

## การศึกษาความเค้นที่เกิดขึ้นกับกังหันแก๊สเทอร์โบแบบไหลเข้าตามแนวรัศมี

## Stress investigation of a radial inflow turbine impeller

นรินทร์ ช่างแดง\*, บุญชัย วัจจะตรากุล<sup>1</sup> และ ธนพล พุจิตรกานนท์<sup>2</sup><sup>1</sup> ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน – อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ  
1518 ถนน พิบูลสงคราม เขต บางซื่อ กรุงเทพฯ 10800<sup>2</sup> The Chair for combustion Engine & Flight Propulsion Brandenburg University of technology Cottbus (BTU Cottbus)  
Siemens-Halske-Ring 14 0346 Cottbus Germany

\*ติดต่อ: E-mail narindhorn@gmail.com, 081-3995365, เบอร์โทรสาร 02-8695073

**บทคัดย่อ**

งานวิจัยเกี่ยวข้องกับการวิเคราะห์ความแข็งแรงและศึกษาความเค้นที่เกิดขึ้น รวมถึงการขยายตัวของกังหันแบบไหลเข้าตามแนวรัศมี (uncooled-Radial inflow turbine) ของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาด 100 kW ด้วยระเบียบวิธีไฟไนท์เอลิเมนต์ โดยใช้เงื่อนไขขอบจากการจำลองการไหล โดยวิธีการ one-way coupled Fluid-Structure Interaction จากการตรวจสอบความเค้นที่เกิดขึ้นกับกังหันต้นแบบ ซึ่งเป็นแบบเจาะรูแกนกลาง (แบบทั่วไปเพื่อสวมเพลลา) พบว่าความเค้นที่บริเวณแกนกลางของรูเจาะมีค่าสูงกว่าจุดครากของวัสดุ สาเหตุหลักเนื่องจากคุณลักษณะของทรงกระบอกหมุนแบบมีเจาะรูแกนกลาง จะมีความเค้นในแนวเส้นสัมผัส (tangential stress) ที่มีค่าสูงมากที่บริเวณผิวของรูเจาะ ดังนั้นกังหันแบบทรงตันจึงถูกตรวจสอบ โดยพบว่าค่าความเค้นสูงสุดน้อยกว่าแบบแรก ถึงแม้ว่าการเพิ่มเนื้อโลหะเป็นทรงตันจะเป็นการเพิ่มความเค้นในแนวรัศมีก็ตาม แต่ความเค้นสูงสุด von Mises จะมีค่าต่ำกว่าแบบแรกอย่างมาก ซึ่งเป็นไปตามที่คาดไว้ ผลการตรวจสอบจะถูกนำไปใช้เป็นข้อพิจารณาร่วมกับเงื่อนไขและแนวทางอื่นๆ ในการปรับปรุงกังหันที่เหมาะสมต่อไป

**คำหลัก:** กังหันแก๊ส, เครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบ**Abstract**

This is a report on work in structural analysis of uncooled radial inflow turbine currently under development for a 100kW micro gas turbine engine. Coupled CFD-FEM simulation case or one-way coupled Fluid-Structure Interaction (FSI) was conducted for the analysis. An investigation of an impeller prototype indicates that its maximum von-Mises stress exceed yield strength of material due to very high tangential stress near the hollow core surface of the impeller as it is the characteristic of a spinning cylinder with a central hole. Therefore, a way to reduce such maximum stress, solid hub impeller was investigated. Even adding impeller material causes increasing radial stress but maximum von-Mises stress substantially decrease as expected. The results will be considered with other criterion to improve the impeller at the secondary design stage.

**Keywords:** Radial inflow turbine, Micro gas turbine



**1. บทนำ**

เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก 25kW ถึง 300 kW ถูกใช้งานอย่างแพร่หลายสำหรับเป็นเครื่องต้นกำเนิดกำลัง การผลิตไฟฟ้าและความร้อนร่วม (Combined heat and power, CHP) และระบบการขับเคลื่อนของยานพาหนะขนาดเล็ก โดยส่วนใหญ่ถูกออกแบบโดยใช้กังหันแก๊สแบบไหลเข้าตามแนวรัศมีเนื่องจากประสิทธิภาพที่ได้เทียบกับขนาดที่กระทัดรัด [1, 2, 8]

กังหันสำหรับงานวิจัยนี้ได้ถูกศึกษาด้วยวิธีการจำลองการไหลผ่านกังหันแก๊ส โดยใช้โปรแกรมคำนวณทาง CFD และนำภาระทางอากาศพลศาสตร์เป็นเงื่อนไขขอบในการวิเคราะห์ความแข็งแรง ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (FEM) เพื่อศึกษาทำความเข้าใจพฤติกรรมของกังหันแก๊สต่อภาระที่ซับซ้อน ทั้งนี้ สภาวะการทำงาน ที่อุณหภูมิและความเร็วรอบสูงของกังหันแก๊ส มีผลกระทบต่อความแข็งแรงและการขยายรูปร่างที่เกิดขึ้น ซึ่งส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบน์และความเสียหายที่อาจเกิดขึ้น ผลลัพธ์ต่างๆ จากการจำลองในหลากหลายกรณีจะถูกพิจารณาเป็นแนวทางในการออกแบบกังหันเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุดตามเป้าหมาย รวมถึงการเลือกวัสดุใบกังหันที่เหมาะสมสำหรับการสร้างเครื่องยนต์แก๊สเทอร์โบน์ขนาดเล็กเพื่อกำเนิดไฟฟ้าขนาด 100 kW ร่วมกับ Brandenburg University of Technology Cottbus, Germany

กังหันชนิดไหลเข้าในแนวรัศมี แบบไม่หล่อเย็น (Uncooled radial inflow turbine) สำหรับงานวิจัยนี้ประกอบด้วย ใบจำนวน 15 ใบ และ inlet guide vane (IGV) จำนวน 19 ชิ้น

**2. การวิเคราะห์ความแข็งแรง**

งานวิจัยในขั้นนี้เป็นการวิเคราะห์โครงสร้างกังหันที่สภาวะการงานคงตัว โดยใช้ซอฟต์แวร์ ANSYS ด้วยวิธี one-way coupled fluid-structure interaction ไม่คิดผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงรูปร่างกังหันต่ออากาศพลศาสตร์รอบกังหัน กล่าวคือ ข้อมูลคำตอบจากการวิเคราะห์การไหลของอากาศร้อนผ่านกังหันที่สภาวะการ

ทำงานคงตัว โดยขั้นตอนทาง CFD จะถูกส่งถ่ายเป็นเงื่อนไขขอบสำหรับการวิเคราะห์โครงสร้างด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยไม่มีการส่งกลับข้อมูล เช่น ระยะกระจัด (Displacement) ของโครงสร้างเพื่อการคำนวณการไหลของอากาศร้อน วนซ้ำอีก

**2.1 สมการไฟไนต์เอลิเมนต์**

สมการควบคุมสำหรับทำนายความเค้นที่เกิดขึ้นกับกังหัน รูปที่ 1 ประกอบไปด้วยส่วนของใบกังหันและล้อหมุนซึ่งมีความเร็วรอบการหมุนสูง และเมื่อไม่มีการเสียรูปมาก (Large deformation) ของใบกังหัน

$$[M]\{\ddot{u}\} + ([G]+[C])\{\dot{u}\} + ([K]+[K_\sigma]-[K_c])\{u\} = \{F\} \tag{1}$$

- [M] คือ เมทริกซ์มวล
- [G] คือ เมทริกซ์โคริโอริส
- [C] คือ เมทริกซ์ความหน่วง(Damping matrix)
- [K] คือ เมทริกซ์ความแกร่งยืดหยุ่น(Elastic stiffness)
- [K<sub>σ</sub>] คือ เมทริกซ์ความเค้น-ความแกร่ง (Stress-stiffness matrix)
- [K<sub>c</sub>] คือ เมทริกซ์ความอ่อนตัวเนื่องจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Spin softening effect)

{ $\ddot{u}$ }, { $\dot{u}$ }, {u} คือ เมทริกซ์ ความเร่ง, ความเร็ว และ ระยะกระจัด ตามลำดับ

{F} คือ โหลดเวกเตอร์ ซึ่งประกอบไปด้วย เวกเตอร์ โหลดดังนี้ {F} = {F<sup>th</sup>} + {F<sup>pr</sup>} + {F<sup>c</sup>}

{F<sup>th</sup>} คือ โหลดจากความเครียด เหนี่ยวนำโดยอุณหภูมิ

{F<sup>pr</sup>} คือ โหลดจากความดันกระจายตัวบนกังหัน

{F<sup>c</sup>} คือ โหลดจากแรงหนีศูนย์กลาง

เมทริกซ์ที่มาจากผลกระทบของการหมุน มี 2 ส่วน ได้แก่

$$[G] = \sum_e 2\omega \int_{V^e} [N]^T [H] [N] \rho dV^e \tag{2}$$

$$[K_c] = \sum_e \omega^2 \int_{V^e} [N]^T [H]^T [H] [N] \rho dV^e \tag{3}$$

$\omega, \rho$  คือความเร็วรอบการหมุนและ ความหนาแน่น โดย  $[N]$  คือ shape function และ  $[H]$  มาจากระบบพิกัดเคลื่อนที่ (moving coordinate system) โดย unit vector  $\bar{h} = h_x\bar{i} + h_y\bar{j} + h_z\bar{k}$  คือ ทิศทางแกนหมุนของกังหัน

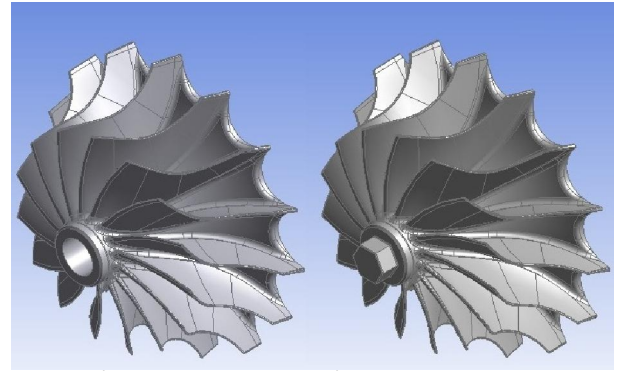
$$[H] = \begin{bmatrix} 0 & -h_z & h_y \\ h_z & 0 & -h_x \\ -h_y & h_x & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

เนื่องจากกังหันที่พิจารณาหมุนด้วยความเร็วรอบที่สูงมากถึง 75,000 RPM ผลกระทบของความอ่อนตัวเนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง (spin softening effect)  $[K_c]$  จึงถูกพิจารณา การวิเคราะห์ด้วยทฤษฎี small deflection โดยทั่วไปไม่สามารถรวมผลของการเปลี่ยนแปลงรูปร่างได้โดยตรง อย่างไรก็ตามผลกระทบจาก large deflection สามารถถูกพิจารณาร่วม ด้วยการปรับปรุงเมทริกซ์ความแกร่ง

ความเค้น-ความแกร่ง  $[K_\sigma]$  มีอีกหลายชื่อเช่น Initial stress stiffening, Geometric stiffening โดยทั่วไปใช้กับโครงสร้างบางที่มีความแกร่งของการดัด (bending stiffness) น้อย เมื่อเทียบกับ ความแกร่งตามแนวแกน (axial stiffness) ทั้งนี้ มีความสอดคล้องกับลักษณะและภาวะของใบกังหัน โดยผลของแรงกระจายตัวบนใบกังหันทำให้เกิดโมเมนต์ดัดของใบกังหัน และความเร็วรอบที่สูงมากของกังหันอาจทำให้เกิด แรงหนีศูนย์กลางมากพอที่เป็นการเพิ่มความแกร่งให้กับใบกังหัน ดังนั้น  $[K_\sigma]$  จึงถูกพิจารณา

การศึกษาความเค้นในงานวิจัยนี้ เป็นการวิเคราะห์ความเค้นที่สภาวะคงตัวแบบไม่เป็นเชิงเส้น (non-linear static analysis) จากสมการที่ (1) ความเค้นกระจายตัวของกังหันที่สภาวะคงตัวสามารถหาได้โดยการแก้ระบบสมการ [2-4]

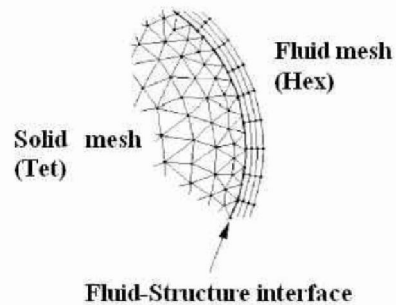
$$([K] + [K_\sigma] - [K_c])\{u\} = \{F^{th}\} + \{F^{pr}\} + \{F^c\} \quad (5)$$



รูปที่ 1 (ก) กังหันต้นแบบที่ 1 (ซ้าย) และ (ข) กังหันต้นแบบที่ 2 (ขวา)

## 2.2 Fluid-structure interaction (FSI)

Fluid-structure interface คือ ผิวซึ่งเมซของของไหลและของแข็งประสานกัน และถูกนิยามด้วยเซตของผิวและโหนด บนแนวประสานของแต่ละเมซในของไหลและของแข็ง โดยส่วนใหญ่ ความหนาแน่นและ ชนิดของเอลิเมนต์มักแตกต่างกัน ดังนั้นจึงจำเป็นในการใช้วิธีการประมาณค่าในช่วง (interpolation) สำหรับการส่งถ่ายข้อมูลค่าตอบระหว่างกัน รูปที่ 2



รูปที่ 2 เมชที่ไม่เข้ากันระหว่างของแข็งและของเหลว [5]

ที่ผิวประสาน (interface) ความดันกระจายตัวบนผิวเมซของของไหลจะถูกประมาณค่าและส่งถ่ายไปเป็นเวกเตอร์โหนดกระจายตัวที่โหนดของของแข็งซึ่งสอดคล้องกับการกระจายตัวของความดัน โดยเวกเตอร์โหนด  $\{F^{pr}\}$  กระทำกับผิวประสาน  $S$  สามารถหาได้จากการอินทิเกรตความดันบนผิวสัมผัส [4, 5]

$$\{F^{pr}\} = \int_s [N]P\{n\}dS \quad (6)$$

โดย  $[N]$  คือ shape function สำหรับระยะการจัดของโครงสร้าง และ  $\{n\}$  ตั้งฉากกับ แนวขอบของไหล



เนื่องจากก๊าซร้อนที่ไหลสู่กังหันมีอุณหภูมิที่สูงมากซึ่งมีผลกระทบต่อเกรเดียนต์อุณหภูมิภายในวัสดุกังหันและคุณสมบัติความแข็งแรง ดังนั้นภาระจากสนามอุณหภูมิจึงถูกพิจารณาร่วมด้วย และเพื่อความถูกต้องแม่นยำในการจำลอง ควรใช้เงื่อนไขขอบแบบที่สาม (The third kind of boundary condition) [2, 6] แต่เนื่องจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่แน่ชัดยังไม่สามารถทราบได้ในขั้นตอนการออกแบบกังหันนี้ ดังนั้นอุณหภูมิกระจายตัวบนผิวกังหันในงานวิจัยนี้ ถูกจำลองโดย CFD ด้วยการกำหนดผิวกังหันเป็นผนังอะเดียแบติก หลังจากได้อุณหภูมิกระจายตัวบนกังหันแล้ว จึงกำหนดเป็นค่าขอบเพื่อหาสนามอุณหภูมิภายในตัวกังหัน  $\{T\}$  โดยการนำความร้อน และเวกเตอร์ไหลจากความเครียดเนื่องจากอุณหภูมิสามารถหาได้โดย

$$\{F^{th}\} = \sum_e \int_{V^e} [B]^T [D] \{\epsilon_{th}\} dv^e \quad (7)$$

$[B]$  คือ เมทริกซ์ความเครียด-ระยะกระจัด (strain-displacement matrix),  $[D]$  คือ เมทริกซ์คุณสมบัติความยืดหยุ่นของวัสดุกังหัน (Elasticity matrix) และ  $\{\epsilon_{th}\} = \alpha(T)(\{T\} - \{T_{ref}\})[1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T$   $\alpha(T)$ ,  $\{T\}$ ,  $\{T_{ref}\}$  คือ สัมประสิทธิ์การขยายตัวของวัสดุ อุณหภูมิของวัสดุและอุณหภูมิอ้างอิงตามลำดับ สิ่งสำคัญสำหรับการส่งถ่ายข้อมูลคำตอบระหว่างของไหลและของแข็ง คือ แรงและพลังงานของทั้งสองระบบยังคงถูกอนุรักษ์ [4, 5, 7]

### 2.3 คุณสมบัติวัสดุและเงื่อนไขขอบ

กังหันประกอบไปด้วยดุมล้อและมีใบจำนวน 15 ใบ การเลือกวัสดุสำหรับกังหันที่เหมาะสมกับเงื่อนไขการใช้งานมีความสำคัญต่อการออกแบบ รวมถึงประสิทธิภาพเป็นอย่างมาก โดยมีตรรกะในการพิจารณาโดยทั่วไปตามตารางที่ 1 [8] วัสดุที่ถูกเลือกใช้สำหรับการศึกษานี้ คือ Nimonic80A (Ni-based Super Alloys) ซึ่งมีจุดครากตัว ตาม ตารางที่ 2 และคุณสมบัติอื่นๆ แปรผันกับอุณหภูมิ อ้างอิงมาจาก [9] และได้มีการตรวจสอบผลการใส่ข้อมูลคุณสมบัติแบบไม่เป็นเชิงเส้นของวัสดุ โดย

เปรียบเทียบคำตอบ กับแบบจำลองซึ่งสามารถหาคำตอบได้โดยการวิเคราะห์ จนเป็นที่น่าพอใจ เช่น การทำนายความเค้นของแผ่นบางหมุนโดยมีอุณหภูมิแปรผันตามแนวรัศมี เป็นต้น

ตารางที่ 1 ตรรกะสำหรับวัสดุเครื่องจักรเทอร์โบ [8]

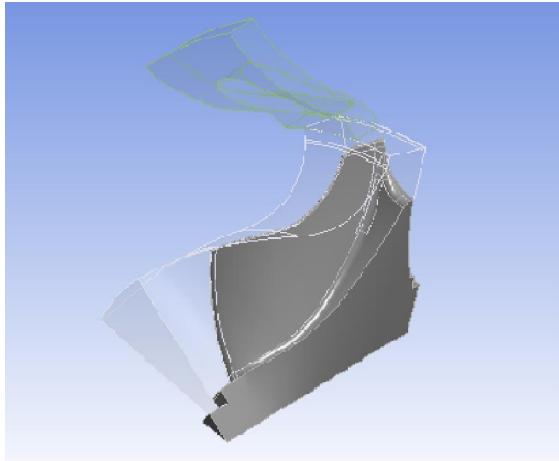
Index of Merit	Ni-based Super Alloys	Titanium Alloys	Macro (Micro) Ceramics	Micro Silicon
Centrifugal Stress [ $\sqrt{\sigma_f/\rho}$ ] (m/s)	330	420	420 (670)	1000
Thermal Stress [ $\alpha E/\sigma_f y$ ]	$2.7 \times 10^{-3}$	$1.2 \times 10^{-3}$	$2.0 \times 10^{-3}$ ( $1.1 \times 10^{-3}$ )	$0.9 \times 10^{-3}$
Stiffness [E/ $\rho$ ] (MPa/Kgm <sup>-3</sup> )	~26	~25	~95	~70
Max Temp (°C) limiting factor	~1000 (creep)	~300 (strength)	~1500 (oxidation)	~600 (creep)

ตารางที่ 2 จุดครากตัว  $S_{0.2}$  (0.2% Proof stress)

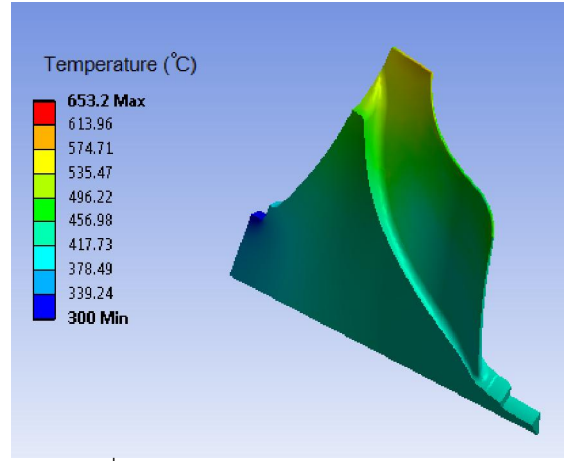
ความหนาแน่น	8190 ( $kg/m^3$ )				
อุณหภูมิ ( $C^\circ$ )	20	200	600	750	800
$S_{0.2}$ (MPa)	740	665	640	530	425

กังหันมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกที่ทางเข้า (blade leading edge) 160 mm และที่ทางออก (blade tailing edge) 120 mm ใช้วิธีการจำลอง แบบ ฟิรียอดิก รูปที่ 3 เพื่อลดความต้องการทรัพยากรการคำนวณ และเป็นการเพิ่มความรวดเร็วในการศึกษาวิเคราะห์ความแข็งแรงจากการปรับเปลี่ยนรูปแบบกังหัน รวมถึงสมรรถนะทางอากาศพลศาสตร์ของกังหัน

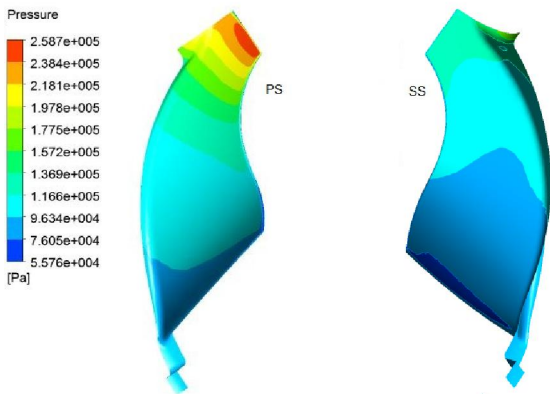
เงื่อนไขขอบสำหรับการจำลองนี้คือ กังหันหมุนด้วยความเร็วรอบ 75000 RPM ความดันกระจายตัวบนผิวกังหัน รูปที่ 4 ถูกส่งผ่านแนวประสานเป็นเวกเตอร์แรงจากความดันที่สอดคล้อง รูปที่ 5 และอุณหภูมิกระจายตัวภายในตัวกังหัน รูปที่ 6



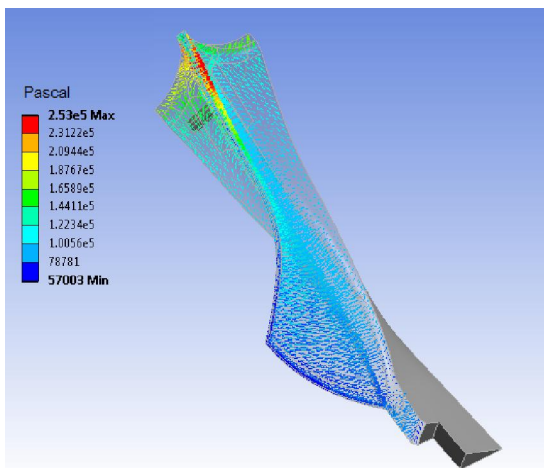
รูปที่ 3 แบบจำลองฟิรูดิกไปกังหันเดียว



รูปที่ 6 สนามอุณหภูมิกระจายตัวภายในกังหัน



รูปที่ 4 ความดันกระจายตัวที่ผิว pressure side (PS) และ suction side (SS)



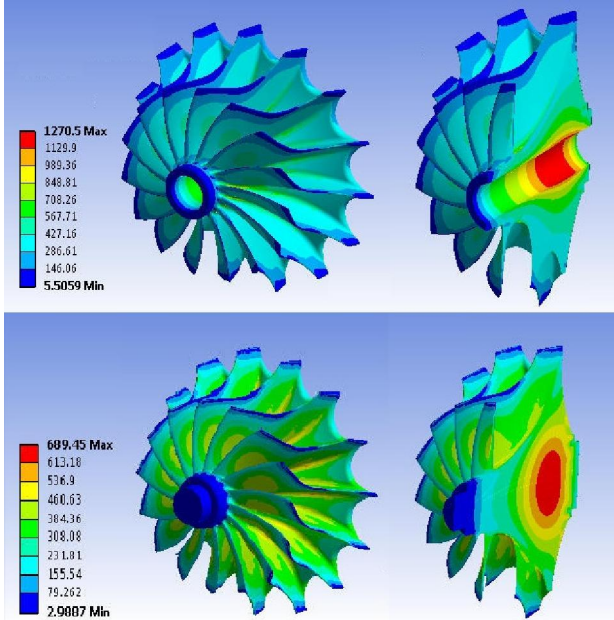
รูปที่ 5 เวกเตอร์แรงซึ่งส่งถ่ายมาจากความดันกระจายตัว

### 3. สรุปและวิเคราะห์ผล

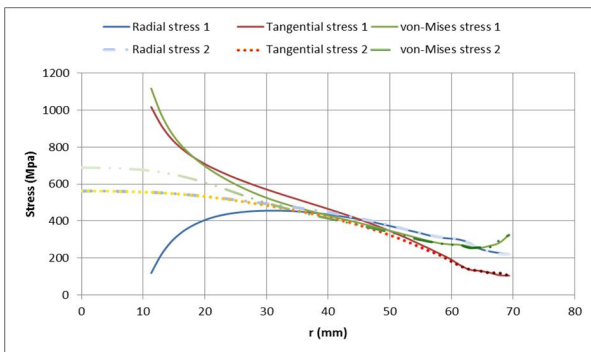
จากผลการจำลองกังหันต้นแบบที่ 1 รูปที่ 1 (ก) พบว่าค่าความเค้นสูงสุด von-Mises เกินกว่าจุดครากของวัสดุเป็นอย่างมากที่ผิวในของรูสำหรับสวมเพลลา รูปที่ 7 (ก) ซึ่งมีอุณหภูมิวัสดุประมาณ  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$  และพบว่าความเค้นที่รอยต่อคูลูกกับใบกังหันมีค่าสูงสุดไม่เกินจุดคราก มีอุณหภูมิวัสดุประมาณ  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  ซึ่งหมายความว่าความหนาของใบกังหันสามารถต้านทานแรงหนีศูนย์กลางที่ความเร็วรอบสูงและภาระจากอากาศพลศาสตร์ได้ ดังนั้นการจำลองจึงมุ่งไปที่การลดความเค้นที่ล้นหลาม กังหันต้นแบบที่ 2 (ทรงตัน) รูปที่ 1 (ข) จึงถูกพิจารณาพบว่าความเค้นสูงสุด von-Mises ยังคงเกินกว่าจุดคราก ( $650\text{ MPa}$  ที่  $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ที่แกนกลางของกังหันประมาณ  $40\text{ MPa}$  และมีค่าลดลงเกือบครึ่งหนึ่งของกังหันแบบที่ 1 รูปที่ 7 (ข) ถึงแม้ว่าการเพิ่มเนื้อโลหะเป็นทรงตันจะเป็นการเพิ่มความเค้นในแนวรัศมีก็ตาม สาเหตุเนื่องจากภาระจากแรงหนีศูนย์กลางและคุณลักษณะของทรงกระบอกหมุนแบบมีรูแกนกลางจะมีความเค้นในแนวเส้นสัมผัสผิว (tangential stress) ที่มีค่าสูงมากที่บริเวณผิวของรูเจาะ [10] ซึ่งเป็นไปตามที่คาดไว้

รูปที่ 8 เป็นการเปรียบเทียบแสดงให้เห็นผลกระทบของรูเจาะต่อกังหันที่รับภาระแรงหนีศูนย์กลางจากการหมุนเท่านั้น (รวมผลของสนามอุณหภูมิของวัสดุ) ผลการตรวจสอบนี้จะถูกนำไปใช้เป็นข้อพิจารณาร่วมกับการเชื่อมต่อเพลลาด้วยแรงเสียดทานสำหรับกังหันทรงตัน

ประกอบกับการพิจารณาเงื่อนไขและแนวทางอื่นๆ เช่น การปรับเปลี่ยนรูปทรงด้านหลังของกังหัน, การเปลี่ยนวัสดุ ทั้งนี้เพื่อนำรูปแบบกังหันที่ได้ไปตรวจสอบในขั้นอื่นๆต่อไป และเพื่อบรรลุเป้าหมายที่ตั้งไว้



รูปที่ 7 (ก) ความเค้น von-Mises (MPa) ของกังหันแบบที่ 1 (ภาพบน) และ (ข) ความเค้น von-Mises ของกังหันแบบที่ 2 (ภาพล่าง)



รูปที่ 8 แผนภาพค่าความเค้นเนื่องจากภาระแรงหนีศูนย์กลางของกังหันแบบที่ 1 และแบบที่ 2 ที่ระยะห่างจากผิวด้านหลังของกังหัน 1 mm

### 6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณคณาจารย์, พี่ๆ เพื่อนร่วมงานและ BTU Cottbus ที่ให้โอกาสในการทำงานวิจัยนี้และได้ให้ความสนับสนุนในด้านต่างๆ รวมทั้งคำปรึกษาและการมอบประสบการณ์ที่ดียิ่งในครั้งนี้

### 7. เอกสารอ้างอิง

[1] J. carno, A. cavani, L. Liinanki. Micro Gas Turbine for Combined Heat and Power in Distributed Generation, ASME Paper 98-GT-309, 1998.

[2] Yonghui XIE, Qinghua DENG, Di ZHANG, Zhenping FENG. (2005). Strength Design and Numerical Analysis of Radial Inflow Turbine Impeller for a 100kW Microturbine, ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, Nevada, USA.

[3] James B. Min, Kirsten P. Duffy, Andrew J. Provenza (2010). Shunted Piezoelectric Vibration Damping Analysis Including Centrifugal Loading Effects, AIAA 2010-2716, 51<sup>st</sup> AIAA/ASME/ASCE, Structure, Structural Dynamics, and Materials Conference, Orlando, Florida.

[4] ANSYS Mechanical APDL and Mechanical Applications Theory Reference, 2010.

[5] Wang Hong-Ilang, XI Guang, (2009), Effect of Thermal and Mechanical Loads on the Centrifugal Impeller Deformation and its Structure Optimization, ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air, Orlando, Florida, USA.



[6] Lianwei Zhong, Kangmin Chen, Jing Ni, Anyang He, Three dimensional finite element analysis of radial-inflow impeller temperature field, Modern Applied Science, vol.2, No6, November 2008.

[7] Hirofumi Doi, Juan J. Alonso, Fluid/Structure Coupled Aeroelastic Computations for Transonic Flow in Turbomachinery, ASME Expo 2002, Amsterdam, the Netherlands.

[8] A.H.Epstein, S.D. Senturia, O.Al-Midani (1997), Micro-Heat Engines, Gas Turbines, and Rocket Engines –The MIT Microengine Project-, 28<sup>th</sup> AIAA Fluid Dynamics Conference, Snowmass Village.

[9] The Special Metals Corporation group of companies, NIMONIC80A material data sheet, <http://www.specialmetals.com>, เข้าดูเมื่อวันที่ 8/07/2554.

[10] J.P. Denhartog (1952), Advanced Strength of Materials, McGraw-Hill, New York.