 2004. Experimental study on rice husk combustion in a circulating fluidized bed. *Fuel Process Technol*, Vol. 85, pp. 1273-1282.
- [4] Werther, J., Saenger, M., Hartge, EU., Ogada, T., Siagi, Z., 2000. Combustion of agricultural residues. *Prog Energy Combust Sci*, Vol. 26, pp. 1-27.
- [5] Armesto, L., Bahillo, A., Cabanillas, A., Veijonen, K., Otero, J., Plumed, A., Salvador, L., 2003. Co-combustion of coal and olive oil industry residues in fluidised bed. *Fuel*, Vol. 82, pp. 993-1000.
- [6] Varol, M., Atimtay, AT., 2007. Combustion of olive cake and coal in a bubbling fluidized bed with secondary air injection. *Fuel*, Vol. 86, pp. 1430-1438.
- [7] Madhiyanon, T., Sathitruangsak, P., Soponronnarit, S., 2010. Combustion behavior of rice-husk in a short-combustion-chamber fluidized -bed combustor (SFBC). *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 347-353.
- [8] Sathitruangsak, S., Madhiyanon, M., Soponronnarit, S., 2009. Rice husk co-firing with coal in a short-combustion-chamber fluidized-bed combustor (SFBC). *Fuel*, Vol. 88, pp.1394-1402.
- [9] Madhiyanon, M., Sathitruangsak, S., Soponronnarit, S., 2009. Co-combustion of rice husk with coal in a cyclonic fluidized-bed combustor ( $\psi$ -FBC). *Fuel*, Vol. 88, pp. 132-138.
- [10] Zevenhoven, R., Kilpinen, P., 2002. Control of pollutants in flue gases and fuel gases. 2<sup>nd</sup> edition, Finland, Espoo/Turku.

## Subscription Form

Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering (JRAME)

Date \_\_\_\_\_

Name : \_\_\_\_\_

Address : \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

E-mail : \_\_\_\_\_ Tel : \_\_\_\_\_ Fax : \_\_\_\_\_

A subscription to JRAME is requested for \_\_\_\_ year(s) (250 Baht/year, up to 2 issues per year).

Signature \_\_\_\_\_

(\_\_\_\_\_)

Method of Payment : deposit or transfer money to the following account :

Account name : TSME journal

Savings Account No. 707-249035-6, Siam Commercial Bank Plc., Suranaree  
University of Technology Branch.

After completing the money transfer, please confirm your payment by faxing the pay-in slip and the subscription form to the JRAME Office (Fax. (INTL)-66-44-224613), or sending a scanned copy by e-mail to [jrame@sut.ac.th](mailto:jrame@sut.ac.th)

Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering Office  
School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering  
Suranaree University of Technology,  
111 University Avenue, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand  
Tel. (INTL)-66-44-224410, Fax. (INTL)-66-44-224613  
E-mail : [jrame@sut.ac.th](mailto:jrame@sut.ac.th) Website : <http://eng.sut.ac.th/me/JRAME>



## **GUIDE FOR AUTHORS**

The Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering publishes results of research, applications, ideas and innovations related to mechanical engineering issues. Papers submitted to the journal must be (1) original (2) substantial (3) of significant importance.

### **PREPARATION OF MANUSCRIPT**

Manuscripts submitted to JRAME must be written in English or Thai and should be formatted in the same form and style as that of the final journal article. A template for the article's style can be downloaded from <http://eng.sut.ac.th/me/JRAME>

The title should contain the article title, authors' names and affiliations and the address for manuscript correspondence (including e-mail address, telephone and fax numbers). Following the title is a single paragraph abstract summarizing the main findings of the paper in less than 150 words. After the abstract a list of up to 6 keywords that will be useful for indexing or searching should be included. The main body of the paper should start right after the keywords. No identifying information, such as the authors' names or affiliations, may appear anywhere in the document. Experimental procedure, data and computational methods must be explained in sufficient detail to permit replication by other researchers.

### **References**

References may be cited in the text by Arabic numerals in brackets, e.g., [1], [2], or by the use of author-date, e.g. Johnson (2011); the former style is preferred. References cited in the text should be in numeral order but this is not an absolute requirement. Journal titles may be listed in full; abbreviations are also allowable.

### **Figures**

Figures should be numbered consecutively with Arabic numerals. Lettering on drawings should be professional quality or generated by high-resolution computer graphics. Illustrations in color can be accepted only if the authors defray the cost. TIF or EPS files are required for figures.

### **Tables**

Tables should be numbered consecutively with Roman numerals in order of appearance in the text.

### **SUBMISSION OF MANUSCRIPT**

Files should be saved as Word 2003 (.doc) before uploading, to ensure the equations translate properly. All manuscripts and enquiries should be submitted via email attachment to [jrame@sut.ac.th](mailto:jrame@sut.ac.th).

Manuscripts are accepted for review with the understanding that the same work has not been and will not be submitted elsewhere, and that its submission for publication has been approved by all of the authors and by the institution where the work was carried out. Any person cited as a source of personal communications must approve such citation.

Articles published in JRAME represent the opinions of the author(s) and should not be construed to reflect the opinions of the Editor(s) and the Publisher. Copyright in the published manuscripts, including the right to reproduce the article in all forms and media, shall be assigned exclusively to the Publisher.

