



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

Validación termomecánica del diseño de una
microturbina mediante paquetería de
elemento finito

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

Ingeniero Mecánico

PRESENTAN:

Gerardo Pedro Domínguez Sanagustín

Amalinalli Velázquez Hernández

DIRECTOR DE TESIS:

M. en C. Edgar Isaac Ramírez Díaz



Ciudad Universitaria, México D.F. a Mayo del 2014



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

*Dedicado a
mi familia*

Agradecimientos

¡Muchas gracias a todos!

Prólogo

Para el aprovechamiento de los recursos geotérmicos de baja entalpia el grupo de investigación aplicada **IIDEA** propone un ciclo binario modificado basado en las centrales geotermoeléctricas convencionales conocido como PWG. A diferencia del ciclo binario éste sistema es capaz de aprovechar los recursos de menor temperatura y mantener menor volumen de trabajo, generando el desarrollo de tecnología e investigación 100 % mexicana con calidad de punta. Como parte de este desarrollo tecnológico se diseño una microturbina capaz de generar 1 kW de potencia neta, trabajando a una velocidad de 24000 rpm, con una presión de 0.1 MPa a 45.81 °C.

Los materiales utilizados en esta microturbina se propusieron en primera instancia de aluminio, PMMA y PPSU para el eje, los pernos y el disco, respectivamente. La fabricación del disco se realizó mediante el método de deposición fundida, proceso que ha cobrado gran importancia en los últimos tiempos debido a que posibilita la construcción de piezas con geometrías complejas en corto tiempo y a un relativo bajo costo; pero debido a su novedad se desconocen las propiedades mecánicas de los materiales de las piezas fabricadas con este método.

Este trabajo tiene como objetivo el validar el comportamiento termomecánico del diseño de la microturbina de vapor y evaluar que el material seleccionado sea adecuado para su fabricación y funcionamiento en el ciclo PWG. En el capítulo 1 se tiene un marco teórico de las turbinas, su historia, funcionamiento y tipos, como también se explica el ciclo en el cual dicha turbina trabajaría. En el capítulo 2 se tiene una revisión de los principales artículos relacionados con el modelado por elemento finito de las turbinas y así, contar con una mejor perspectiva de la realización del análisis del modelo.

En el capítulo 3 se muestran las geometrías y las condiciones de trabajo de la microturbina, así como también las propiedades de los materiales a utilizar y los resultados experimentales de las pruebas realizadas al material fabricado por medio de prototipado rápido, además de los pasos que se siguieron para generar el análisis del modelo en la paquetería de elemento finito. Finalmente en el capítulo 4 se tienen los resultados de los modelos realizados, así como su interpretación y análisis, para determinar de esta manera si el diseño de la microturbina y sus materiales son los adecuados para su propósito.

Índice general

Agradecimientos	II
Prólogo	III
Lista de figuras	VI
Lista de tablas	XI
1. Marco teórico	1
1.1. Turbinas de vapor	2
1.1.1. Clasificación de las turbinas de vapor	4
1.2. Microturbinas de vapor	9
1.2.1. Características de las microturbinas	9
1.2.2. Microturbinas en el mercado	12
1.3. Ciclo PWG	15
1.4. Desarrollo analítico de la turbina para la obtención de esfuerzos	16
2. Método de elemento finito aplicado a turbinas	21
2.1. Metodologías para la generación de modelos en turbinas	23
2.1.1. Análisis de falla de álabes de una turbina geotérmica de 28 MW [21]	23

ÍNDICE GENERAL

2.1.2.	Investigación de la falla de una turbina auxiliar de vapor [22]	25
2.1.3.	Análisis de falla del disco de la turbina de un aeromotor [23]	26
3.	Modelado de la turbina de trabajo	28
3.1.	Geometría y condiciones de carga	30
3.2.	Datos del material de trabajo	31
3.2.1.	Datos teóricos del material	31
3.2.2.	Datos experimentales del material	39
3.3.	Pasos para la generación de los modelos en Abaqus®	48
3.3.1.	Módulo Part	48
3.3.2.	Módulo Property	49
3.3.3.	Módulo Step	49
3.3.4.	Módulo Interaction	50
3.3.5.	Módulo Load	50
3.3.6.	Módulo Mesh	53
4.	Análisis de resultados	54
4.1.	Modelo A: Mecánico con propiedades teóricas de los materiales	54
4.2.	Modelo B: Mecánico con propiedades experimentales de la PPSU	60
4.3.	Modelo C: Térmico con condición inicial de temperatura uniforme en toda la microturbina de 45.81°C.	64
4.4.	Modelo D: Térmico con condición inicial de temperatura en el anillo de álabes de 45.81°C y en los demás elementos de 25°C	70
5.	Conclusiones	75
	Referencias	77

Índice de figuras

1.1. Clasificación general de las turbomáquinas. [1]	2
1.2. Turbina de Herón, turbina de reacción pura. [2]	3
1.3. Turbina de De Laval, turbina de acción de un solo escalonamiento. [3]	4
1.4. Turbina de vapor monoetapa. [9]	5
1.5. Turbina de vapor multietapa (Elliott Company, Jeannette, Pa). [5] . .	6
1.6. Diferencias entre flujo axial y radial en una turbina de vapor [6]. . . .	7
1.7. Turbina con extracción de vapor [7].	7
1.8. Turbina de vapor a contrapresión (SST-600 - Siemens) [8].	8
1.9. Turbina de vapor a condensación [9].	8
1.10. Green Turbine® 1.2 kW [12].	12
1.11. ITxr de Infinity turbine® [13].	13
1.12. Supreme turbo tech® modelo DT-01[14].	14
1.13. Ciclo PWG (<i>grupo IIDEA</i>) [15].	15
1.14. Interacción de fuerzas sobre diferencial del disco en rotación [17]. . . .	16
1.15. Elemento diferencial del disco [17].	17
2.1. Mallado del sistema de una turbina de gas [20].	22
2.2. Modelo en elemento finito del álabe con un segmento del disco del rotor [21].	23

ÍNDICE DE FIGURAS

2.3. Esfuerzo de Von Mises debido a fuerzas centrífugas y presión del vapor [21].	24
2.4. Ensamble de álabes, alambre de soldadura y disco del rotor [22].	25
2.5. Modelo ensamblado del segmento de la región de acople de la turbina [23].	26
2.6. Modelo del campo de temperaturas de la turbina [23].	27
2.7. Esfuerzo de Von Mises y principal en la turbina.	27
3.1. Acoplamiento eje-rotor-pernos de la microturbina.	28
3.2. Ensamble de la turbina con carcasa [24].	29
3.3. Plano acotado del rotor de la microturbina en mm.	30
3.4. Plano acotado del eje de la microturbina en mm.	31
3.5. Calor específico - Temperatura, PPSU.	33
3.6. Conductividad térmica - Temperatura, PPSU.	34
3.7. Esfuerzo - Deformación a diferentes temperaturas, <i>Radel® R-5100</i> [28].	35
3.8. Módulo secante - Deformación a diferentes temperaturas, <i>Radel® R-5100</i> [28].	36
3.9. Esfuerzo-Deformación a diferentes temperaturas del PMMA [30].	37
3.10. Geometría de la probeta modificada con dimensiones en mm [32].	40
3.11. a) Probetas construidas en Fortus 900mc tipo 1, b) Probeta en construcción vertical alternando fibras a 45° [32].	40
3.12. a) Probetas construidas en Fortus 900mc tipo 2, b) Probeta en construcción horizontal alternando fibras a 45° [32].	40
3.13. Máquina de ensayos Shimadzu AG-X y extensómetro mecánico.	41
3.14. Estado de las probetas después de realizar los ensayos de tracción.	42
3.15. Fuerza- Desplazamiento, ensayo de tracción de una probeta al azar.	42

ÍNDICE DE FIGURAS

3.16. Esfuerzo-Deformación, ensayo de tracción de probetas tipo 1 de PPSU.	44
3.17. Esfuerzo-Deformación, ensayo de tracción de probetas tipo 2 de PPSU.	44
3.18. Esfuerzo-Deformación, ensayo de tracción de probetas tipo 1 con el uso de extensómetro mecánico.	45
3.19. Esfuerzo-Deformación, ensayo de tracción de probetas tipo 2 con el uso de extensómetro mecánico.	46
3.20. Ensamble importado de la microturbina.	48
3.21. Partición de los elementos del ensamble.	49
3.22. Acoplamiento del rotor y los pernos al nodo de referencia.	50
3.23. Eje de movimiento de la microturbina.	51
3.24. Carga de presión distribuida sobre la microturbina.	51
3.25. Campo predefinido de temperaturas en toda la microturbina.	52
3.26. Campo predefinido de temperaturas en los álabes de la microturbina.	52
3.27. Mallado de los elementos de la microturbina.	53
4.1. Esfuerzo de Von Mises del modelo A.	55
4.2. Nodos seleccionados para la generación de la gráfica Esfuerzo-Tiempo.	56
4.3. Esfuerzo-Tiempo del modelo A.	56
4.4. Deformación máxima en el modelo A.	57
4.5. Deformación-Tiempo del modelo A.	58
4.6. Velocidades resultantes del modelo A.	59
4.7. Nodos seleccionados para la generación de las curvas de Velocidad-Tiempo.	59
4.8. Velocidades tangenciales en el eje Z del modelo A.	59
4.9. Esfuerzo de Von Mises del modelo B.	60

ÍNDICE DE FIGURAS

4.10. Esfuerzo-Tiempo del modelo B.	61
4.11. Deformación máxima del modelo B.	62
4.12. Deformación-Tiempo del modelo B.	62
4.13. Velocidades resultantes del modelo B.	63
4.14. Velocidades tangenciales en el eje Z del modelo B.	63
4.15. Esfuerzo de Von Mises del modelo C.	64
4.16. Nodos seleccionados para la generación de la gráfica Esfuerzo-Tiempo del modelo C.	65
4.17. Esfuerzo-Tiempo del modelo C.	65
4.18. Deformación máxima del modelo C.	66
4.19. Deformación-Tiempo del modelo C.	66
4.20. Velocidades resultantes del modelo C.	67
4.21. Velocidades tangenciales en el eje Z del modelo C.	67
4.22. Distribución de temperaturas del modelo C.	68
4.23. Nodos seleccionados para la generación de la gráfica Temperatura- Tiempo del modelo C.	68
4.24. Temperatura-Tiempo del modelo C.	69
4.25. Representación de la microturbina como un sistema adiabático.	69
4.26. Esfuerzo de Von Mises del modelo D.	70
4.27. Esfuerzo-Tiempo del modelo D.	71
4.28. Deformación máxima del modelo D.	71
4.29. Deformación-Tiempo del modelo D.	72
4.30. Velocidades resultantes del modelo D.	72
4.31. Velocidades tangenciales en el eje Z del modelo D.	73

ÍNDICE DE FIGURAS

4.32. Distribución de temperaturas del modelo D.	73
4.33. Nodos seleccionados para la generación de la gráfica Temperatura-Tiempo del modelo D.	74
4.34. Temperatura-Tiempo del modelo D.	74

Lista de tablas

1.1. Especificaciones de la Supreme turbo tech® DT-01	14
3.1. Condiciones de operación de la Microturbina [15]	30
3.2. Propiedades teóricas mecánicas de la PPSU [25]	32
3.3. Propiedades teóricas térmicas de la PPSU [26]	32
3.4. Calor específico a diferentes temperatura de la PPSU [27]	33
3.5. Conductividad térmica a diferentes temperatura de la PPSU [27]	34
3.6. Esfuerzos a diferentes temperatura, Radel® R-5100 [28]	35
3.7. Propiedades termomecánicas del PMMA [30]	36
3.8. Esfuerzos a diferentes temperatura del PMMA [30]	37
3.9. Propiedades termomecánicas del aluminio [31]	38
3.10. Propiedades de la zona plástica del aluminio [31]	38
3.11. Propiedades de la zona elástica del aluminio [31]	38
3.12. Coeficientes de expansión térmica a diferentes temperaturas del aluminio [31]	38
3.13. Valores obtenidos de las probetas de PPSU configuración tipo 1.	46
3.14. Valores obtenidos de las probetas de PPSU configuración tipo 2.	47
3.15. Valores de la rigidez de las probetas obtenidas a través del extensómetro mecánico.	47

Capítulo 1

Marco teórico

Antes de definir que es una turbina de vapor, se comenzará por explicar que es una turbomáquina. Las turbomáquinas son equipos diseñados para conseguir un intercambio energético entre un fluido y un eje de rotación por medio del efecto dinámico de una o varias coronas de álabes.

Las turbomáquinas constituyen una clase especial dentro de las máquinas de fluido. Una máquina de fluido es aquella que absorbe energía de un fluido y restituye generalmente energía mecánica en el eje o bien absorbe energía mecánica en el eje y restituye energía a un fluido. El fluido puede ser un líquido o un gas; el órgano intercambiador de energía mecánica y de fluido pueden estar dotados de movimiento rotativo o alternativo; es así como se pueden clasificar a las máquinas de fluido según su funcionamiento en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo [1].

Las turbomáquinas se llaman también máquinas de corriente o máquinas dinámicas. En ellas el intercambio de energía es debido a la variación del movimiento cinético del fluido en su paso por el órgano intercambiador de energía dotado de movimiento rotativo, denominado rodete.

Según un primer criterio las turbomáquinas se clasifican en hidráulicas y térmicas. Las hidráulicas son aquellas en las que el fluido de trabajo se puede considerar incompresible y las térmicas en las cuales su fluido de trabajo es compresible. En la Figura 1.1 se aprecia la clasificación general de las turbomáquinas .

Una turbina de vapor por lo tanto es una turbomáquina térmica-motora la cual según la dirección con la que ingrese el flujo puede ser radial, diagonal o axial y es capaz de transformar la energía potencial del tipo térmico en energía mecánica. La energía potencial térmica disponible en este tipo de máquina es la diferencia de entalpías entre el estado inicial del vapor a la entrada de la turbina y su estado final a la salida de la misma [1].

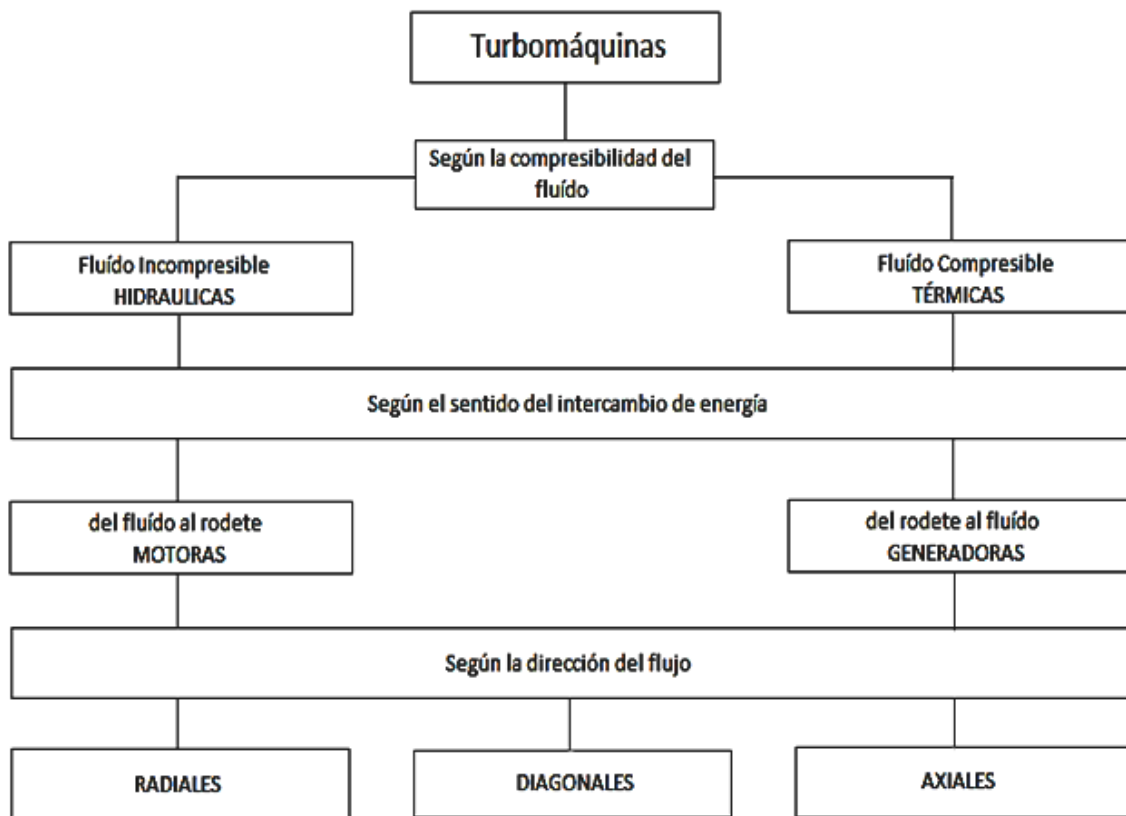


Figura 1.1: Clasificación general de las turbomáquinas. [1]

1.1. Turbinas de vapor

Las turbinas de vapor son turbomáquinas en las que sólo se efectúa el proceso de expansión, este es realizado por álabes fijos o álabes móviles en un rodete, que es el órgano intercambiador entre la energía del vapor y la energía mecánica. Las turbinas de vapor son motores de combustión externa, esto debido a que la combustión se realiza en una caldera que es externa al motor y los gases de combustión nunca se mezclan con el fluido de trabajo. Este tipo de máquina también trabaja a gran velocidad, si todo el salto entálpico disponible se transforma en energía cinética en la tobera, la velocidad del vapor a la salida de la misma es con frecuencia superior a la velocidad del sonido y un óptimo aprovechamiento del rendimiento de esta energía suele llegar a ser superior al límite de resistencia de los materiales empleados [1].

Los primeros antecedentes de la turbina de vapor se remonta hasta el año 175 A.C en que Herón de Alejandría hace ya la descripción de la primera turbina de vapor conocida. La turbina de Herón (Figura 1.2) consistía en una esfera que podía girar libremente a través de un eje diametral, apoyada en soportes a los extremos de la misma, por cuyo interior hueco entraba vapor producido en un calderín. El vapor salía de la esfera por dos tubos diametrales opuestos y acotados en sentidos opuestos.



Figura 1.2: Turbina de Herón, turbina de reacción pura. [2]

La turbina de Herón, en que la transformación de presión en velocidad tenía lugar totalmente en el elemento móvil (una esfera), era en la nomenclatura moderna, una turbina pura de reacción [1].

El inicio de la aplicación industrial de las turbinas de vapor se remonta a finales del siglo XIX. Entre los muchos investigadores que contribuyeron a su desarrollo sólo se mencionaran los dos principales que fueron los creadores de las turbinas de vapor modernas.

El primero es el inventor sueco De Laval (1845-1913), que la creó como sub-producto de su desnatador centrifugo, impulsado por la necesidad de encontrar un accionamiento de gran velocidad, esta fue la primera vez que se dio a conocer una turbina de vapor de acción de un solo escalonamiento, llamada turbina de De Laval.

De Laval desarrolló para su turbina una tobera convergente-divergente con velocidad supersónica de salida de vapor y un eje flexible, cuya velocidad crítica quedaba por debajo de la velocidad de giro de la turbina, 30000 rpm [1].

La Figura 1.3 representa el esquema de la turbina primitiva de De Laval, que sirve para explicar el funcionamiento de este motor. En la tobera fija 1 se expande el vapor incrementando su energía cinética. La velocidad de salida del vapor depende de la presión y temperatura del mismo antes de la tobera, así como de la presión que

predomine a la salida de la tobera, es decir a la entrada del rodete 2, pudiéndose controlar la velocidad a la salida de la tobera, controlando dicha presión. En los álabes móviles del rodete 2 el vapor cede su energía cinética obteniéndose energía útil en el eje 3 de la máquina. Los álabes están fijos al disco 4 [1].

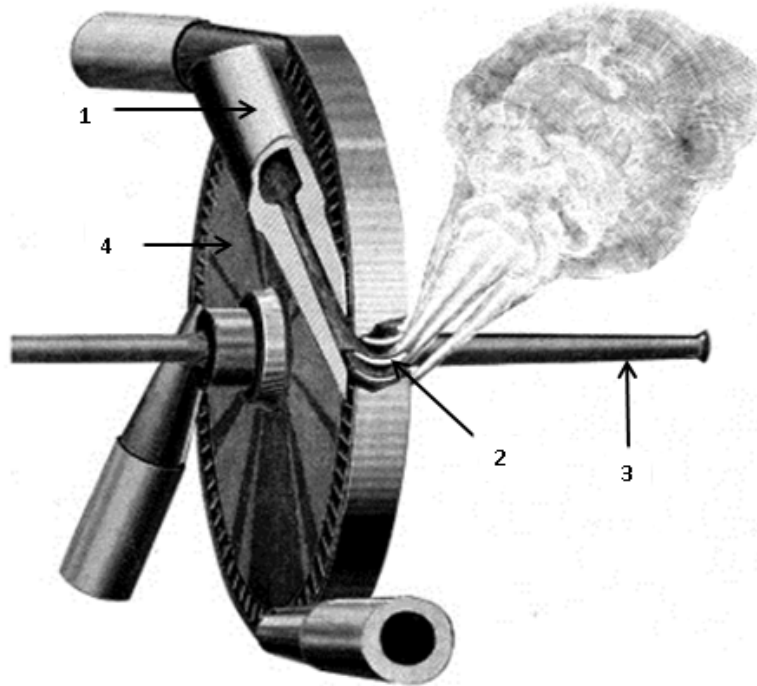


Figura 1.3: Turbina de De Laval, turbina de acción de un solo escalonamiento. [3]

El segundo es el inglés Parsons (1854-1931), quien en busca de un motor marino apropiado, desarrollo *la turbina de vapor de reacción de varios escalonamientos*. El *Turbinia* fue el primer barco equipado con este tipo de motor, sin embargo la propulsión de barcos de mayor tonelaje exigió potencias imposibles de alcanzar con las antiguas máquinas alternativas de vapor. Fue hasta en el año de 1917 cuando el crucero inglés *Hood* de 42000 toneladas, fue propulsado por turbinas de vapor, desarrollando en sus cuatro ejes una potencia total de más de 150000 kW [1].

1.1.1. Clasificación de las turbinas de vapor

La clasificación de las turbinas de vapor puede hacerse según la forma de aprovechamiento de la energía contenida en el flujo de vapor (*reacción o acción*), según el número de etapas (*multietapa o monoetapa*), según la dirección del flujo de vapor (*axiales o radiales*), si existe o no extracción de vapor antes de llegar al escape, según la presión de salida del vapor (*contrapresión o condensación*) [4] y por último por rangos de potencia generada que van de menos de 1 kW a 100 kW en *microturbinas*, 45 kW a 12 MW en *miniturbinas o turbinas compactas* y de 2 MW a 250 MW en *turbinas industriales* [8].

Turbina de vapor de reacción

Como ya se mencionó con la turbina de Herón, en una turbina de reacción la energía mecánica se obtiene de la aceleración del vapor en expansión. Este tipo de turbina cuenta con dos grupos de álabes, unos móviles y otros fijos. Los álabes fijos están colocados de forma que cada par actúa como una boquilla a través de la cual pasa el vapor mientras se expande llegando a los álabes móviles, que se montan en un tambor que actúa como eje de la turbina [4].

Turbina de vapor de acción

El tipo de turbina de De Laval su funcionamiento consiste en impulsar el vapor a través de toberas fijas hasta alcanzar los álabes que absorben una parte de la energía cinética del vapor en expansión, lo que hace girar el rotor y con ello el eje al que está unido. Las turbinas de acción habituales tienen varias etapas, en las que la presión va disminuyendo de forma escalonada en cada una de ellas [4].

Turbina de vapor monoetapa

Se utilizan para turbinas de hasta 2 MW de potencia (Figura 1.4), al ser de más simple construcción son las más robustas y seguras, además de acarrear menores costos de instalación y mantenimiento que las turbinas multietapa [4].

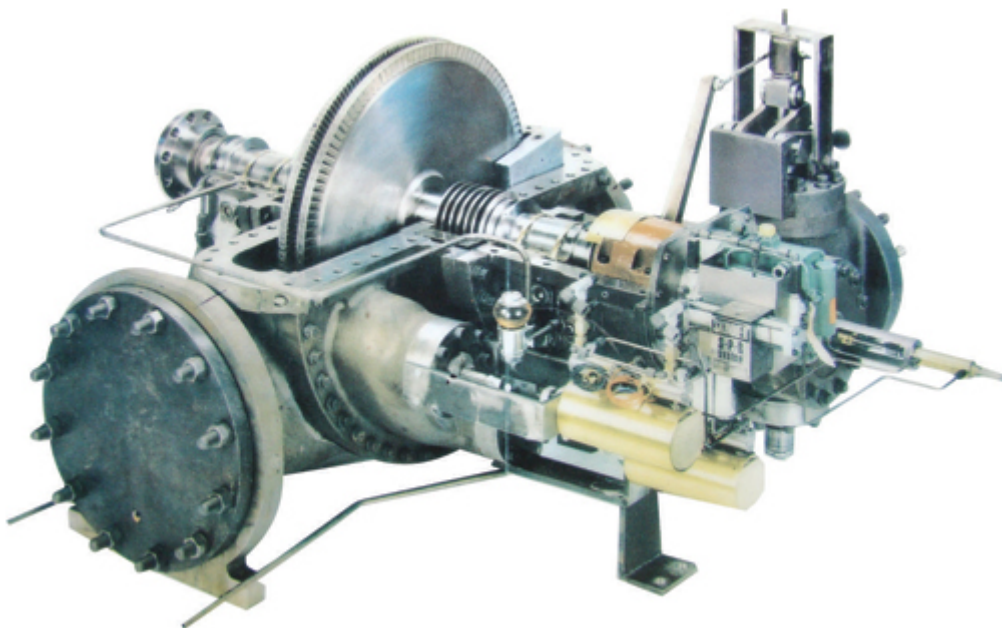


Figura 1.4: Turbina de vapor monoetapa. [9]

Turbina de vapor multietapa

El objetivo de los escalonamientos en la turbina de vapor es disminuir la velocidad del rodete conservando una velocidad de los alabes próxima al valor óptimo con relación a la velocidad del flujo de vapor (Figura 1.5). Si se tiene una presión de vapor muy elevada sin las etapas necesarias, sería necesario que la turbina girase a una velocidad muy alta, que no sería viable mecánicamente por las dimensiones que debería tener el reductor¹. Este tipo de turbinas consiguen mejores rendimientos que las monoetapa, además pueden absorber flujos de vapor de mucha mayor presión, por lo que se utilizan para turbinas de alta potencia. Suelen utilizarse turbinas mixtas para este tipo de configuración, con las primeras etapas de acción y las finales de reacción [4].



Figura 1.5: Turbina de vapor multietapa (Elliott Company, Jeannette, Pa). [5]

Turbinas de vapor según la dirección del flujo

Las turbinas de vapor pueden ser de flujo axial o radial. El modelo axial es el más utilizado en la industria, donde el paso de vapor se realiza siguiendo un cono que es paralelo al eje de la turbina. En cambio en el modelo radial el paso de vapor se realiza siguiendo todas las direcciones perpendiculares al eje de la turbina [4]. Un esquema más detallado de estos dos tipos de flujo en las turbinas se visualiza en la Figura 1.6.

¹Caja de engranajes que ajusta la velocidad final del eje a la deseada.

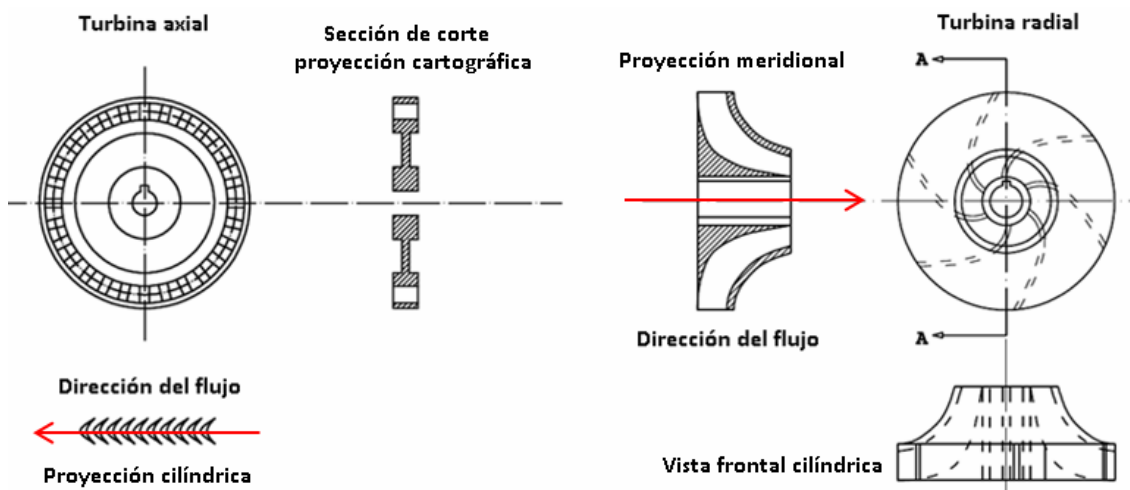


Figura 1.6: Diferencias entre flujo axial y radial en una turbina de vapor [6].

Turbina con extracción de vapor

Esta configuración se realiza en etapas de alta presión, enviando parte del vapor de vuelta a la caldera para sobrecalentarlo y reenviarlo a etapas intermedias. En algunas ocasiones el vapor también puede ser extraído de alguna etapa para derivarlo a otros procesos industriales [4] (Figura 1.7).



Figura 1.7: Turbina con extracción de vapor [7].

Turbina de vapor a contrapresión

En esta turbina la presión del vapor a la salida es superior a la atmosférica, por lo que suele estar conectado a un condensador inicial, obteniéndose agua caliente o sobrecalentada, que permite su aprovechamiento térmico posterior [4] (Figura 1.8).

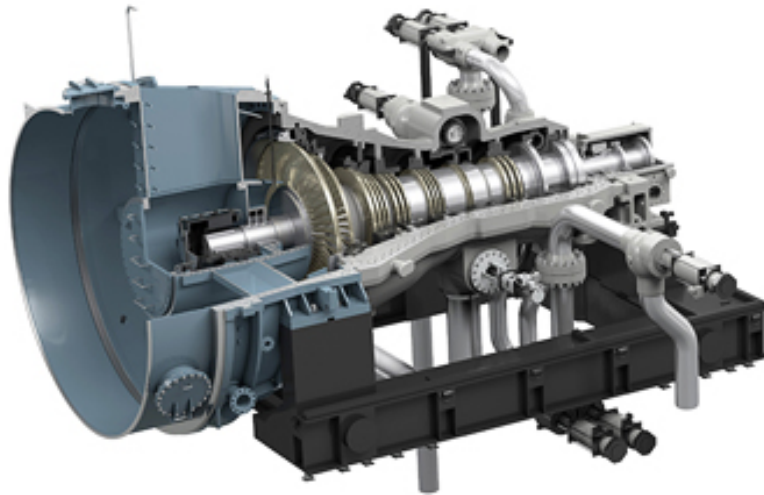


Figura 1.8: Turbina de vapor a contrapresión (SST-600 - Siemens) [8].

Turbina de vapor a condensación

El vapor sale a una presión inferior a la atmosférica en la turbina, en este diseño existe un mayor aprovechamiento energético que a contrapresión, dado que se obtiene agua de refrigeración de su condensado. Este diseño se utiliza en turbinas de gran potencia que buscan un alto rendimiento [4] (Figura 1.9).

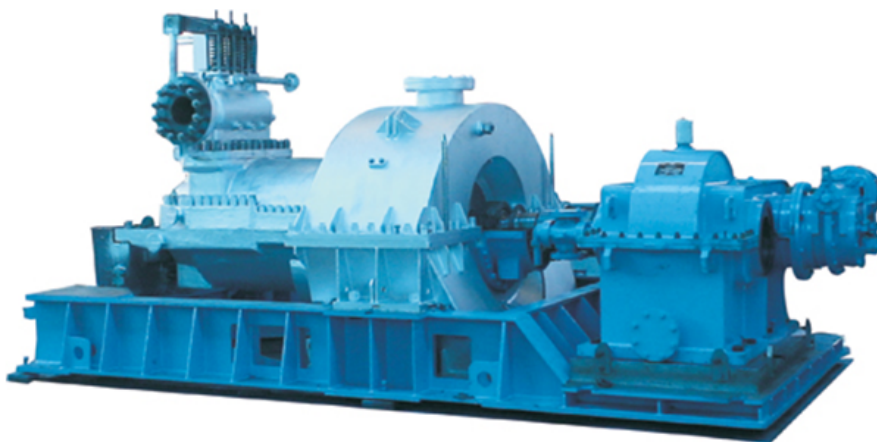


Figura 1.9: Turbina de vapor a condensación [9].

1.2. Microturbinas de vapor

Las microturbinas son una tecnología relativamente nueva de generación distribuida que se utiliza para aplicaciones de producción de energía estacionaria. Van desde unidades de mano que producen menos de 1 kW, hasta sistemas comerciales que producen decenas o cientos de kW.

Las microturbinas ofrecen varias ventajas potenciales en comparación con otras tecnologías de generación de energía a pequeña escala, las cuales son: un pequeño número de piezas móviles, tamaño compacto, peso ligero y buena eficiencia [10].

Actualmente las microturbinas se han venido desarrollando debido a la necesidad de transportar sistemas energéticos de un lugar a otro, tal como es, llevar un sistema a zonas donde se requiera su uso y se cuente con las condiciones adecuadas para su operación (*por ejemplo gradientes geotérmicos de baja entalpía*).

1.2.1. Características de las microturbinas

La reducción de escala tiene varios efectos sobre el rendimiento y la construcción de turbinas entre los más importantes se encuentran los siguientes.

Aumento en la potencia debido a la miniaturización

La escala debe interpretarse con cuidado, tomando en cuenta que el número de Reynolds disminuye con la miniaturización y este tiene una influencia negativa en la potencia² [11].

Un análisis dimensional muestra que la potencia P generada por una turbomáquina es proporcional a la densidad ρ del fluido de trabajo, la quinta potencia del diámetro D , y la tercera potencia de la velocidad de rotación n :

$$P \propto \rho D^5 n^3$$

La potencia por unidad de volumen ($V \propto D^3$) es por lo tanto:

$$\frac{P}{V} \propto \rho D^2 n^3$$

²Cantidad de trabajo realizado en un cierto periodo de tiempo.

La velocidad del fluido a la salida de la boquilla es una constante independiente del tamaño de ella. Por lo tanto, la velocidad circunferencial de la turbina es constante, independiente del tamaño de la turbina. Esto significa que en las condiciones de trabajo óptimas, el tamaño y la velocidad de rotación son inversamente proporcionales:

$$n \propto \frac{1}{D}$$

$$D \times n = Cte$$

La potencia es por lo tanto inversamente proporcional al tamaño:

$$\frac{P}{V} \propto \frac{1}{D}$$

Por lo tanto la potencia de las turbinas aumenta con la miniaturización. Esta reducción de la masa es ventajosa para aplicaciones aeronáuticas y del espacio. La sustitución de una gran turbina por varias más pequeñas también mejora la fiabilidad³, especialmente cuando unos pocos dispositivos redundantes se añaden [11].

Sin embargo, la potencia de las turbinas a miniatura también está limitada por razones tecnológicas dado que su manufactura no se puede hacer con la misma precisión relativa y el detalle de un tamaño mayor, por lo que el rendimiento será más bajo de lo previsto dado las leyes de escala [11].

Altas velocidades de rotación

La velocidad de rotación es inversamente proporcional al diámetro. Por ejemplo para un diámetro de turbina de 10 mm, la velocidad de rotación correspondiente a flujo sónico a la salida de las toberas es decir a 325000 rpm. Para una turbina de 5 mm de diámetro, la velocidad de rotación se eleva a 650000 rpm. Sin embargo la velocidad está limitada por la velocidad de ruptura del rotor. Esta velocidad de ruptura (en términos de velocidad circunferencial) es una constante para una cierta geometría del rotor y el material, y por consiguiente, independiente de su tamaño. El límite de explosión⁴ corresponde, por lo tanto, a una velocidad de rotación que es inversamente proporcional a su tamaño. Teniendo así que la velocidad de ruptura y la velocidad resultante de la proporción de presión siguen la misma ley de escala [11].

³Probabilidad de un buen funcionamiento.

⁴Estado en el que falla la turbina.

Número de Reynolds bajo

Como se mencionó anteriormente el número de Reynolds es proporcional al tamaño y por lo tanto, disminuye con la miniaturización. Para turbinas pequeñas, el flujo será menos turbulento y más laminar, esto significa que las pérdidas por fricción viscosas serán superiores, lo cual da como resultado un impacto negativo en la eficiencia [11].

El número de Reynolds Re caracteriza el flujo y se define como:

$$Re = \frac{uL}{\nu}$$

Donde u es la velocidad característica, L es la dimensión característica de los canales de flujo, y ν la viscosidad cinemática. La velocidad puede considerarse independiente del tamaño, ya que sólo depende de la relación de presión.

Rápida puesta en marcha y parada

La baja inercia del rotor permite la puesta en marcha y parada de la turbina dentro de una fracción de segundo. Esto permite la regulación de la potencia mediante la operación por impulsos. En ese caso, la turbina puede funcionar a su velocidad óptima y generar un voltaje fijo cuando se acopla a un generador [11].

Aumento de transferencia de calor

El efecto térmico entre las partes calientes y las partes frías de la turbina puede causar cambios de fase en el fluido de trabajo y esto a su vez problemas de erosión en los álabes del rotor. El aumento de superficie o volumen resulta en una mayor transferencia de calor y esto se resume en pérdidas térmicas causando un impacto negativo en la eficiencia de la turbina. Sin embargo en tamaños muy pequeños el aislamiento térmico entre las partes calientes y las partes frías se puede volver también un problema [11].

1.2.2. Microturbinas en el mercado

Green Turbine®

La *Green Turbine*® es una microturbina con un moderno diseño asociado a la eliminación de hojas de guía y engranajes que aumentan su fiabilidad y su eficiencia. Esta turbomáquina cuenta con un peso aproximado de 9 kg, una longitud de 280 mm y un diámetro mayor de 190 mm, capaz de generar 1.2 kW de potencia (Figura 1.10). Las condiciones de trabajo en las cuales opera la *Green Turbine*® es una entrada de vapor a 200 °C con una presión a 5.2 bar absolutos y una salida a presión de condensado de 0.1 bar, teniendo como opción el aumento de presión en el condensado a 0.25 bar, pero con una producción y eficiencia menor.

Esta microturbina trabaja a alta velocidad, (alrededor de 30000 rpm) haciéndola una turbomáquina muy compacta. Los generadores de la *Green Turbine*® ofrecen 3 fases CA a frecuencia de 1000 Hz con los que después de la rectificación de energía se alimenta a un convertidor CD/CA ofreciendo a la salida 120 VCA/60 Hz.



Figura 1.10: Green Turbine® 1.2 kW [12].

Las pérdidas en la *Green Turbine*® se reducen mediante el uso de un vacío cerca de las ruedas de la turbina y los generadores, teniendo como principales ventajas un bajo peso, un costo relativamente bajo, poco mantenimiento comparado con otras microturbinas de su tipo, poco ruido y baja vibración de trabajo, además de que puede ser implementada como apoyo en aplicaciones de ciclo combinado funcionando como segunda etapa. A medida que la temperatura del vapor baja en un primera etapa, el calor residual acciona la *Green Turbine*® dada su baja temperatura de arranque. Este tipo de aplicación mejora notablemente la eficiencia total del sistema [12].

Infinity turbine®

La energía global de la *Infinity turbine*® funciona en un ORC ⁵. El ORC es similar a un ciclo Rankine convencional, excepto que el fluido que impulsa a la turbina es un fluido orgánico con un bajo punto de ebullición, que permite que el sistema funcione sobre fuentes de calor de baja temperatura, tales como, calor residual de otros sistemas, fuentes geotérmicas, gases de escape o reinyección de aguas residuales.

La tecnología desarrollada del ORC opera con cualquier fuente de calor, con un mínimo de 52 °C de diferencial térmico con la ventaja de que a la salida, el calor de la turbina puede ser utilizado en aplicaciones de cogeneración para calentar agua, desalinizarla, o en enfriadores de absorción para generar hielo o aire acondicionado [13].

El *ITxr* Figura 1.11 es la nueva generación de microturbinas *Infinity turbine*® de flujo radial, diseñada específicamente con acoplamiento magnético. El acoplamiento se conecta a ejes de 10 mm de cualquier dispositivo rotatorio de alta velocidad. La unidad en aplicaciones ORC con la presión y el flujo adecuado puede hacer girar un generador de 10 a 60 kW.

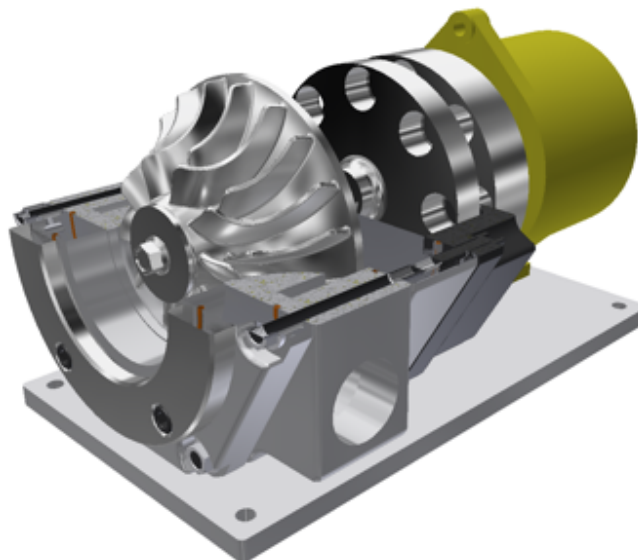


Figura 1.11: ITxr de Infinity turbine® [13].

Todo el ensamble de la turbina está hecho de *acero inoxidable 304* al igual que su carcasa y utiliza empaques (*o-rings*) estándar para juntas y pernos de 10 in, tanto para el ensamble como para los barrenos de soporte en la parte inferior y la parte superior de la unidad. La entrada de la *ITxr* es de 3/8 in con una salida de 1 in (rosca nominal de la tubería) [13].

⁵Ciclo Orgánico Rankine

Supreme turbo tech®

Microturbina de vapor (Figura 1.12) con alto rendimiento, construcción rígida y de fácil operación, certificada con ISO 9001:2008 [14]. En la Tabla 1.1 se presentan las especificaciones de este modelo.

Tabla 1.1: Especificaciones de la Supreme turbo tech® DT-01

Datos	Especificaciones
Microturbina	
Presión de entrada	0.785 MPa
Temperatura de entrada	150 °C
Contrapresión	Atmosférica
Tipo	Impulso
Etapa	Simple
Modelo	DT-01
Año de fabricación	2013
Generador	
Velocidad	3000 rpm
Potencia	2.5 kW
Voltaje	230 V
Fase	Simple
Frecuencia	50 Hz

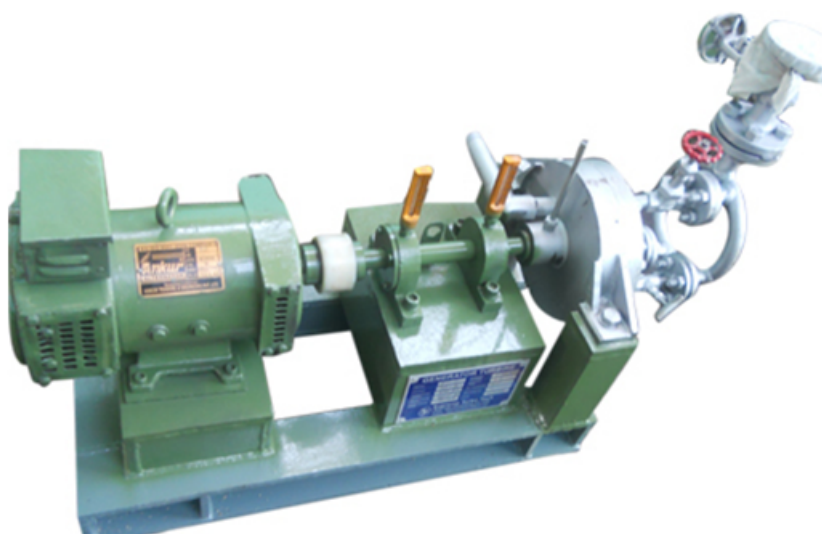


Figura 1.12: Supreme turbo tech® modelo DT-01[14].

1.3. Ciclo PWG

Una de las aplicaciones de las microturbinas es el aprovechamiento de los recursos geotérmicos de baja entalpía. Como parte del desarrollo tecnológico en fuentes de energía renovable el grupo IIDEA⁶ diseñó un ciclo binario modificado basado en las centrales geotermoeléctricas convencionales conocido como PWG⁷. La finalidad del ciclo es generar 1 kW eléctrico de una manera eficiente, sustentable y económicamente competitiva en zonas aisladas que cuenten con el recurso geotérmico [15].

La descripción del ciclo es la siguiente:

El fluido geotérmico (color rojo en la Figura 1.13) cede calor al fluido de trabajo, en este caso el fluido orgánico es agua (color verde), mediante un intercambiador de calor (6 – 7). A la salida el agua cambia su estado a líquido saturado, el cual se hace pasar a través de una placa orificio (7 – 8) donde se expande y disminuye su presión, esto hace que parte del fluido se evapore y se tenga una mezcla. La mezcla pasa por un separador de flujos(8 – 1), haciendo pasar sólo el vapor a la microturbina (1 – 2) y el líquido a un colector (5 – 5') para su reingreso al intercambiador de calor. El vapor acciona la microturbina que acoplada a un generador produce corriente eléctrica. El fluido a la salida de la turbina es enfriado en un condensador (2 – 3) con ayuda de una torre de enfriamiento (11 – 9) y así es llevado finalmente a un colector mediante una bomba (3 – 4) y reingresado al ciclo [15].

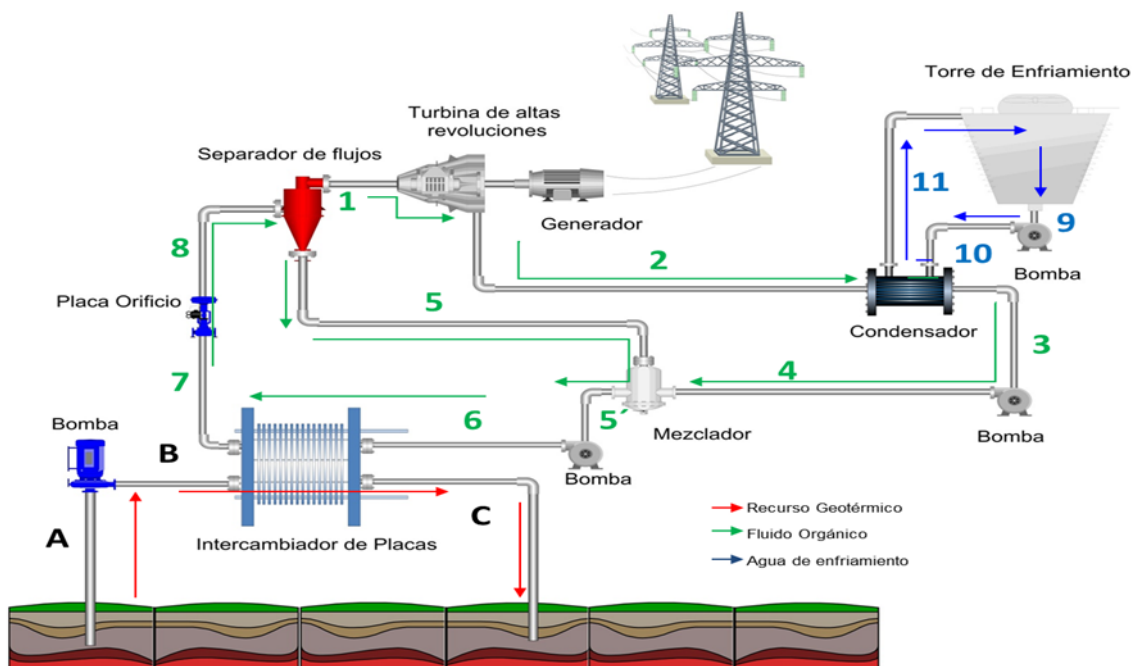


Figura 1.13: Ciclo PWG (*grupo IIDEA*) [15].

⁶Instituto de Ingeniería Desalación y Energías Alternas.

⁷Pressurized Water Geothermal.

A diferencia de los sistemas convencionales de generación con geotermia de baja entalpía (*ciclo binario*), el sistema PWG es capaz de aprovechar los recursos de menor temperatura y de mantener menor volumen de trabajo. Esto genera ventajas como períodos de mantenimiento cortos y mayor aprovechamiento de la energía disponible. El ciclo propuesto actualmente experimenta con agua como fluido de trabajo, sin embargo, no se descarta el uso de fluidos orgánicos para aumentar su potencia a futuro.

Dado los altos costos de las actuales microturbinas en el mercado, como parte del proyecto del ciclo PWG, se pretende diseñar y manufacturar una microturbina que sea pieza clave en el ciclo, por lo cual un análisis detallado de las fuerzas que interactúan sobre ella, además de la correcta selección de los materiales para su fabricación es fundamental. En las siguientes secciones se analizara detalladamente estos aspectos además de que se realiza una investigación relacionada al *Análisis por Elemento Finito* en turbinas como fuente de apoyo para la validación del diseño seleccionado.

1.4. Desarrollo analítico de la turbina para la obtención de esfuerzos

Los esfuerzos radiales y tangenciales generados por la rotación en una turbina son axisimétricos. Para el desarrollo de las ecuaciones de la distribución de estos esfuerzos, se analizara un caso general con el fin de simplificar el análisis suponiendo un disco con espesor constante, para esto se requiere la aplicación de los principios de la teoría de elasticidad. Esto incluye los conceptos de equilibrio de fuerzas, relaciones fuerza-desplazamiento, restricciones de compatibilidad geométrica y especificaciones de condiciones de frontera. En la Figura 1.14 se muestra una porción diferencial del disco y todas las fuerzas que actúan sobre el, la nomenclatura es la siguiente:

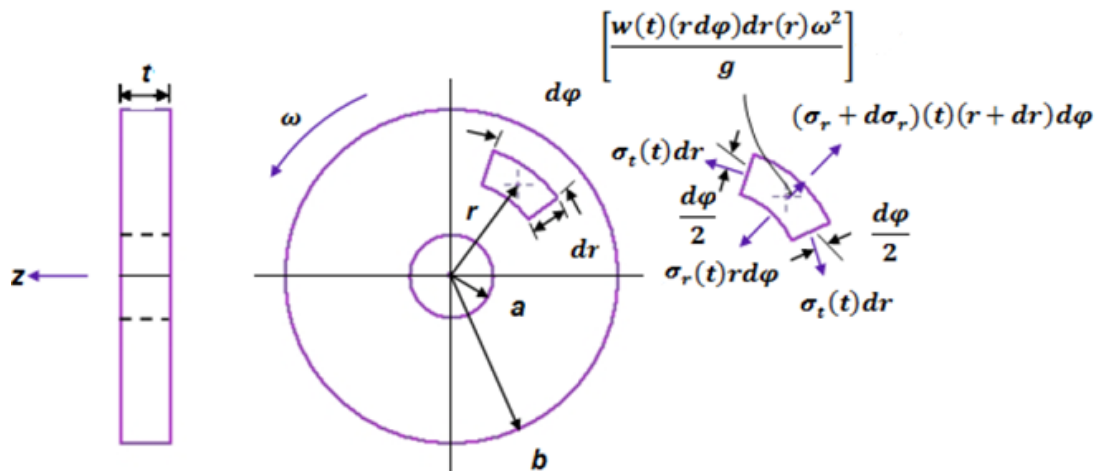


Figura 1.14: Interacción de fuerzas sobre diferencial del disco en rotación [17].

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \text{esfuerzo radial} \\ \sigma_t &= \text{esfuerzo tangencial} \\ r &= \text{distancia radial} \\ \varphi &= \text{circunferencia del disco} \\ \omega &= \text{velocidad angular} \\ w &= \text{peso específico del material} \\ \varepsilon_r &= \text{deformación normal radial} \\ \varepsilon_t &= \text{deformación normal tangencial} \\ \nu &= \text{módulo de Poisson} \end{aligned}$$

El esfuerzo en un disco rotando se encuentra inducido por la fuerza centrífuga actuando hacia afuera sobre los elementos del disco. La siguiente expresión es la ecuación de equilibrio de la fuerza radial para el elemento diferencial [16]:

$$(\sigma_r + d\sigma_r)(t)(r + dr)d\varphi - \sigma_r(t)(rd\varphi) - 2\sigma_t(t)dr \sin \frac{d\varphi}{2} + \frac{wtrd\varphi dr(r)\omega^2}{g} = 0 \quad (1.1)$$

La cual se reduce a:

$$(\sigma_r - \sigma_t)dr + rd\sigma_r + \frac{wr^2\omega^2}{g}dr = 0 \quad (1.2)$$

Las relaciones de desplazamiento para el elemento diferencial se muestran en la Figura 1.15.

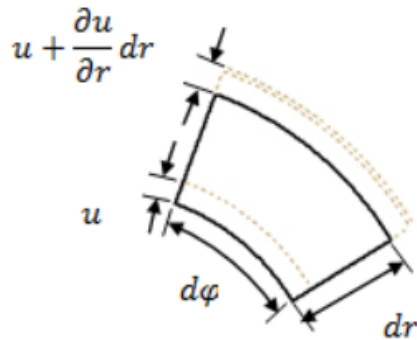


Figura 1.15: Elemento diferencial del disco [17].

Si u se encuentra definida como el desplazamiento en la dirección radial, como se muestra en la Figura 1.15, la compatibilidad geométrica puede estar establecida por el volumen del elemento diferencial a través de la definición de la deformación unitaria.

$$\varepsilon_r = \frac{\Delta L_r}{L_r} = \left(\frac{(u + \frac{\partial u}{\partial r} dr) - u}{dr} \right) = \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{du}{dr} \quad (1.3)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta L_t}{L_t} = \frac{(r + u)d\varphi - rd\varphi}{rd\varphi} = \frac{u}{r} \quad (1.4)$$

Aplicando las condiciones de frontera $(\sigma_r)_{r=a} = 0$, $(\sigma_r)_{r=b} = 0$; y resolviendo la ley de Hooke, para los esfuerzos σ_r y σ_t , donde E es el módulo de Young, se obtiene:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} [\varepsilon_r + \nu \varepsilon_t] \quad (1.5)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \nu^2} [\nu \varepsilon_r + \varepsilon_t] \quad (1.6)$$

Sustituyendo las deformaciones unitarias, esfuerzos radiales y tangenciales, dentro de la ecuación de equilibrio (1.2) e integrando, se obtienen las siguientes expresiones aplicando condiciones de frontera:

$$\sigma_r = \left[\frac{(3 + \nu)w\omega^2}{8g} \right] \left[a^2 + b^2 - r^2 - \frac{(a^2 b^2)}{r^2} \right] \quad (1.7)$$

$$\sigma_t = \left[\frac{(3 + \nu)w\omega^2}{8g} \right] \left[a^2 + b^2 - \left(\frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} \right) r^2 + \frac{a^2 b^2}{r^2} \right] \quad (1.8)$$

Al cumplirse los siguientes términos $\left(\frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} \right) < 1$; $\left(\frac{a^2 b^2}{r^2} \right) > 0$.

Se puede deducir que para todas las condiciones de operación $\sigma_t > \sigma_r$ [16]. El esfuerzo tangencial σ_t , alcanza su valor máximo cuando r presenta su valor mínimo : $(\sigma_t)_{máx}$ ocurre en $r = a$ [18].

El valor del esfuerzo radial es nulo $\sigma_r = 0$ en $r = a$. Para calcular $(\sigma_t)_{máx}$, $r = a$ se debe sustituir dentro de la ecuación (1.8)

$$(\sigma_t)_{m\acute{a}x} = \frac{w\omega^2}{4g}[(3 + \nu)b^2 + (1 - \nu)a^2] \quad (1.9)$$

Se comprobó que para este radio $\sigma_r = 0$, el estado de esfuerzos es uniaxial. El esfuerzo en la dirección Z , $\sigma_z = 0$, ya que no existen fuerzas en la dirección axial. Por lo tanto el esfuerzo máximo del disco en la turbina se calcula mediante la ecuación (1.9). Es importante resaltar que el esfuerzo obtenido se debe únicamente a la rotación del disco sin tomar en cuenta el efecto de los álabes, temperatura y presión de operación.

El resultado obtenido se cotejará con una simulación numérica realizada a través del *método de elemento finito*, donde se añadirán los efectos físicos omitidos en este cálculo. Realizando un primer análisis con el material de trabajo (PPSU), que se describirá a detalle en los siguientes capítulos, se tienen los siguientes datos:

$$w = \rho(g) = 1290 \frac{kg}{m^3} (9.78 \frac{m}{s^2}) = 12\,612.2 \frac{kg}{m^2 s^2}$$

$$\omega = 2513.27 \frac{rad}{s}$$

$$\nu = 0.42$$

$$b = 0.11m$$

$$a = 0.0254m$$

Simplificando términos en la ecuación (1.9), se obtiene:

$$(\sigma_t)_{m\acute{a}x} = \frac{\rho\omega^2}{4}[(3 + \nu)b^2 + (1 - \nu)a^2] \quad (1.10)$$

Sustituyendo los datos del material en la ecuación (1.10):

$$(\sigma_t)_{m\acute{a}x} = \frac{1290kg/m^3(2513.27rad/s)^2}{4}[(3 + 0.42)(0.11m)^2 + (1 - 0.42)(0.0254m)^2]$$

Teniendo como resultado:

$$(\sigma_t)_{m\acute{a}x} = 85.061MPa \quad (1.11)$$

Este valor es el mínimo que debe tener como resistencia el material seleccionado para que el disco de la turbina no presente deformación, considerando únicamente fuerzas dinámicas en una simplificación geométrica del modelo.

Capítulo 2

Método de elemento finito aplicado a turbinas

Dos de los objetivos más importantes que se busca obtener mediante el análisis ingenieril es la capacidad de identificar los principios físicos básicos que rigen el comportamiento de un sistema y además transformar esos principios en modelos matemáticos compuestos de una o varias ecuaciones que puedan ser resueltas, con el fin de predecir el comportamiento cuantitativo y cualitativo del sistema, teniendo presente siempre que esta predicción debe ser precisa [19].

El modelo resultante está compuesto de una ecuación o de un sistema de ecuaciones, cuya solución debe ser consistente y representativa de las bases y principios físicos del sistema.

En situaciones donde el sistema es relativamente simple, es posible analizar el problema mediante el uso de sistemas tradicionales, como son los métodos de ecuaciones diferenciales, sin embargo, los sistemas actuales tienden cada vez a ser más complejos, por lo que la solución de las ecuaciones diferenciales principales o la región donde se puede localizar la solución, demanda el uso de un método numérico y así extraer la información relacionada con el comportamiento.

Hasta hace poco tiempo, un método muy conocido y muy empleado por ingenieros, físicos y matemáticos para analizar problemas complejos que involucraban sistemas de ecuaciones diferenciales ordinales y parciales era el método de diferencia finita ¹ utilizado en una de sus múltiples formas. Durante el último medio de siglo, el método de elemento finito² se ha convertido en una alternativa viable que en muchas aplicaciones tiene ventajas sobre el método antes mencionado [19].

¹Finite Difference Method.

²Finite Element Method, FEM por sus siglas en inglés.

El método de elemento finito es una técnica numérica que soluciona o se aproxima a la solución de un sistema de ecuaciones diferenciales relacionadas con un problema de carácter físico o ingenieril. Este método requiere que el problema se encuentre definido en un espacio geométrico, o dominio, para así ser subdividido en un número finito de regiones pequeñas, formando una red o malla (Figura 2.1).

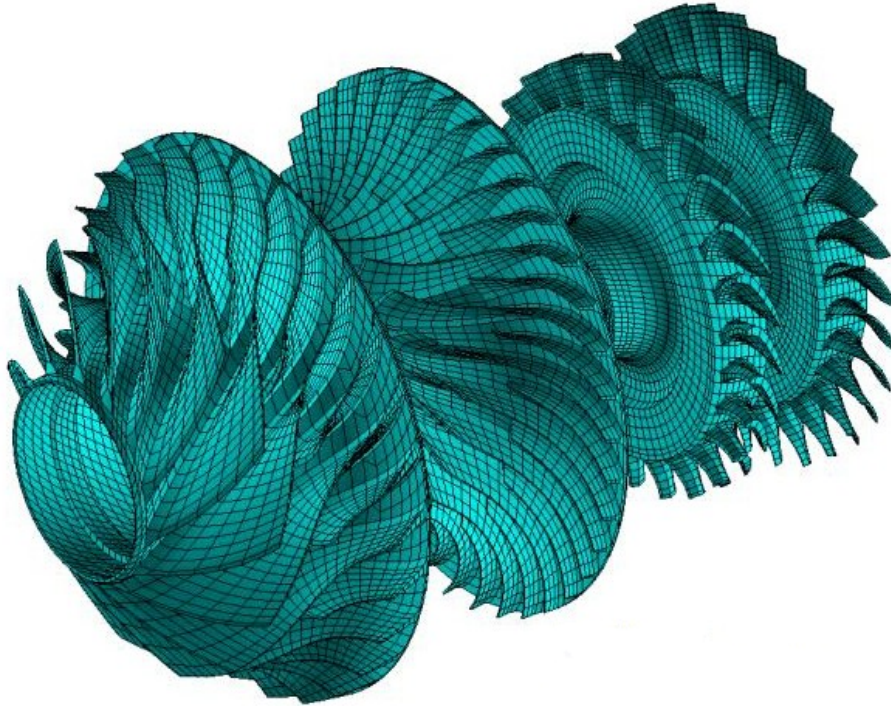


Figura 2.1: Mallado del sistema de una turbina de gas [20].

Es posible utilizar triángulos o cuadriláteros en dos dimensiones y tetraedros o hexaedros en tres dimensiones para el mallado sobre cada elemento finito, las variables desconocidas (*velocidad, temperatura, esfuerzo...*) son aproximadas mediante el uso de funciones que pueden ser lineales o de orden superior como polinomial. Dicho orden depende de la localización de los puntos geométricos o vértices que definen la forma del elemento (*nodos*).

Las ideas básicas del método surgieron a partir de los avances en el área de análisis estructural relacionado con la aviación. En 1941, Hrenikoff presentó una solución a un problema de elasticidad usando lo que se conocía como método de estructura de trabajo. Un método alternativo apareció en 1943, su creador fue Courant, y usaba interpolaciones polinómicas sobre regiones triangulares para la solución de problemas relacionados con la torsión [19].

A mediados de los años 50's comenzaron a aparecer los resultados producto del esfuerzo dedicado a resolver problemas continuos de elasticidad con el uso de pequeños elementos para describir el comportamiento de una barra elástica. El progreso de estos métodos continuó a lo largo de esa década y en 1960 surgió el nombre

de método de elemento finito formalmente en una publicación de Clough [19].

En un principio el uso de los elementos finitos estaba restringido a la aplicación de estas técnicas para problemas estructurales y para cuestiones relacionadas. Sin embargo, la versatilidad del método y sus fuertes bases matemáticas inherentes fueron reconocidas y aplicadas a otras aéreas, siendo Zienkiewicz y Cheung los pioneros en aplicar, o al menos en publicar el método de elemento finito aplicado a problemas de campo como conductores de calor y fluidos irrotacionales.

2.1. Metodologías para la generación de modelos en turbinas

Esta sección provee una revisión de trabajos previos donde se llevo a cabo el modelado por elemento finito de distintas turbinas, esto con el fin de observar metodologías y análisis de resultados que se pudieran aplicar en este trabajo.

2.1.1. Análisis de falla de álabes de una turbina geotérmica de 28 MW [21]

En este trabajo los álabes son medidos usando un sistema óptico 3D para obtener su topología, los cuales son exportadas a un software de método de elemento finito. El modelo numérico del álabe está compuesto de 13479 nodos y 2576 elementos sólidos de interpolaciones cuadráticas con un nodo intermedio en cada borde para permitir un mejor modelado de las zonas curvas del álabe. El proceso de mallado se llevó a cabo con precaución para obtener elementos sólidos en la mejor forma usando solo hexaedros y en algunas porciones de los elementos prismas triangulares [21] Figura 2.2.

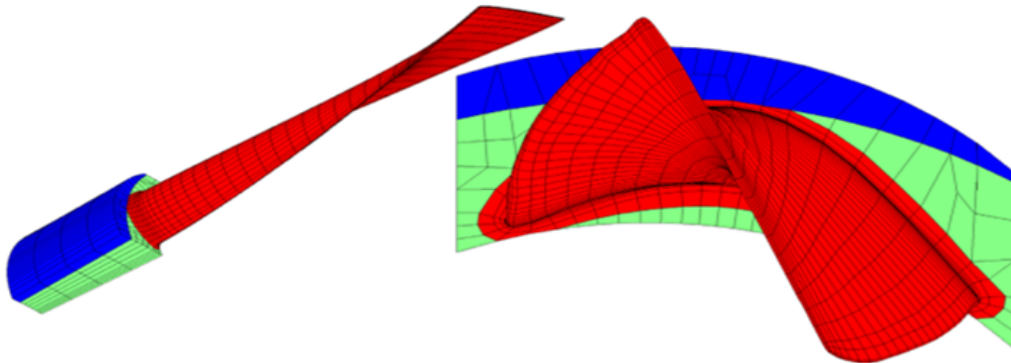


Figura 2.2: Modelo en elemento finito del álabe con un segmento del disco del rotor [21].

Como condiciones de frontera se definieron, desplazamiento restringido en ciertas zonas de la raíz del álabe. Un segmento del disco del rotor fue incluido para mejorar el desempeño del modelo dinámico del aspa considerando la rigidez de esta zona.

Cada nodo de la base de la raíz del álabe es restringido en su movimiento radial, cada nodo en ambas caras de la raíz se restringió en su movimiento tangencial (circunferencial), y finalmente todos los nodos de la cara lateral del disco se restringieron en la dirección axial. Todos los nodos que corresponden al rotor del disco se configuraron en un sistema de coordenadas cilíndricas para hacer posible la simulación del rotor del disco entero.

El análisis de esfuerzo estático del álabe incluye esfuerzos desarrollados por fuerza centrífuga, presión de flujo del vapor y la combinación de ambas. Se aplicó al álabe una velocidad rotacional de $\omega = 376.99 \text{ rad/s}$ (3600 rpm).

El esfuerzo máximo de Von Mises obtenido debido a la fuerza centrífuga y de presión del vapor alcanza un valor de 569.2 MPa y se localiza en el borde inferior del aspa; este esfuerzo es menor que el esfuerzo de cedencia del material (762 MPa), pero el factor de seguridad es moderado, esto significa que hay un pequeño margen para soportar excitaciones en el álabe debido al flujo del vapor que ocurren comúnmente durante la operación de la turbina [21] (Figura 2.3).

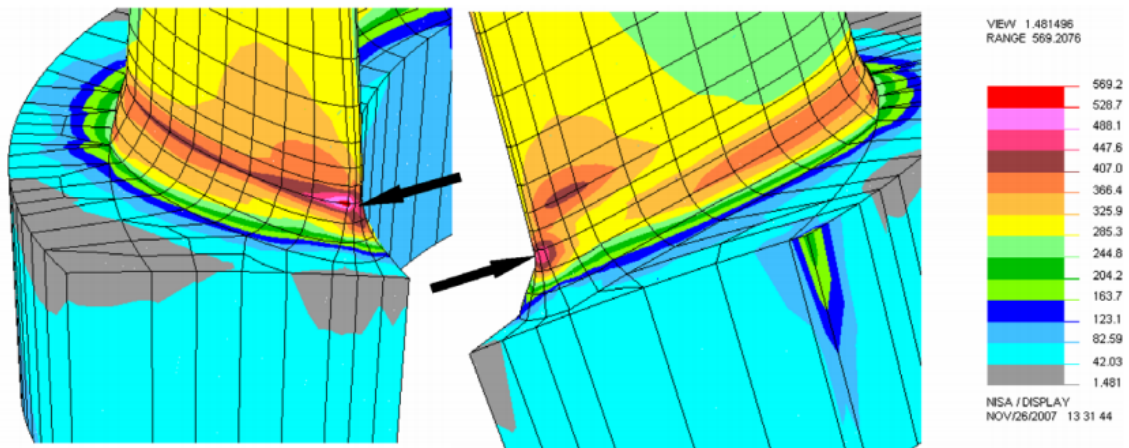


Figura 2.3: Esfuerzo de Von Mises debido a fuerzas centrífugas y presión del vapor [21].

2.1.2. Investigación de la falla de una turbina auxiliar de vapor [22]

En este artículo se analiza la etapa No.15 de una turbina de vapor la cual está conformada de 72 álabes. Para reducir el tiempo de análisis del modelo, se analizó únicamente el grupo formado de 36 álabes y el alambre que las une mediante soldadura incluyendo la mitad de la sección de las ranuras del rotor. El ensamble se muestra en la Figura 2.4.

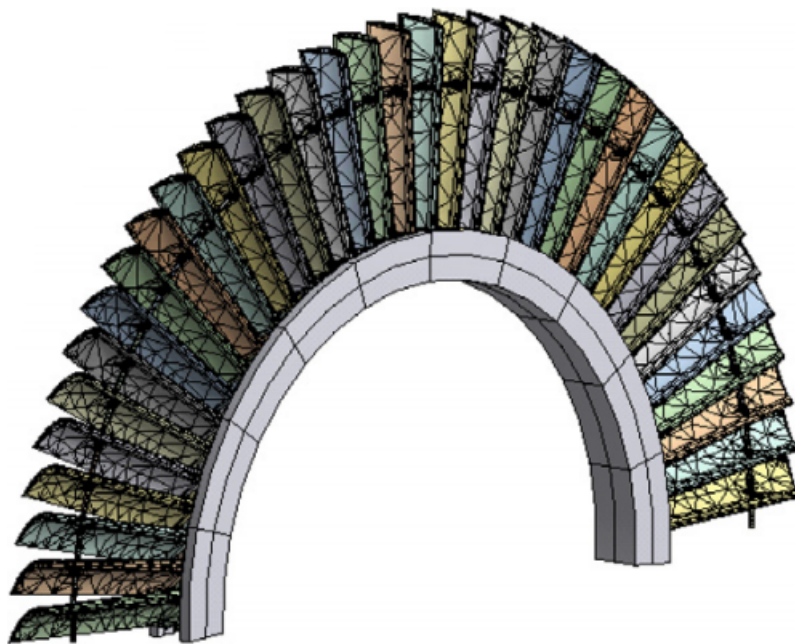


Figura 2.4: Ensamble de álabes, alambre de soldadura y disco del rotor [22].

Las propiedades del material para el estudio se asumen dentro del rango elástico. Para un acero inoxidable 422 el modulo de Young es de 204.1 GPa, el coeficiente de Poisson de 0.29 y densidad de 7980 kg/m^3 [22]. Las condiciones de frontera aplicadas fueron: presión, fuerza centrífuga y restricciones de movimiento en los soportes. La presión del vapor fue considerada como una constante de 6.07 kPa ejercida en los álabes. La fuerza centrífuga fue modelada considerando una velocidad de rotación de 4453 rpm alrededor de la línea central del ensamble. Debido a la simetría axial del disco, se hizo un soporte cilíndrico en la superficie interna de la sección del rotor.

Las zonas de elevado nivel de esfuerzos obtenidas a partir del análisis FEM, mostraron una buena concordancia con la posición de las fracturas que se generaron en servicio. En el alambre se presenta un exceso de soldadura en la unión alrededor de este que se encuentra cerca del agujero del álabe lo que hace que este aumente su rigidez. Además de que a la salida de los valores de esfuerzo de los límites de diseño, ha provocado la reducción de la resistencia a la fatiga de los alambres, lo que da hincapié a hacer un análisis de vibraciones que detalle más el problema.

2.1.3. Análisis de falla del disco de la turbina de un aeromotor [23]

En el análisis de falla del disco de la turbina se generó un modelo por elemento finito que ayudó a identificar las regiones críticas del disco. La geometría del modelo se muestra en la Figura 2.5. Primero se ordenaron los elementos que estuvieron sujetos a cargas aerodinámicas, centrífugas y térmicas. Las cargas más críticas que actuaron en el disco de la turbina fueron las cargas centrífugas derivadas de la masa del disco rotatorio y los álabes. En este análisis la velocidad de operación de la turbina fue de 12500 rpm. Las fuerzas aerodinámicas fueron modeladas en un procedimiento simplificado como dos vectores de 100 N, aplicadas sobre la superficie cóncava de los álabes [23].

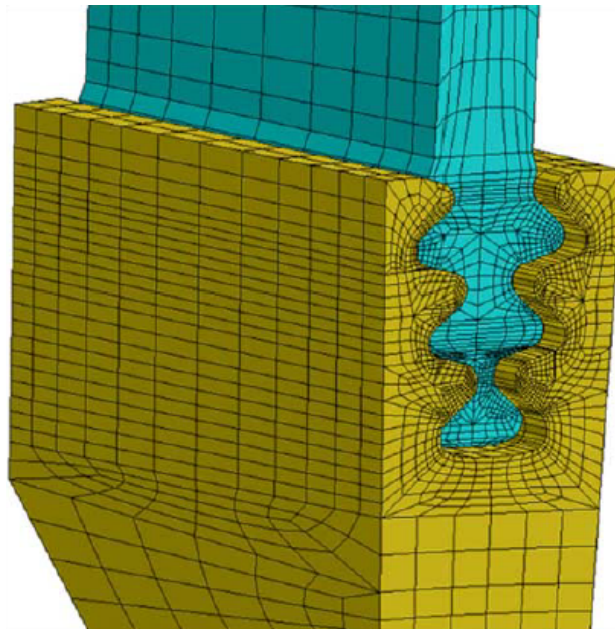


Figura 2.5: Modelo ensamblado del segmento de la región de acople de la turbina [23].

El disco de la turbina es manufacturado con el material $H-46^3$, una súper aleación a base níquel con endurecimiento por precipitación. Su esfuerzo de cedencia es de 921 MPa mientras que su esfuerzo ultimo es de 1200 MPa. Los álabes de la turbina son manufacturados con el material $El-867$, otra aleación a base níquel. El análisis se desarrolló para el comportamiento elástico y plástico de los materiales y con una dureza isotrópica.

Para modelar el contacto mecánico de las superficies adyacentes entre el disco y los álabes se utilizó un contacto superficie *maestra-esclava* definiendo un coeficiente de fricción de 0.1. La simplificación de los campos de temperatura se aprecia en la Figura 2.6.

³ATI Allvac® Nickelvax® H-46 Specialty Steel.

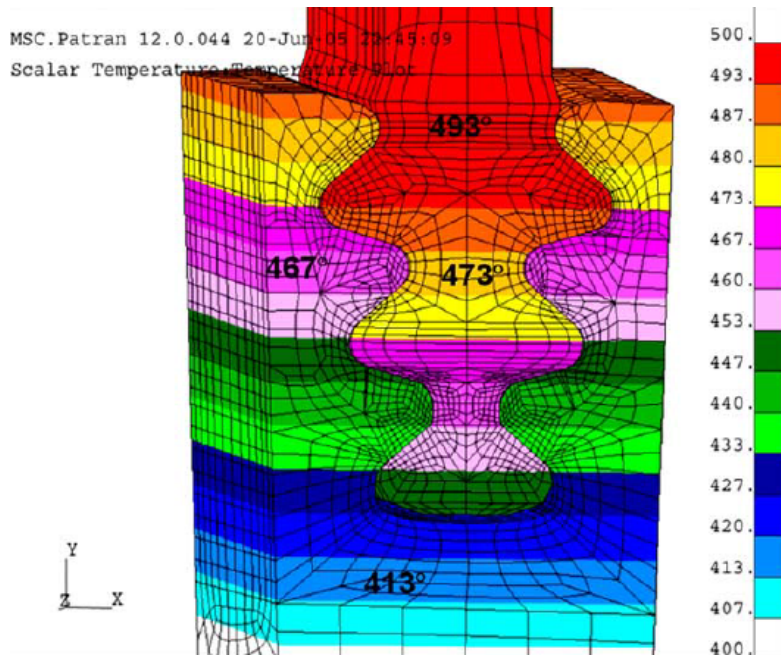


Figura 2.6: Modelo del campo de temperaturas de la turbina [23].

La Figura 2.7 muestra el área de esfuerzo máximo de Von Mises de 968 MPa que está localizada en la esquina del tercer espacio más bajo del disco. El valor máximo de esfuerzo principal para la zona crítica es de 1020 MPa mostrado en la Figura 2.7. Con esto se dedujo que con la fuerza centrífuga el material se fractura y sumando esta carga junto con las condiciones térmicas, la fractura continua hasta romperse el elemento [23].

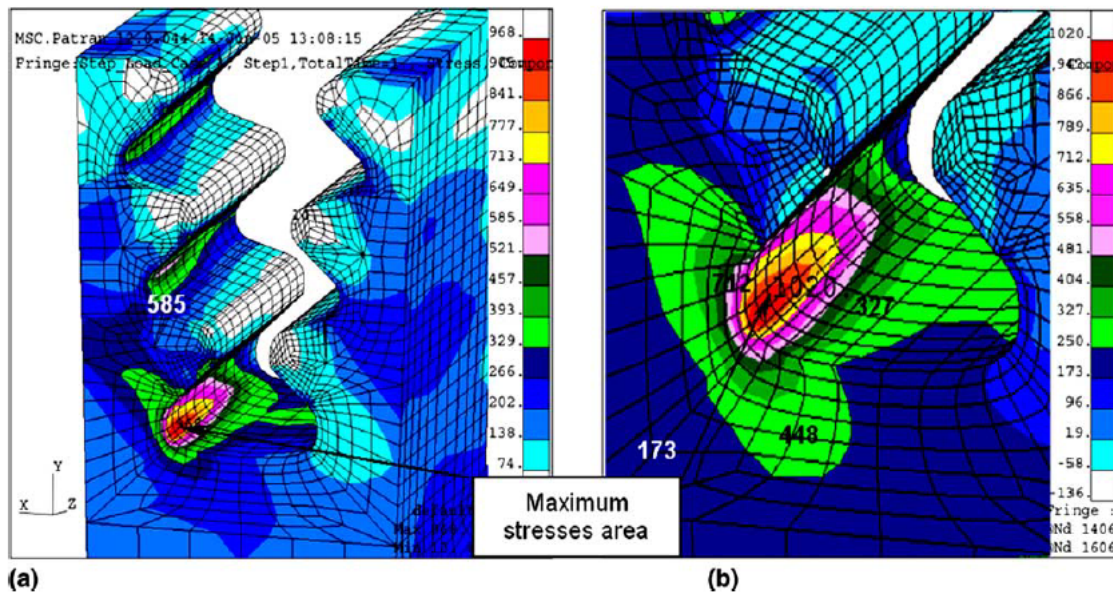


Figura 2.7: (a) Esfuerzo de Von Mises, (b) Esfuerzo principal [23].

Capítulo 3

Modelado de la turbina de trabajo

La microturbina propuesta para los requerimientos del ciclo PWG es una turbomáquina de flujo axial del tipo *Drag Turbine*, este tipo de turbina tiene una configuración de flujo axial de impulso muy similar a la turbina de De Laval con álabes simétricos y admisión parcial de flujo. Tiene un diámetro con álabes de 220 mm y un ancho de 25 mm (Figura 3.1). Este tipo de configuración para el rotor es conocida como rueda *Curtis*.

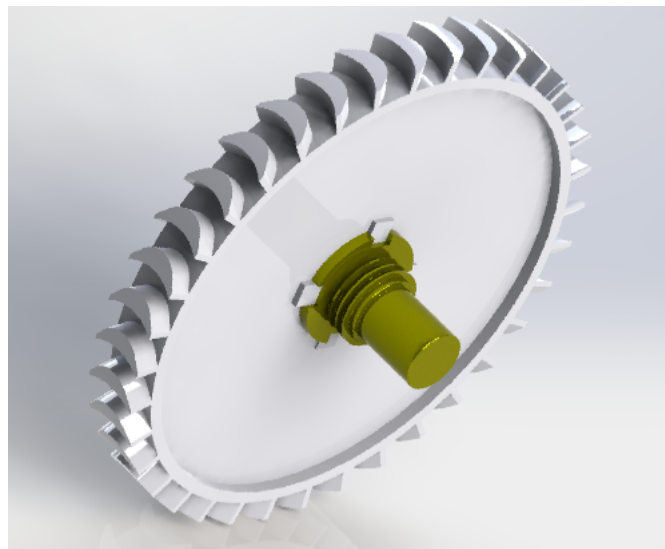


Figura 3.1: Acoplamiento eje-rotor-pernos de la microturbina.

Dado el pequeño volumen específico del vapor a la entrada de la turbina es necesaria la admisión parcial del flujo, por lo que la altura de los álabes en el rotor se ve reducida, midiendo aproximadamente 30 mm. La configuración del rotor, de admisión parcial y régimen de giro alto, como el que se establece, es reducido a una sola etapa de acción o una sola etapa de velocidad. El objetivo principal de esta configuración radica en la facilidad de la regulación por la admisión parcial (siendo de esta manera más barato de fabricar). Sin embargo, el mayor inconveniente

que presenta este esquema en la rueda de álabes son las cargas dinámicas y los efectos termomecánicos que puedan tener los diferentes elementos que constituyen la microturbina.

El ensamble compuesto por el rotor, eje y pernos se diseñó en un trabajo previo como medida de seguridad, de tal manera que los pernos se comporten como un fusible durante regímenes de giro excesivos, dicha decisión de dividir en varios elementos surge a raíz de no reemplazar por completo el elemento si surge una falla. Los pernos de un material diferente a los del eje y rotor tienen la característica mecánica de contar con un esfuerzo de cedencia menor al de los otros dos elementos. Estos se encuentran en unión entre el rotor y el eje de la turbina (Figura 3.1).

El eje de transmisión o simplemente eje, es la barra que va a estar sometida a cargas de flexión y torsión, por lo que el material que lo constituya deberá tener una buena resistencia estática y de fatiga [24].

La carcasa de la microturbina es el elemento donde se van a encontrar el rotor y el fluido de trabajo en interacción. Dicha carcasa se diseñó para resistir la diferencia de presiones con respecto al ambiente y evitar fugas, por lo que cuenta con una rigidez elevada capaz de soportar vibraciones y movimientos provocados por el dispositivo en funcionamiento. La carcasa tiene como función principal dar soporte al eje con el rotor por medio de rodamientos, así como albergar a la tobera y conexiones de entrada y salida de vapor (Figura 3.2).

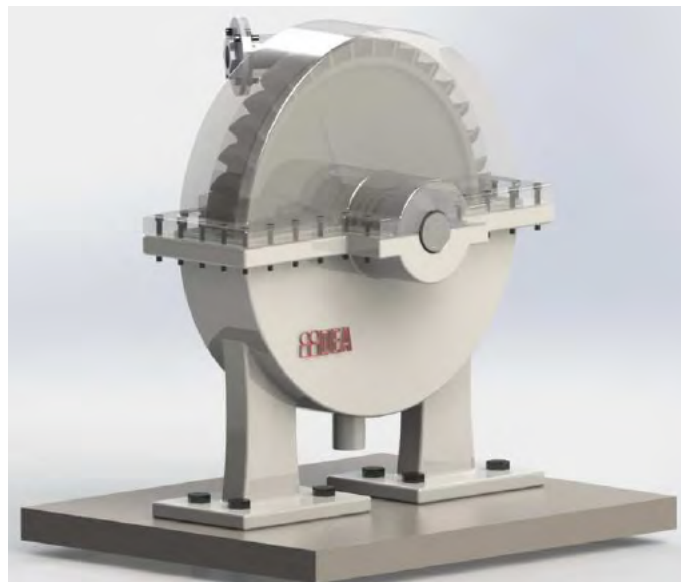


Figura 3.2: Ensamble de la turbina con carcasa [24].

Sin embargo en este trabajo solo se analizarán los efectos mecánicos considerando las propiedades de tablas, los efectos mecánicos a partir de la caracterización del material y los efectos termomecánicos presentes en el ensamble rotor-eje-pernos de la microturbina, dado que son los elementos más importantes dentro de la turbomáquina.

3.1. Geometría y condiciones de carga

Los requerimientos de la microturbina para que trabaje con vapor saturado se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Condiciones de operación de la Microturbina [15]

Para la generación de 1 kW de potencia neta	
Gasto	0.003 kg/s
Velocidad angular	24000 rpm
Condiciones de entrada	Temperatura: 100 °C Presión: 0.1 MPa Diámetro de entrada: 15.385 mm
Condiciones de salida	Temperatura: 45.81 °C Presión: 0.01 MPa

A continuación se muestran los planos de diseño de los principales elementos de la microturbina (Figuras 3.3 y 3.4), el plano de los pernos de dicha máquina se omitió debido a su simplicidad, dado que son prismas de base 100 mm^2 y altura de 20 mm.

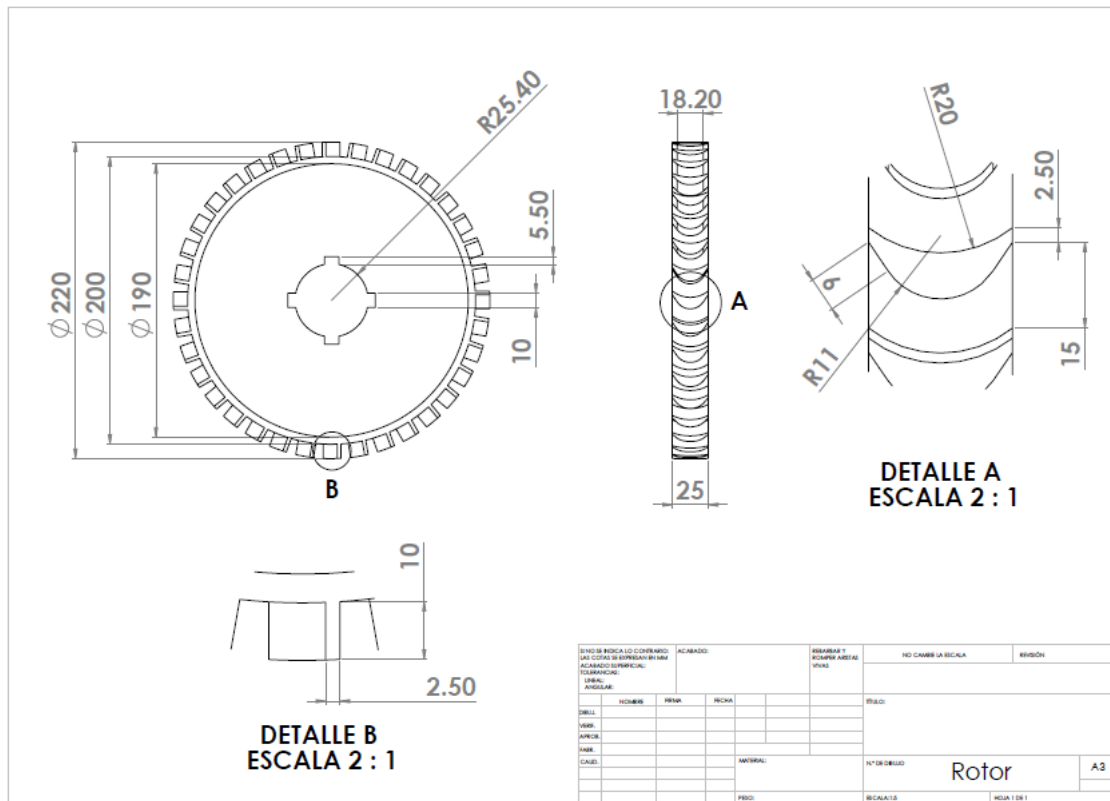


Figura 3.3: Plano acotado del rotor de la microturbina en mm.

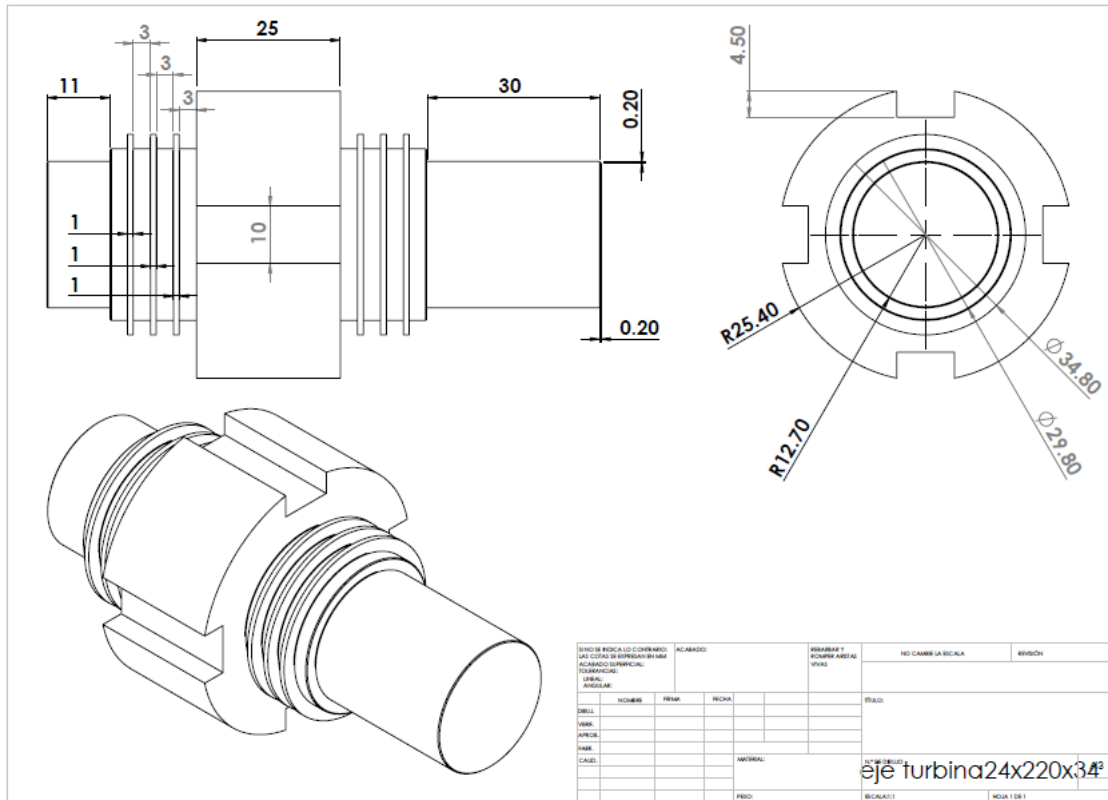


Figura 3.4: Plano acotado del eje de la microturbina en mm.

3.2. Datos del material de trabajo

Se realizarán cuatro modelos de simulación: un modelo mecánico considerando datos teóricos del material encontrados en la literatura y la industria, otro modelo con datos experimentales del material obtenidos mediante pruebas de tracción y los dos últimos modelos que incorporen la parte térmica del material a los datos teóricos, uno con condiciones iniciales de misma temperatura en todos los elementos de la microturbina y el otro con condición inicial de temperatura de operación únicamente en los alabes manteniendo a los demás elementos a temperatura ambiente.

3.2.1. Datos teóricos del material

Para la construcción del rotor de la microturbina se pretende utilizar una máquina de prototipado rápido (*Fortus 900mc*) y el uso del polímero PPSU (Polifenilsulfona) como material de trabajo. La PPSU es un termoplástico amorfo de alto rendimiento que ofrece buena resistencia al impacto, buena resistencia química y buena resistencia al calor comparado con otros termoplásticos amorfos. Las propiedades de este polímero se muestran en las Tablas 3.2 y 3.3.

Tabla 3.2: Propiedades teóricas mecánicas de la PPSU [25]

Propiedades mecánicas	Método de ensayo	Sistema métrico
Densidad	ISO 1183	1.29 g/cm^3
Resistencia a la tracción	ASTM D638	55 MPa
Módulo de tracción	ASTM D638	2.1 GPa
Coefficiente de Poisson	-	0.42
Elongación	ASTM D638	3 %
Resistencia a la flexión	ASTM D790	110 MPa
Módulo de flexión	ASTM D790	2.2 GPa
Impacto IZOD con muesca	ASTM D256	58.7 J/m
Impacto IZOD sin muesca	ASTM D256	165.5 J/m

Tabla 3.3: Propiedades teóricas térmicas de la PPSU [26]

Propiedades térmicas	Método de ensayo	Sistema métrico
Deflexión al calor @264psi	ASTM D648	189 °C
Temperatura de transición vítrea	DMA (SSYS)	230 °C
Coefficiente de expansión térmica	ASTM D696	5.5 E -05 mm/mm/°C
Conductividad térmica	-	0.33 W/m°C
Temperatura de uso continuo	-	50 - 80 °C

Con ayuda del método de regresión lineal, se obtuvo un rango mayor de los valores del calor específico de la PPSU a diferentes temperaturas, dichos valores se muestran en la Tabla 3.4 de los cuales se construyó la siguiente gráfica (Figura 3.5).

Tabla 3.4: Calor específico a diferentes temperatura de la PPSU [27]

Calor específico [J/kgK]	Temperatura [$^{\circ}C$]
1020.1	25
1086.712	50
1219.93	100
1353.148	150
1500	202
1600	247
1700	277
1800	317
1900	367
2000	387
2100	427

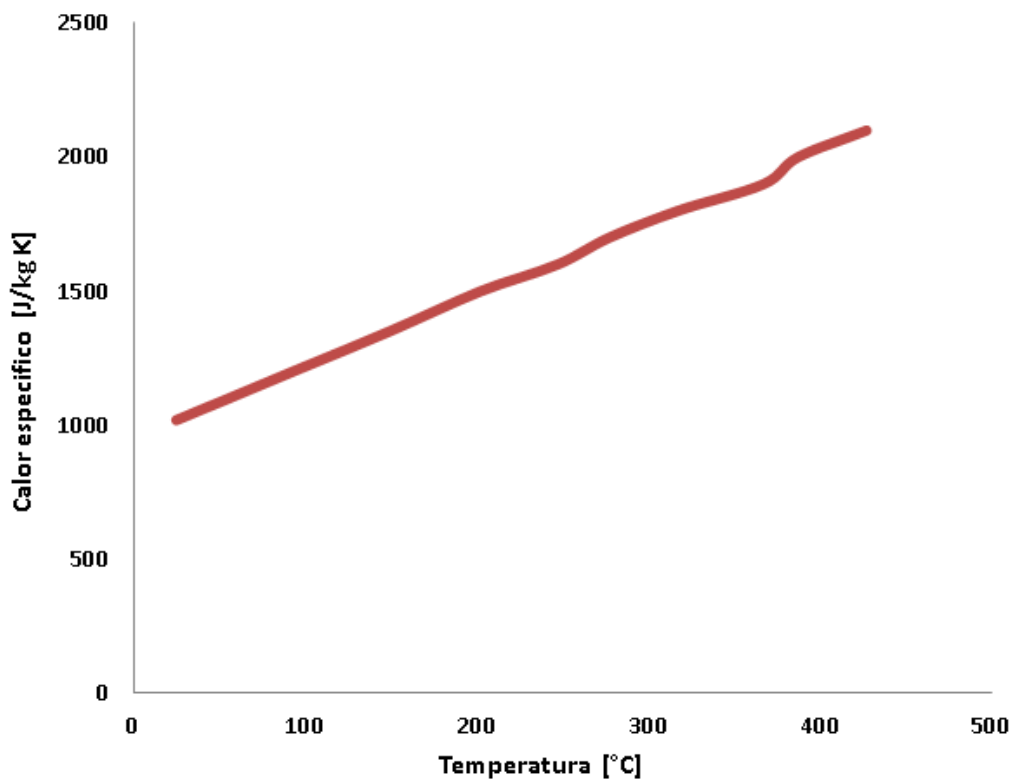


Figura 3.5: Calor específico - Temperatura, PPSU.

Los valores de conductividad térmica de la PPSU se muestran en la Tabla 3.5 y su gráfica en la Figura 3.6. Estos valores, como los de calor específico se utilizaran para llenar la base de datos del material en los modelos termomecánicos, es por esto, que un amplio rango de valores ayuda a describir mejor su comportamiento.

Tabla 3.5: Conductividad térmica a diferentes temperatura de la PPSU [27]

Conductividad térmica [$W/m^{\circ}C$]	Temperatura [$^{\circ}C$]
0.178	44
0.182	65
0.1917	85.67
0.201	106
0.2037	126.33
0.215	146.33
0.2183	166
0.2273	186
0.2553	205.33
0.2657	224.67
0.2777	244.33
0.2803	264.33
0.2817	284.33
0.2857	304
0.288	343.67

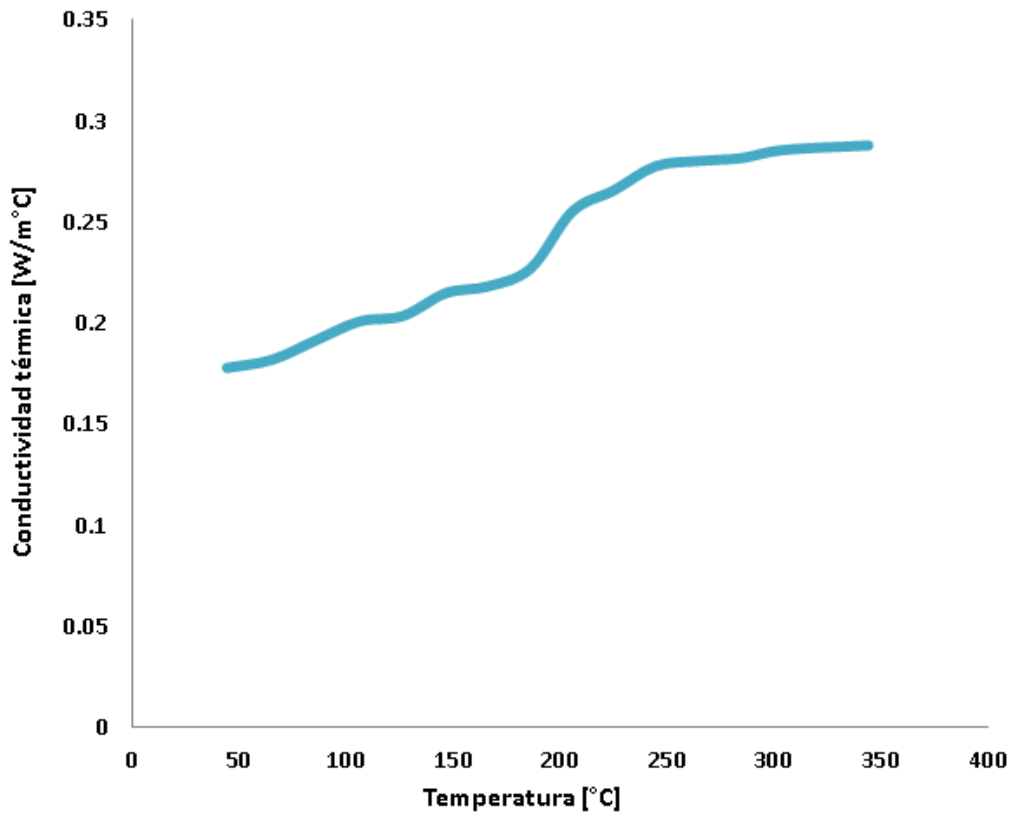


Figura 3.6: Conductividad térmica - Temperatura, PPSU.

Para la comparación de los valores de esfuerzo y deformación a diferentes temperaturas, se utilizaron los datos reportados para la PPSU en su versión comercial, conocida como *Radel® R-5100* fabricada por la empresa *Solvay* teniendo en cuenta que las propiedades de dicho material difieren del utilizado en la máquina de prototipado rápido, pero dados los requerimientos de los modelos térmicos se optó por utilizarlos. En la Figura 3.7 se muestra la gráfica esfuerzo-deformación del *Radel® R-5100* y en la Tabla 3.6 sus valores reportados.

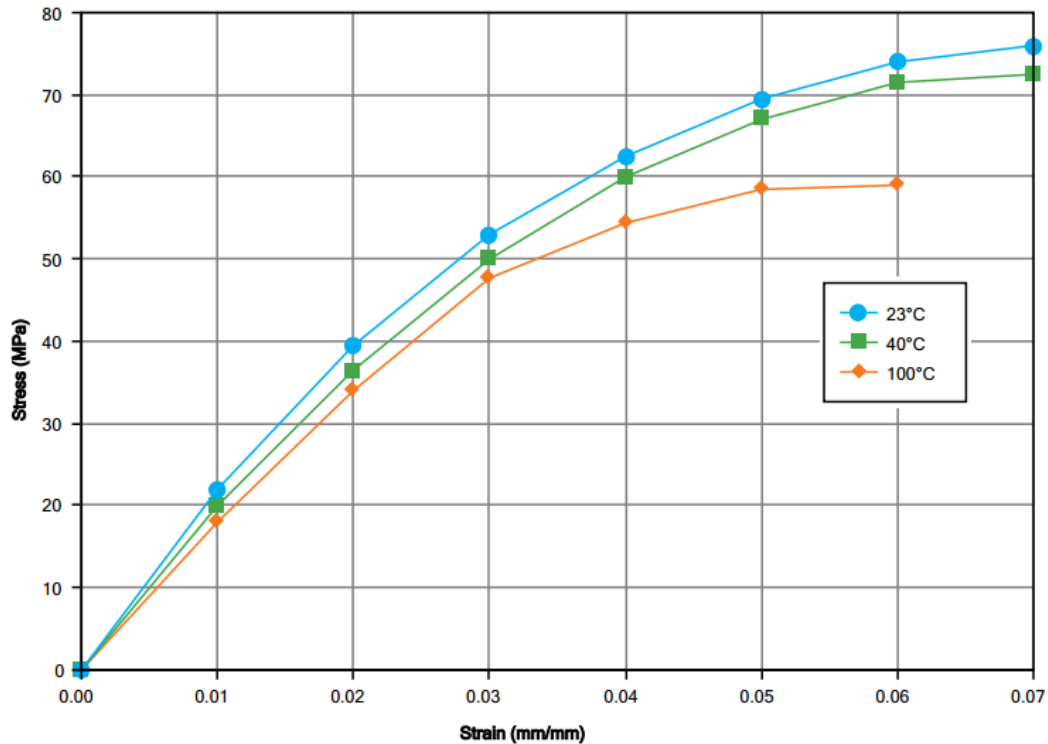


Figura 3.7: Esfuerzo - Deformación a diferentes temperaturas, *Radel® R-5100* [28].

Tabla 3.6: Esfuerzos a diferentes temperatura, *Radel® R-5100* [28]

Esfuerzo de cedencia [MPa]	Temperatura [°C]
76	23
72	40
59	100

En la Figura 3.7 es importante mencionar, en el comportamiento de la PPSU, que está presenta una zona elástica no lineal con ausencia de deformación plástica, por lo que, sobrepasando el esfuerzo de cedencia el material tiende a la fractura.

Los valores de rigidez contra deformación a diferentes temperaturas reportados comercialmente para la PPSU se muestran en la Figura 3.8, donde se utiliza el método de módulo secante para la caracterización de la rigidez de materiales elásticos no lineales. El módulo secante describe que el valor del módulo de Young es igual al

valor de la pendiente de una cuerda trazada entre el origen y un punto arbitrario de la curva esfuerzo-deformación. Este método de prueba está limitado a los materiales que se empleen, a la temperatura y a la velocidad con la que es aplicada la prueba [29].

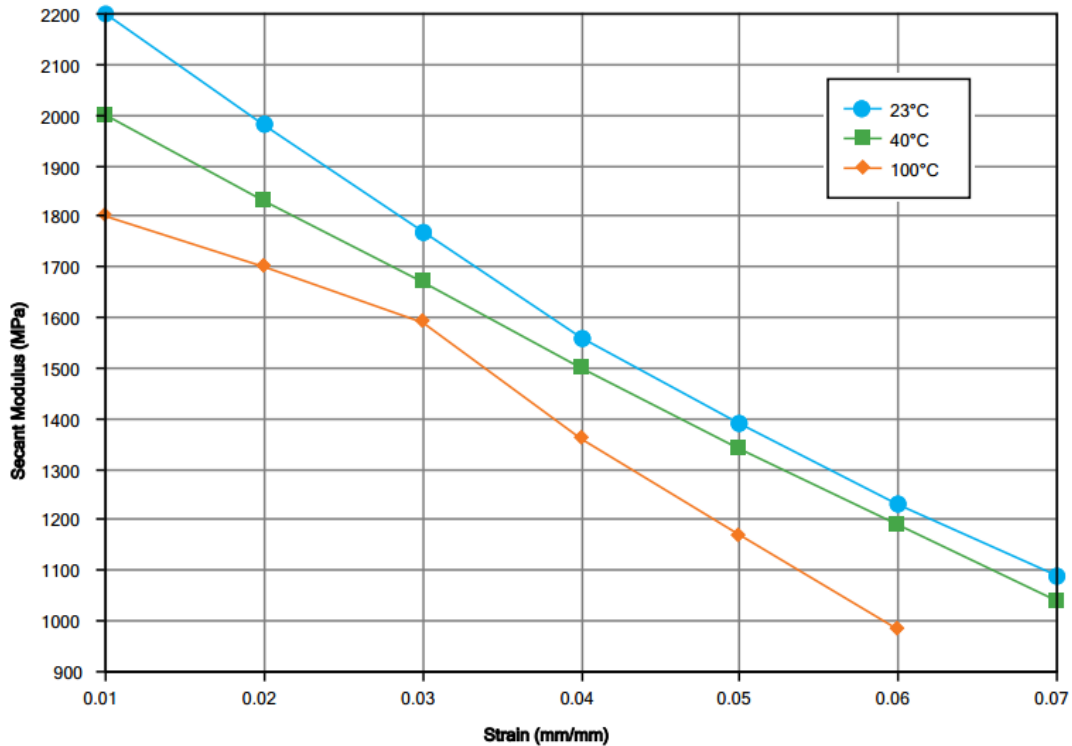


Figura 3.8: Módulo secante - Deformación a diferentes temperaturas, *Radel® R-5100* [28].

El material seleccionado para los pernos, dada las condiciones requeridas de menor resistencia que la PPSU, manteniendo buenas propiedades de operación a la temperatura con la que va a trabajar la microturbina, es del termoplástico *polimetilmetacrilato* o PMMA. Las propiedades de este polímero se muestran en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7: Propiedades termomecánicas del PMMA [30]

Propiedades	Sistema métrico
Conductividad térmica	0.19 W/m°C
Densidad	1.15 g/cm ³
Coefficiente de expansión térmica	6 E-5 mm/mm/°C
Calor específico	1.46 J/g°C
Módulo de Young	3.1 GPa
Coefficiente de Poisson	0.33

De la Figura 3.9 se obtienen los valores relacionados a los esfuerzos de cedencia del material a diferentes temperaturas (Tabla 3.8), omitiendo la deformación plástica, esto, debido a que todos los modelos simulados serán evaluados dentro de la zona elástica.

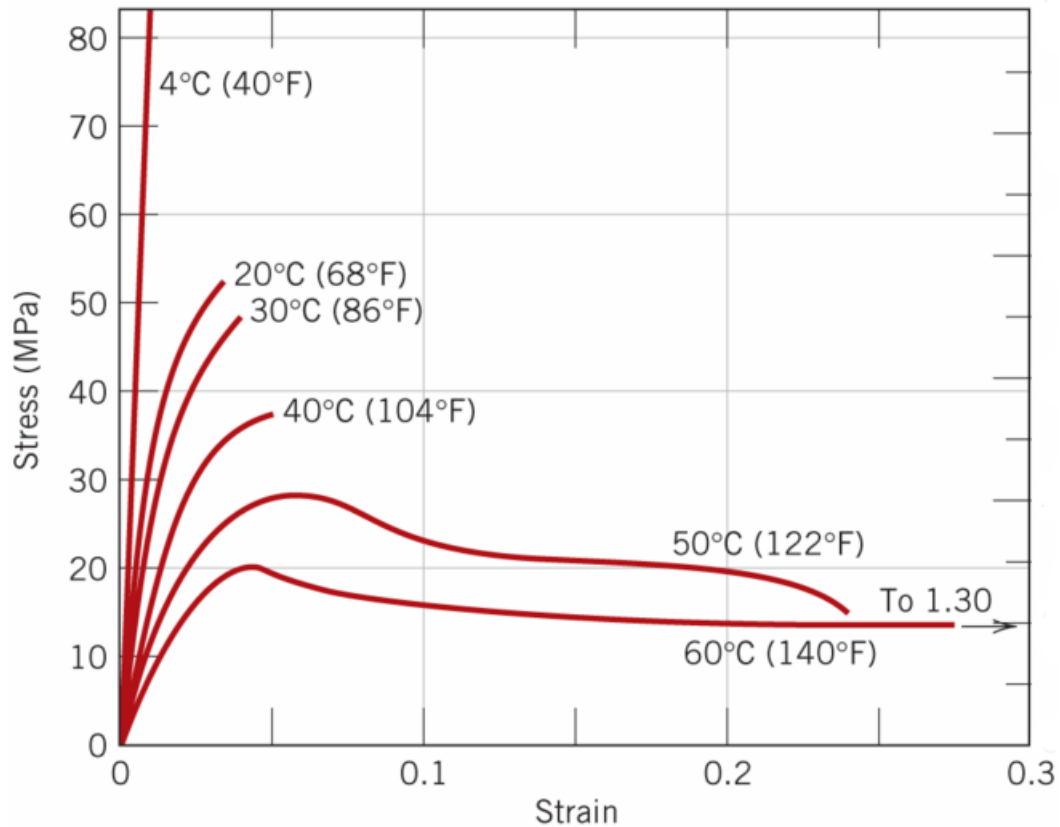


Figura 3.9: Esfuerzo-Deformación a diferentes temperaturas del PMMA [30].

Tabla 3.8: Esfuerzos a diferentes temperatura del PMMA [30]

Esfuerzo de cedencia [MPa]	Temperatura [°C]
82	4
45	20
40	30
25	40
20	50
13	60

El material que se seleccionó para el eje de la turbina fue aluminio, dado su buena maquinabilidad a comparación de otros metales. Las propiedades de este metal se muestran en las siguientes Tablas:

Tabla 3.9: Propiedades termomecánicas del aluminio [31]

Propiedades	Sistema métrico
Conductividad térmica @20 °C	204 W/m°C
Conductividad térmica @300 °C	225 W/m°C
Densidad @20 °C	2.7 g/cm ³
Densidad @500 °C	2.6 g/cm ³
Coefficiente de expansión térmica	6 E-5 mm/mm/°C
Calor específico	880 J/g°C

Tabla 3.10: Propiedades de la zona plástica del aluminio [31]

Esfuerzo de cedencia [MPa]	Deformación plástica	Temperatura [°C]
60	0	20
60	0	50
50	0	100
45	0	150
40	0	210
38	0	250
30	0	290
25	0	325

Tabla 3.11: Propiedades de la zona elástica del aluminio [31]

Modulo de Young [GPa]	Coefficiente de Poisson	Temperatura [°C]
68.9	0.33	21
66.1	0.33	93
63.4	0.33	149
59.9	0.33	204

Tabla 3.12: Coeficientes de expansión térmica a diferentes temperaturas del aluminio [31]

Coefficiente de expansión térmica [mm/mm/°C]	Temperatura [°C]
2.1 E-5	20
2.36 E-5	100
2.45 E-5	200
2.64 E-5	400
2.85 E-5	600

3.2.2. Datos experimentales del material

El proceso de prototipado rápido ha cobrado gran importancia en los últimos tiempos debido a que posibilita la construcción de partes con geometrías complejas en corto tiempo y a un relativo bajo costo. Esto implica la facilidad de ensamble de dichas piezas. El modelado por deposición fundida¹ es un ejemplo de proceso de prototipado rápido que es capaz de producir modelos con materiales plásticos como la PPSU. Este proceso consiste en la deposición en filamentos del material en su estado semifundido. Al moldear piezas por inyección, la orientación de las fibras que se obtiene no es homogénea, razón por la que al analizar el elemento de construcción se observan diferentes propiedades del material en distintos puntos del mismo. Esta anisotropía² representa una dificultad considerable al diseñar piezas moldeadas.

Para el análisis del rotor de la microturbina mediante paquetería de elemento finito es importante conocer muy bien las propiedades del material que se va a definir en el software, dado que, de eso depende la obtención de resultados óptimos. Debido al método de fabricación de la turbina se pensó conveniente el caracterizar mecánicamente el material y no solo basarse en los valores teóricos reportados de la PPSU.

El método de experimentación utilizado para la obtención de las propiedades de la PPSU es el de pruebas de tracción estándar para polímeros. Los resultados experimentales fueron procesados para la determinación de las curvas esfuerzo-deformación del material y dicha metodología se describe a continuación.

Fabricación de probetas

Las probetas han sido conformadas en la máquina de prototipado rápido *Fortus 900mc* de acuerdo a la norma *ASTM D638-10* con referencia a la primera topología de geometría. En pruebas previas se determinó y modificó un radio de 244 mm como el más apto; necesario para prevenir rupturas inaceptables en el filete de la probeta, esto debido a que con un radio de 74 mm especificado en la norma presentaba este tipo de falla (Figura 3.10) [32].

Con el fin de determinar una orientación preferencial donde las propiedades del material fueran beneficiadas, se consideraron dos tipos de configuraciones para la construcción de las probetas; una en forma vertical alternando sus fibras a 45° entre cada capa y otra en forma horizontal alternándose de igual manera a 45°, obteniéndose así 5 muestras de cada tipo como se puede apreciar en las Figuras 3.11 y 3.12.

¹Forma en que trabaja la máquina Fortus 900mc.

²Propiedad de presentar diferentes características según la dirección en que sea examinado.

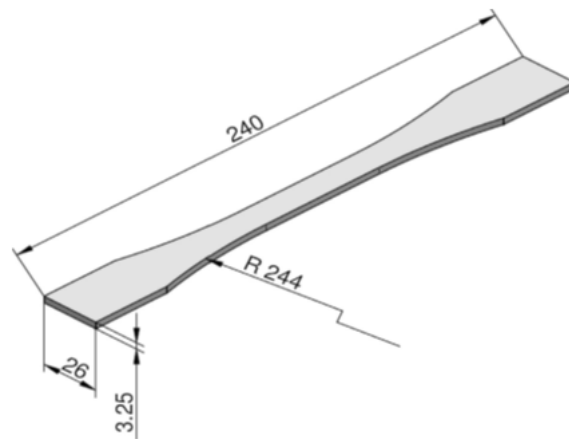


Figura 3.10: Geometría de la probeta modificada con dimensiones en mm [32].

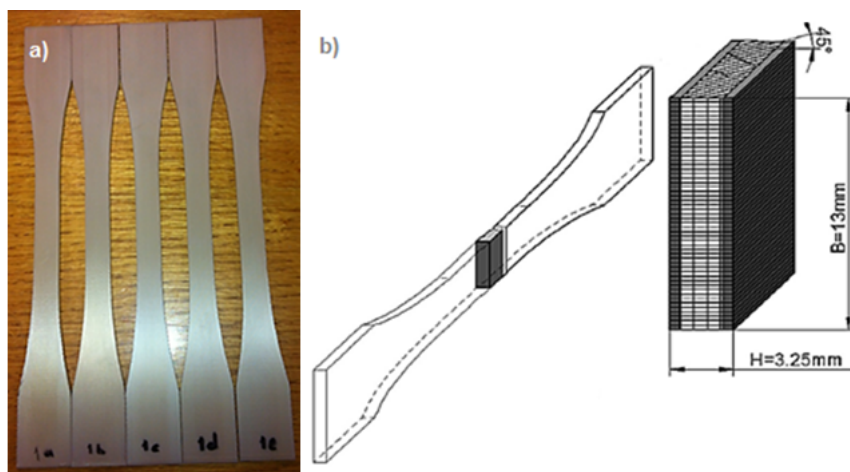


Figura 3.11: a) Probetas construidas en Fortus 900mc tipo 1, b) Probeta en construcción vertical alternando fibras a 45° [32].

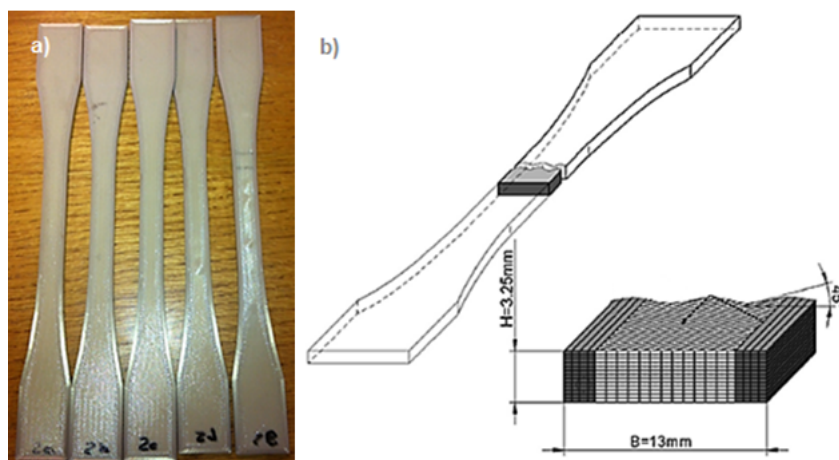


Figura 3.12: a) Probetas construidas en Fortus 900mc tipo 2, b) Probeta en construcción horizontal alternando fibras a 45° [32].

Ensayo de tracción

Con el objetivo de caracterizar y comparar las propiedades mecánicas de los dos tipos de configuraciones de probetas de PPSU construidas mediante prototipado rápido, se realizó un prueba de tracción. Para esto se utilizó una máquina de ensayos *Shimadzu AG-X* y un extensómetro mecánico con desplazamiento máximo longitudinal de 2 mm como accesorio de medición. Figura 3.13.



Figura 3.13: Máquina de ensayos Shimadzu AG-X y extensómetro mecánico (dispositivo en color verde).

Se colocaron una por una las 10 probetas de PPSU dentro de las mordazas de la máquina de ensayos. Posteriormente se le incorporó el extensómetro mecánico a las probetas para la medición de los desplazamientos longitudinales y transversales durante la prueba. Se eligió el método de ensayo *simple y tensile up*, la velocidad del actuador se fijó en 1.2 mm/min [32] y se configuró a la máquina para interrumpir el desplazamiento del cabezal cuando el extensómetro tuviera un valor de desplazamiento de 2 mm, proceder a retirarlo y continuar el ensayo. Una vez finalizadas todas las pruebas de tracción en la Figura 3.14 se aprecia el estado en el que las probetas quedaron al final; presentando fractura frágil en todos los casos.

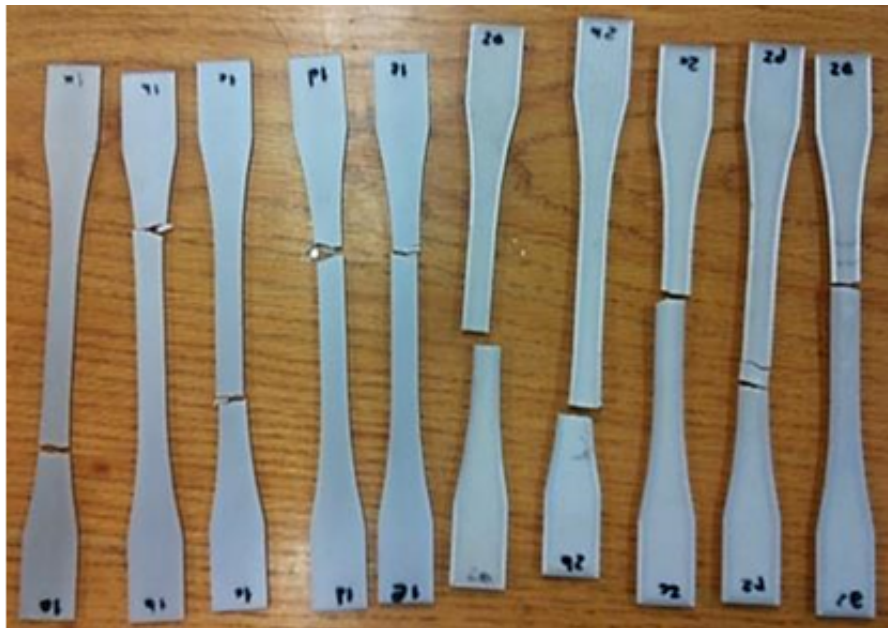


Figura 3.14: Estado de las probetas después de realizar los ensayos de tracción.

En la Figura 3.15 se aprecia la gráfica del comportamiento de una probeta al azar que el software escoge para mostrar el comportamiento de esta durante el ensayo. El brusco cambio de pendiente en la gráfica es debido al tiempo en el que es retirado el extensómetro mecánico a una fuerza constante y es puesta de vuelta la prueba a sus parámetros originales.

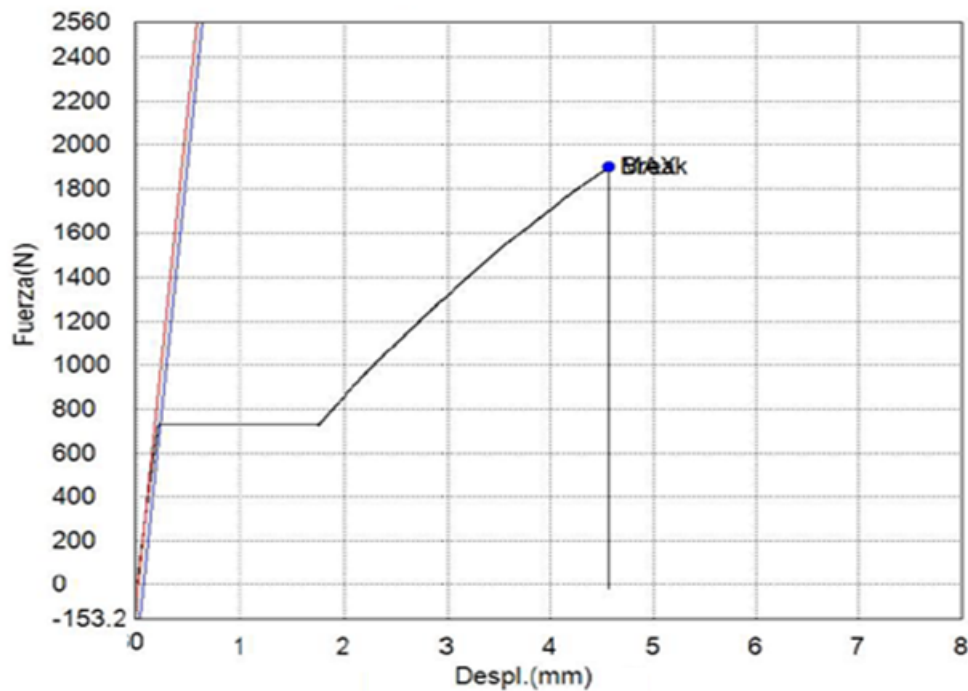


Figura 3.15: Fuerza- Desplazamiento, ensayo de tracción de una probeta al azar.

Para tener un resultado más preciso de las pruebas, con los datos que la máquina genera, se construyen las gráficas para cada probeta exportando los valores a Excel® y calculando por medio de modelos matemáticos las diferentes propiedades mecánicas del material analizado. Se determinan las propiedades del material analizado utilizando los siguientes modelos matemáticos para la construcción de las gráficas esfuerzo-deformación, teniendo en cuenta como única constante el área transversal de la probeta $A_0 = 0.000\ 042\ 25m^2$.

Esfuerzo ingenieril

$$s = \frac{F}{A_0} \quad (3.1)$$

Deformación ingenieril

$$e = \frac{l - l_0}{l_0} \quad (3.2)$$

Deformación logarítmica

$$\varepsilon = \ln(e + 1) \quad (3.3)$$

Esfuerzo verdadero

$$\sigma = s(e + 1) \quad (3.4)$$

Coefficiente de Poisson

$$\nu = -\frac{\varepsilon_{transversal}}{\varepsilon_{longitudinal}} \quad (3.5)$$

Una vez obtenidos los valores necesarios de esfuerzo y deformación verdadera, se construyeron las gráficas esfuerzo-deformación de los dos tipos de probetas (Figuras 3.16 y 3.17) que fueron modificadas a comparación de la gráfica de la Figura 3.15 (generada por el software de la máquina Shimadzu AG-X) seleccionando solo la parte del material donde su comportamiento no presentara cambios bruscos con respecto a los demás puntos, esto con la finalidad de reducir posibles errores al momento de generar líneas de tendencia, que faciliten la caracterización del material. En la Figura 3.16 se ilustran los resultados de las 5 primeras probetas con configuración tipo 1 y en la Figura 3.17 las otras 5 en configuración tipo 2. La idea de agrupar las gráficas en cada tipo de configuración ayuda a visualizar si el comportamiento entre ellas es similar, generalizando así los valores obtenidos para introducirlos posteriormente dentro de la paquetería de elemento finito.

Para el caso de la Figura 3.16 se aprecia que todas las probetas tienden al mismo comportamiento, sin embargo para la probeta 1a el valor de su resistencia es más bajo a comparación de las otras 4. En la Figura 3.17 se presenta igual una probeta (2a) con una resistencia menor que las demás, esto quizá, a imperfecciones que haya sufrido durante su fabricación.

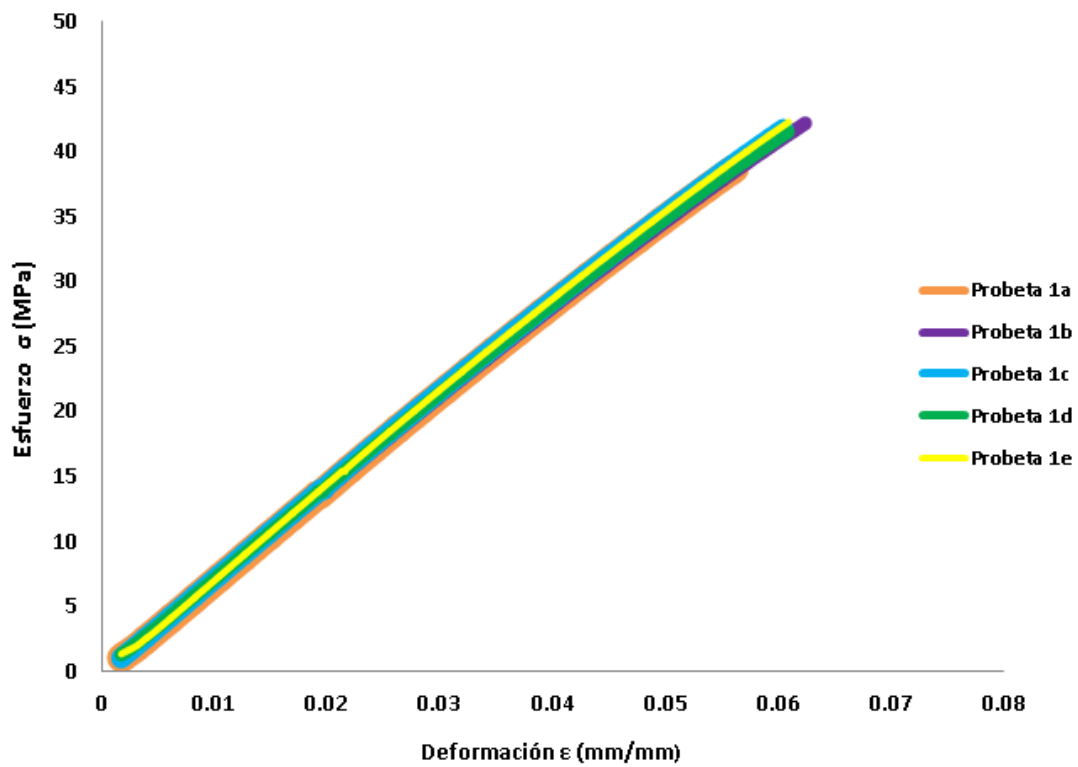


Figura 3.16: Esfuerzo-Deformación, ensayo de tracción de probetas tipo 1 de PPSU.

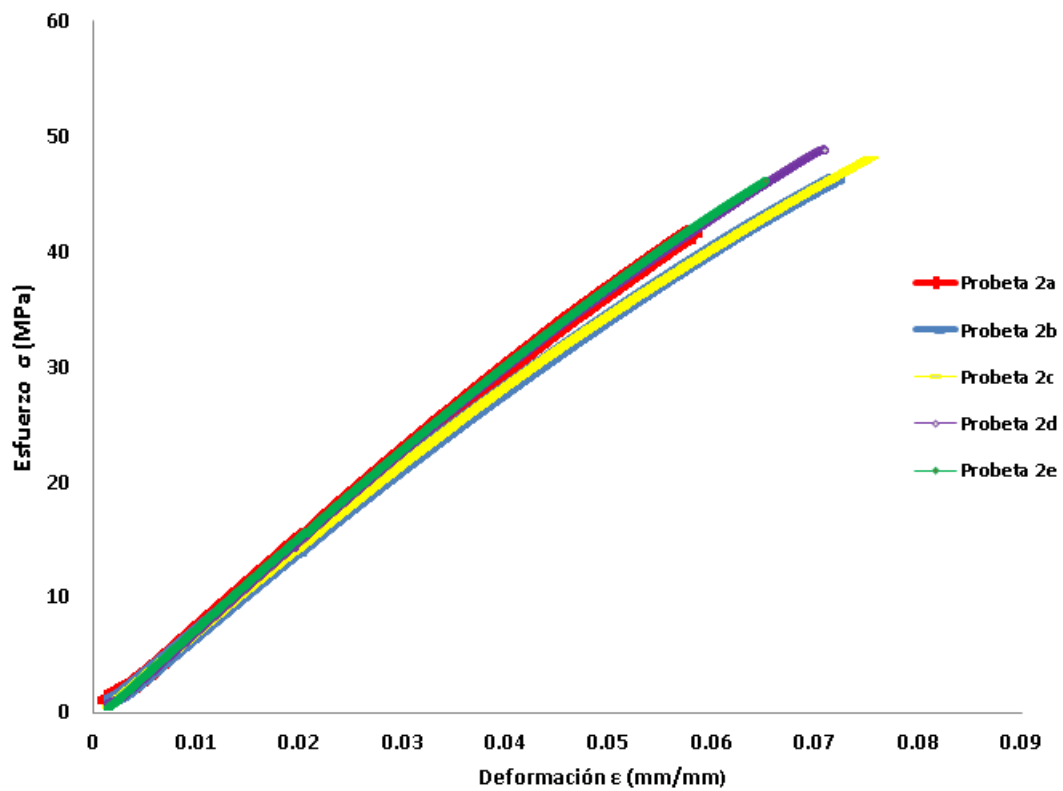


Figura 3.17: Esfuerzo-Deformación, ensayo de tracción de probetas tipo 2 de PPSU.

En ambas gráficas el comportamiento de todas las probetas se limita a una zona elástica, donde se muestra que al llegar al esfuerzo de cedencia el material también llega a la fractura, teniendo una zona plástica nula.

Los valores promedio de esfuerzo de cedencia entre las dos configuraciones varían alrededor de 4.56 MPa entre ellos, siendo para el tipo 1 de 43.06 MPa y para el tipo 2 de 47.61 MPa. Las deformaciones máximas promedio fueron de 0.058 mm/mm para el tipo 1 y de 0.067 mm/mm para el tipo 2, destacando así, que el material presenta un comportamiento frágil a la fractura.

En lo que corresponde al módulo de Young, con ayuda de los valores obtenidos con el extensómetro mecánico se reconstruyeron las gráficas esfuerzo-deformación con el fin de eliminar todas aquellas variaciones causadas por la máquina de ensayos Figuras 3.18 y 3.19.

El valor promedio de rigidez para el tipo 1 fue de 4.58 GPa y para el tipo 2 de 4.95 GPa, un valor por encima del reportado para este material teóricamente de 2.1 GPa, sin embargo no hay que olvidar que el rango analizado con el extensómetro solo evalúa una porción de la gráfica esfuerzo-deformación y el comportamiento del material como antes se menciona es no lineal, se omitió el ajuste dado su complejidad y se decidió trabajar con este valor para fines comparativos.

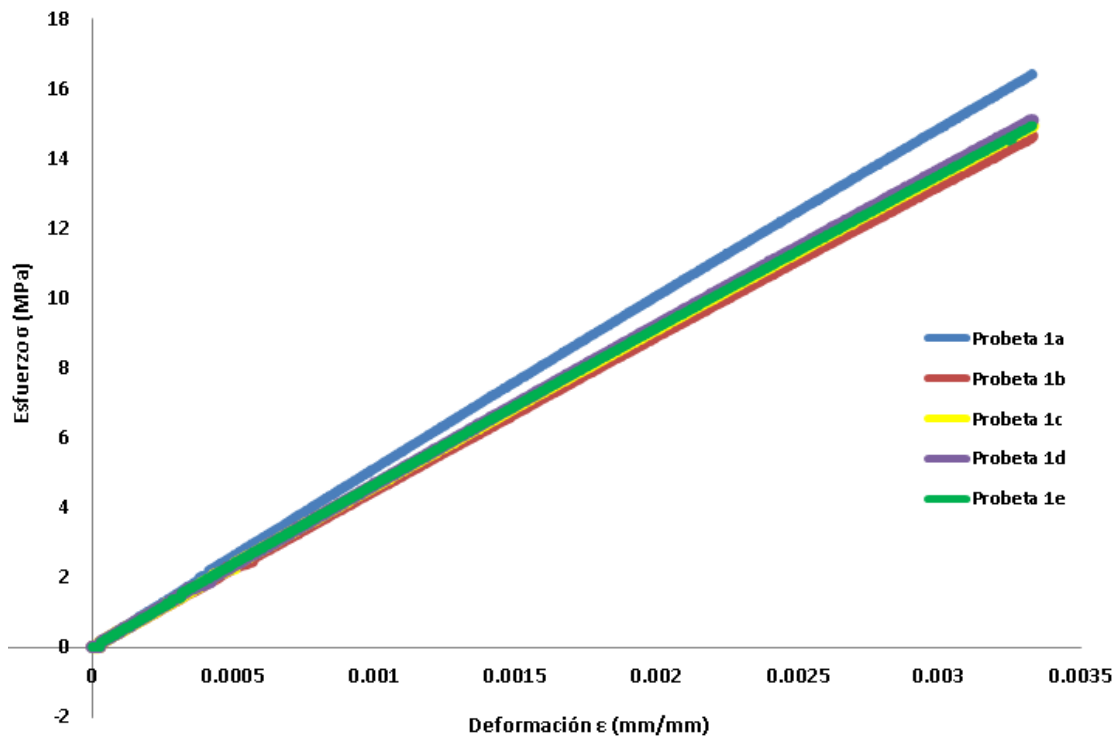


Figura 3.18: Esfuerzo-Deformación, ensayo de tracción de probetas tipo 1 con el uso de extensómetro mecánico.

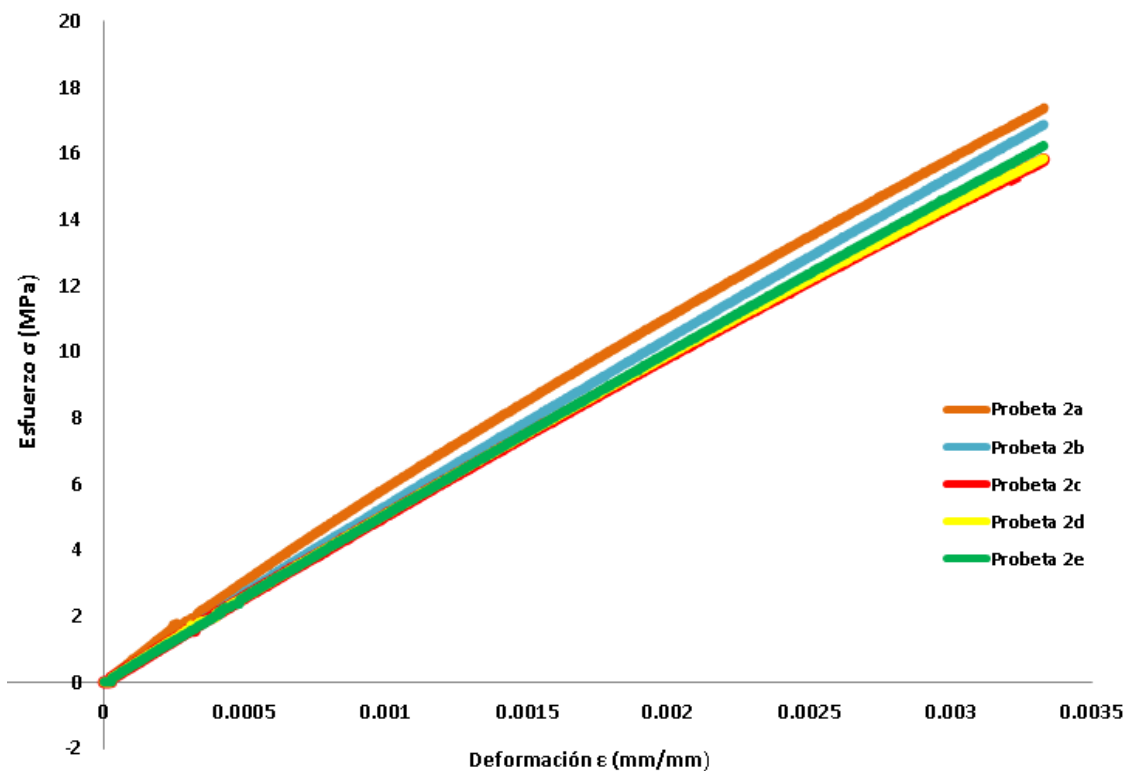


Figura 3.19: Esfuerzo-Deformación, ensayo de tracción de probetas tipo 2 con el uso de extensómetro mecánico.

Finalmente en relación al coeficiente de Poisson obtenido en las pruebas, este resultado ser la mitad del valor reportado teóricamente (Tabla 3.2), tendiendo a un valor promedio de 0.185, esto debido a la estructura de las probetas.

Con ayuda del método de desviación estándar se discriminaron los valores de las probetas que no se encontraban dentro del rango promedio de valores, con esto se redujo el error de caracterización de la PPSU. En la Tabla 3.13 y 3.15 se presentan los valores obtenidos de esfuerzo de cedencia, deformación máxima obtenidos por la máquina de ensayos y en la Tabla 3.15 los valores del módulo de Young para los dos tipos de probetas con ayuda del extensómetro, descartando en **negrita** los valores por debajo de la desviación estándar.

Tabla 3.13: Valores obtenidos de las probetas de PPSU configuración tipo 1.

Probeta	Esfuerzo de Cedencia [MPa]	Deformación [mm/mm]
1a	39.966	0.05367
1b	43.395	0.05984
1c	42.909	0.05789
1d	42.688	0.05822
1e	43.246	0.05797
Promedio	43.06	0.058

Tabla 3.14: Valores obtenidos de las probetas de PPSU configuración tipo 2.

Probeta	Esfuerzo de Cedencia [MPa]	Deformación [mm/mm]
2a	43.374	0.05766
2b	47.855	0.07091
2c	48.387	0.07325
2d	50.775	0.06796
2e	47.707	0.06521
Promedio	47.61	0.067

Tabla 3.15: Valores de la rigidez de las probetas obtenidas a través del extensómetro mecánico.

Probetas tipo 1	Probetas tipo 2
Módulo de Young [GPa]	
4.4119	5.0899
4.4962	4.7778
4.5531	4.7835
4.5016	4.8904
4.9435	5.2193
Promedio	
4.58	4.95

La caracterización de las propiedades mecánicas de la PPSU mediante los dos diferentes tipos de configuración sirvió para demostrar que los valores reportados en otras fuentes varían con respecto a los obtenidos en los ensayos de tracción, esto debido al modo de manufactura empleado. Por ende se deben tomar las medidas necesarias acorde a cada aplicación en específico si se desea trabajar con una pieza construida en tecnología de prototipado rápido.

Aterrizando este comportamiento en la validación del diseño del rotor de la microturbina que se planea construir con esta tecnología, la caracterización lograda por las pruebas facilitó el análisis de dicho material en las condiciones de manufactura particular. Aunque los valores obtenidos experimentalmente no coincidieron con los reportados, esto sirvió, dado que así no se subestiman o sobrestiman valores y al momento de introducir las propiedades del material a la paquetería de elemento finito, los resultados van a ser lo más cercanos a la realidad.

3.3. Pasos para la generación de los modelos en Abaqus®

Para la generación de los modelos de simulación de la microturbina, se utilizó como paquetería de elemento finito el software de análisis *Abaqus*®. Este software cuenta con diversos módulos en los que, en forma secuencial se van introduciendo cada uno de los datos requeridos para su funcionamiento. A continuación se describen los pasos dentro de cada módulo para la elaboración de los modelos de simulación.

3.3.1. Módulo Part

Como primer paso se importó el archivo del ensamble de la microturbina a *Abaqus*®, el cual se había construido previamente en otro software de diseño. El archivo se configuró como un sólido deformable en 3D (Figura 3.20) y se modificó su escala a 0.001 para mantener las proporciones de unidades (Sistema Internacional). Posteriormente se creó un nodo de referencia en el centro del rotor como ayuda para los pasos siguientes.

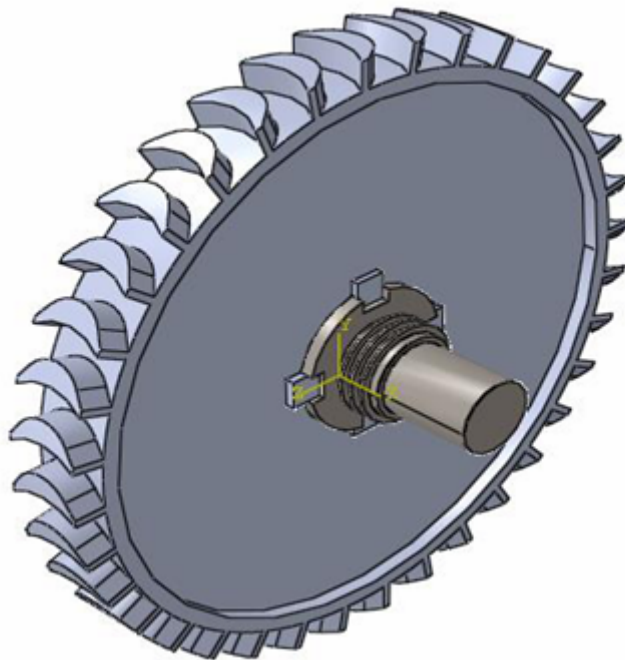


Figura 3.20: Ensamble importado de la microturbina.

Teniendo ya el ensamble en el software, se seccionó el eje de la microturbina con el fin de tener un mejor control en su geometría, este mismo paso se repitió para los pernos y el rotor (Figura 3.21).

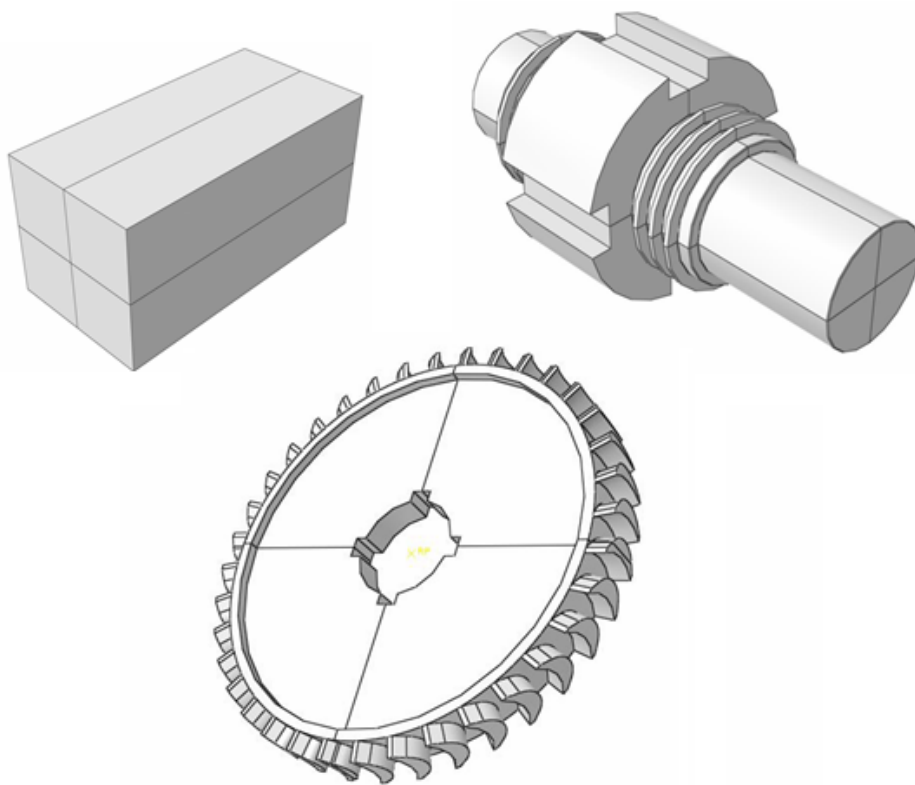


Figura 3.21: Partición de los elementos del ensamble.

3.3.2. Módulo Property

Dado que se pretende construir 4 modelos diferentes de simulación, las variables del material ocupadas cambiarán dependiendo el tipo de análisis que se va a realizar. Las propiedades de los materiales ocupadas para el modelo *Mecánico teórico*, *Mecánico experimental* y los dos *Termomecánicos* son las ya definidas en las Figuras y Tablas de la sección 3.2. Teniendo estos datos, se creó una sección sólida homogénea para cada elemento, dicha sección esta asociada a cada uno de los materiales antes descritos.

3.3.3. Módulo Step

Para los modelos mecánicos se crearon tres pasos dinámicos explícitos con un periodo de tiempo de 0.001 s cada uno. El valor del periodo de tiempo se definió de esa manera considerando la velocidad angular a la que gira la microturbina en operación, (24000 rpm o 2513.27 rad/s) esto para analizar un solo giro dentro de la simulación. Para los modelos termomecánicos los datos fueron los mismos, solo que en este caso se utilizaron pasos dinámicos, temperatura-desplazamiento explícitos para su análisis.

3.3.4. Módulo Interaction

Se crearon interacciones en contacto superficie a superficie entre los elementos de la microturbina, seleccionando la unión del eje con los pernos (siendo el eje la superficie esclava y los pernos la superficie maestra), después se seleccionaron la unión de los pernos con el rotor (siendo los pernos la superficie esclava y el rotor la maestra) y por último la unión del rotor con el eje (siendo de nuevo el rotor la superficie maestra). Se asignó al contacto un comportamiento tangencial con un coeficiente de fricción igual a 1 y un comportamiento normal en contacto fuerte, para los modelos termomecánicos se complementó el contacto con generación de calor entre los elementos.

Posteriormente se creó un acoplamiento con el nodo de referencia generado en el módulo Part, que ataba al rotor junto con los pernos a este elemento, esto con el fin de transferir condiciones del nodo a estas partes de la turbina.

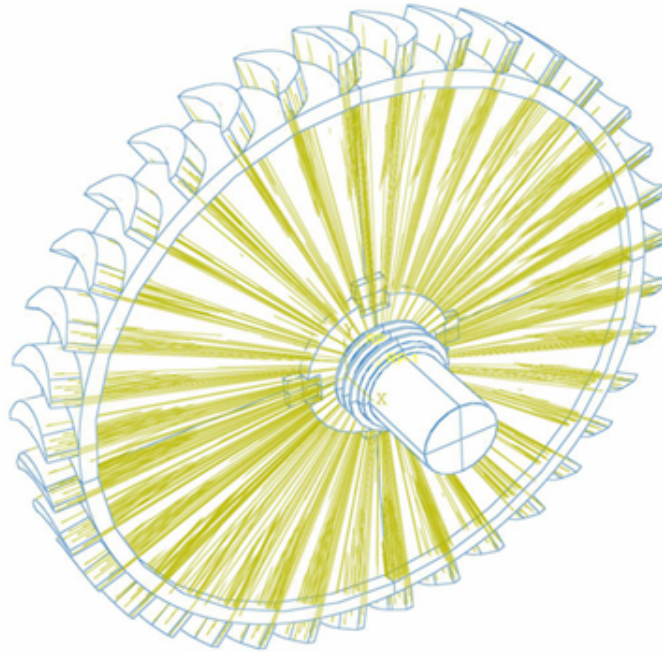


Figura 3.22: Acoplamiento del rotor y los pernos al nodo de referencia.

3.3.5. Módulo Load

En este paso se asignó la velocidad de operación de la microturbina de 2513.27 rad/s al nodo de referencia atado al rotor y pernos, para que estos giraran a la misma velocidad. Se generó un eje dentro de la microturbina para que sirviera como restricción de movimiento a través de dos puntos, permitiendo solo el giro en el eje X (Figura 3.23).

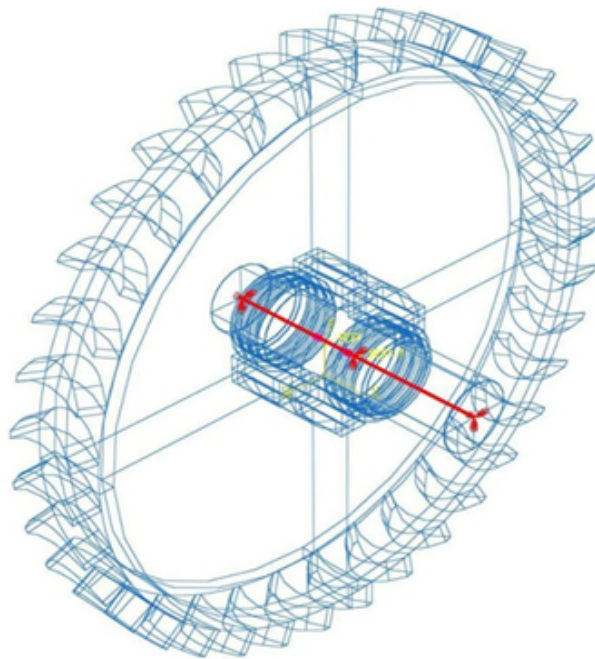


Figura 3.23: Eje de movimiento de la microturbina.

Para todos los modelos se generó una carga mecánica de presión distribuida uniformemente a lo largo de todos los elementos (Figura 3.24) con un valor de 0.1 MPa (Tabla 3.1).

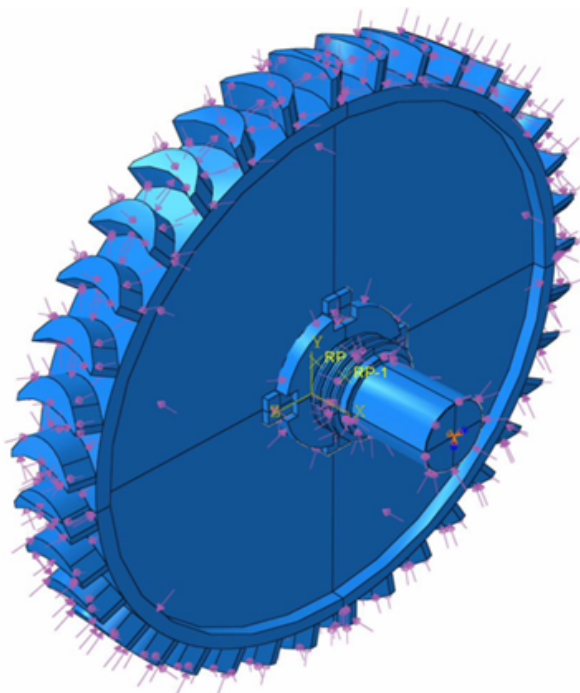


Figura 3.24: Carga de presión distribuida sobre la microturbina.

Para los modelos termomecánicos además se crearon campos predefinidos de temperatura de 45.81 °C para simular las condiciones generadas por el vapor. En uno de los modelos se asignó este valor a todos los elementos de la microturbina (Figura 3.25) tratando de simular una condición de operación crítica donde todas las partes llegan a una misma temperatura, mientras que para el otro modelo se le asignó este valor solo a la zona del anillo de álabes (Figura 3.26), manteniendo las demás zonas en 25 °C, con el fin de visualizar el comportamiento de calentamiento y distribución de temperaturas en este caso.

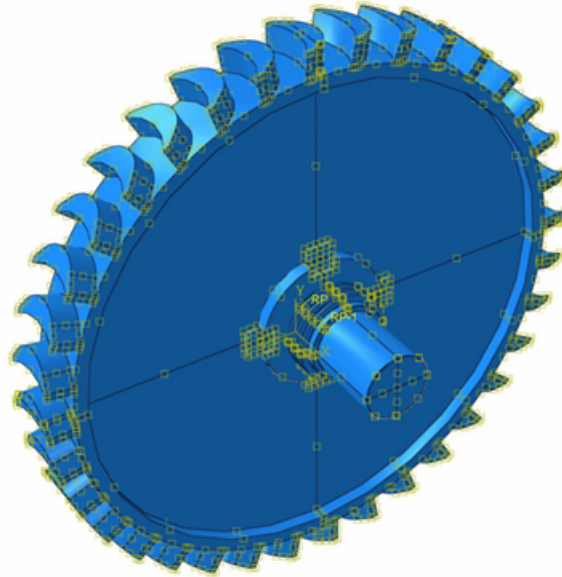


Figura 3.25: Campo predefinido de temperaturas en toda la microturbina.

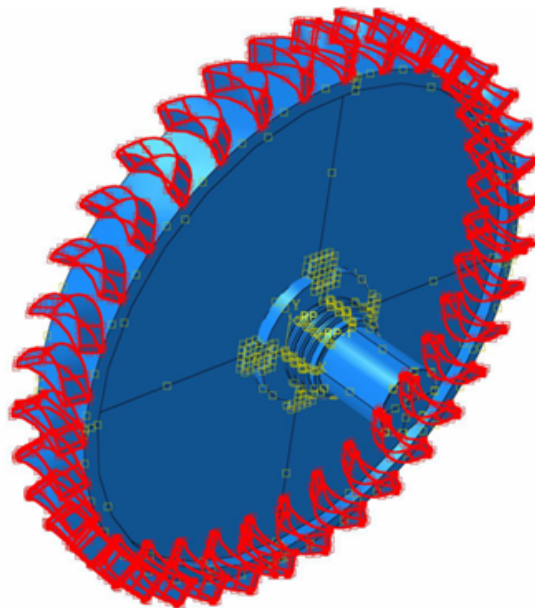


Figura 3.26: Campo predefinido de temperaturas en los álabes de la microturbina.

3.3.6. Módulo Mesh

Se mallaron los elementos de la turbina, para el caso mecánico con tipo de elemento C3D8 y para el caso termomecánico con tipo de elemento C3D4T. El tipo de mallado para el eje fue un mallado libre tetraédrico dada la complejidad de su geometría, con un tamaño de malla de 0.0048 . Para los pernos se eligió un mallado estructurado, hexaédrico con un tamaño de malla 0.005 y para el disco se seleccionó al igual que el eje un mallado libre tetraédrico con 0.0065 como tamaño de malla (Figura 3.27).

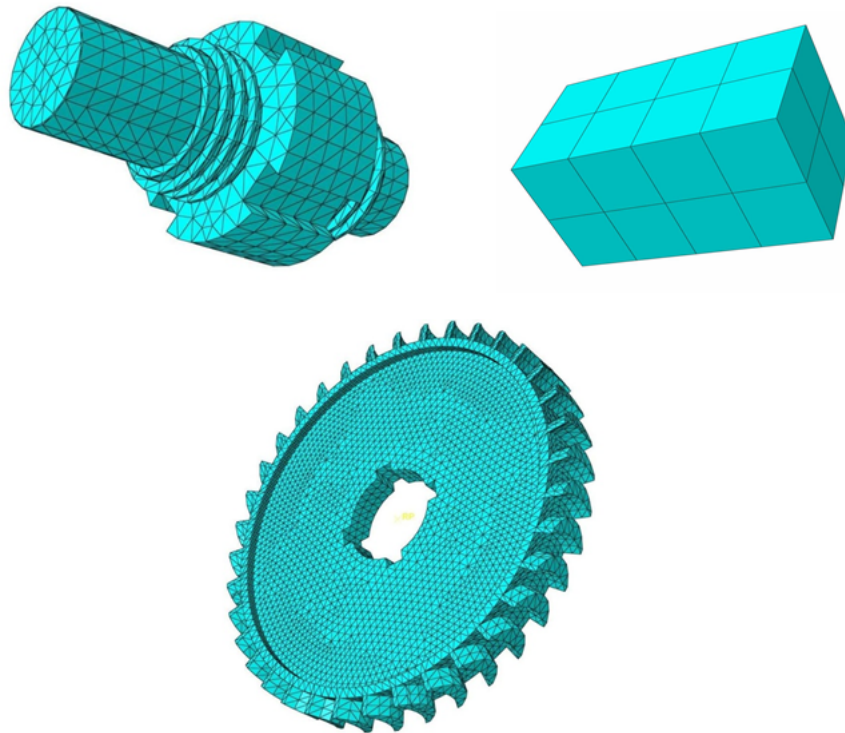


Figura 3.27: Mallado de los elementos de la microturbina.

Una vez terminados estos módulos se corrieron cada uno de los modelos de la microturbina descritos, obteniendo los resultados que se analizan en el siguiente capítulo.

Capítulo 4

Análisis de resultados

En este capítulo se analizarán los modelos en condiciones críticas de operación, es decir, no se tomara en cuenta el arranque de la turbina. Las curvas de tendencia presentes en las gráficas del capítulo presentan una zona de arranque debido al tiempo de inicio de cálculo de la simulación, pero igualmente la parte que se analiza es la parte estable de estas curvas.

4.1. Modelo A: Mecánico con propiedades teóricas de los materiales

En la Figura 4.1 se ilustra la distribución de esfuerzos en la microturbina resultado de completar un giro a las condiciones críticas con una velocidad de operación de 24000 rpm, apreciando a simple vista una concentración de esfuerzos entre los valores de 47 a 57 MPa en la zona límite del cambio de espesor entre el disco y los álabes, en las regiones internas entre álabes y en casi toda la superficie del eje en contacto con el rotor.

Los esfuerzos del orden de 57 MPa están situados por encima del esfuerzo de cedencia de la PPSU de 55 MPa, lo que demuestra que en estas zonas se presentaría la falla, debido tan solo a la combinación de las cargas dinámicas cíclicas y presión de vacío ejercida sobre los elementos internos de la microturbina.

Como ya se había mencionado en el eje se presenta una concentración de esfuerzos elevada, esto debido a que el material de éste (aluminio) es el más rígido de todos los elementos, casi 20 veces más que el material utilizado en los pernos y el rotor, es por esto que los esfuerzos producto de las cargas centrifugas se transfieren hacia el eje, además de que en esta región es donde se encuentran las restricciones de movimiento.

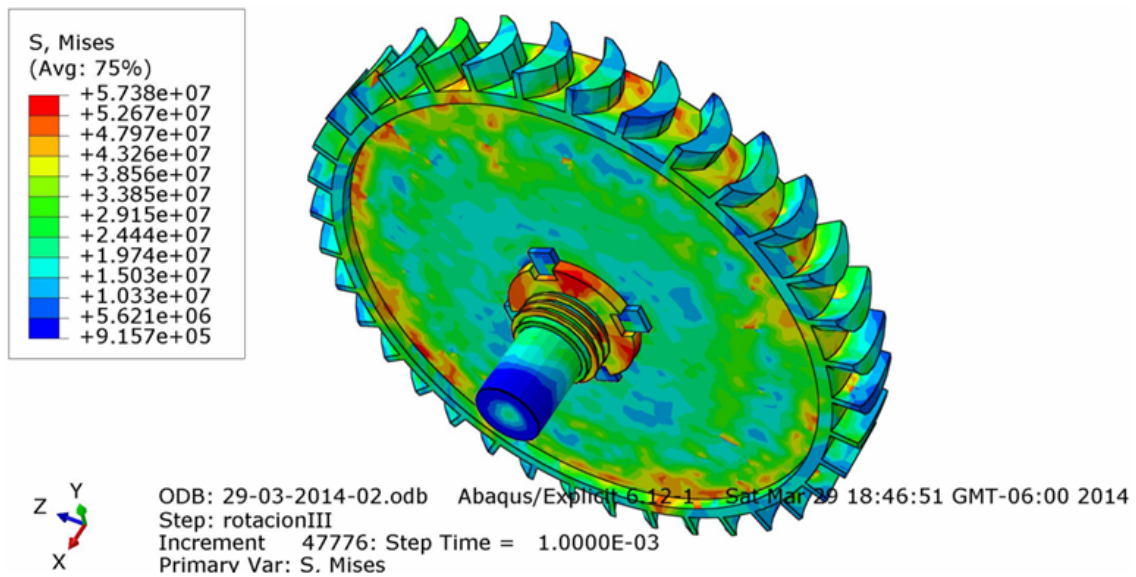


Figura 4.1: Esfuerzo de Von Mises del modelo A.

Analizando los pernos no existe una concentración alta de esfuerzos en ellos como se hubiera esperado, teniendo valores máximos de esfuerzo de 33 MPa, esto debido a que las cargas dinámicas se transfieren al eje de aluminio. Recordando los parámetros del diseño, se propuso la menor resistencia del material a los pernos, para que estos funcionaran como fusibles en el disco de la turbina y así no se tuviera que reemplazar toda la estructura, sin embargo, estos se mantienen por debajo de su esfuerzo de cedencia (aproximadamente 45 MPa). El esfuerzo esperado en los pernos debería de estar muy cerca del de cedencia mientras que en los demás elementos cerca del 50 % del valor de cedencia, esto para asegurar que solo los pernos fallen.

Con esto se puede decir a primera instancia que el diseño analizado no es el indicado para el propósito del proyecto. Otro punto a resaltar es, que para que los pernos cumplan con su función tendrían que fallar los cuatro al mismo tiempo, lo cual es poco probable, además de que el material empleado para su fabricación primero se deformaría plásticamente antes de fracturarse. Por otro lado, si llegara a fallar tan solo uno, este ocasionaría a esas velocidades un desbalanceo en toda la maquina produciendo un máximo de vibraciones que llevaría a la pérdida total de la microturbina.

En la Figura 4.2 se muestran los nodos representativos de las partes críticas de la microturbina, analizando un nodo cerca del cambio de espesor del disco del rotor, otro en el centro de un perno y finalmente uno en el eje cerca de la zona con mayores niveles de esfuerzos, esto con el fin de comparar de manera gráfica el comportamiento de estos elementos a lo largo del giro. En la Figura 4.3 se muestran las curvas resultantes de la simulación, generando líneas de tendencia sobre ellas para tener una mejor visualización de su comportamiento.

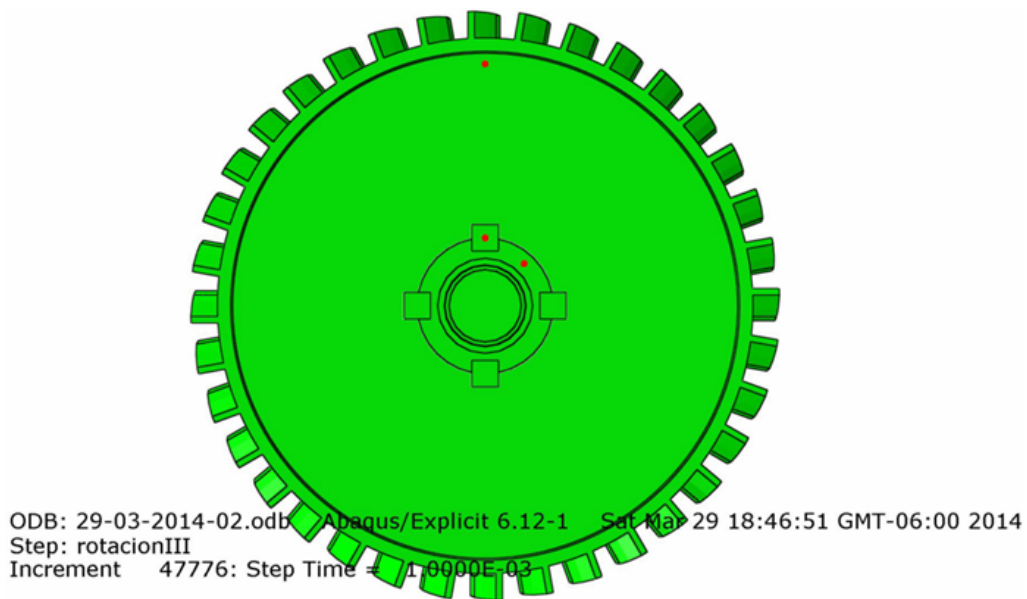


Figura 4.2: Nodos seleccionados para la generación de la gráfica Esfuerzo-Tiempo.

En la Figura 4.3 se observa que para los pernos el esfuerzo promedio que alcanza a lo largo del tiempo es de 15 MPa, para el eje el valor es de 50 MPa y para el rotor de 45 MPa; esto para observar claramente el promedio de los esfuerzos que se presentan en el modelo, dado que a lo largo del tiempo estos valores van oscilando y alcanzan máximos.

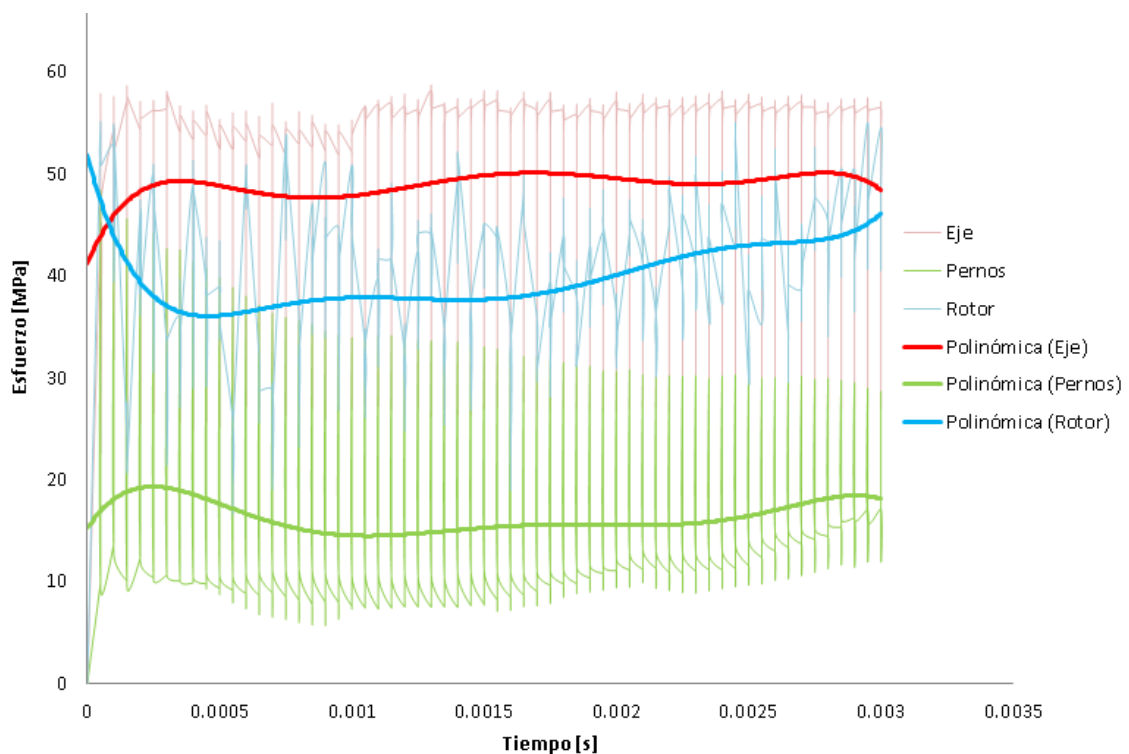


Figura 4.3: Esfuerzo-Tiempo del modelo A.

La Figura 4.4 muestra las deformaciones máximas a lo largo de toda la superficie de la microturbina, visualizándose una mayor deformación en la zona cercana a los álabes con valores extremadamente elevados debido a que es superado el esfuerzo de cedencia, lo que indica, de acuerdo a la Figura 3.16, que en ese estado de deformación el rotor fallaría.

Por otro lado, la deformación es casi nula en el eje y pernos de la microturbina, esto debido nuevamente a las propiedades mecánicas superiores del aluminio comparadas con las de la PPSU¹ y PMMA² además de ayudar al material de los pernos funcionando como un refuerzo frente a la deformación.

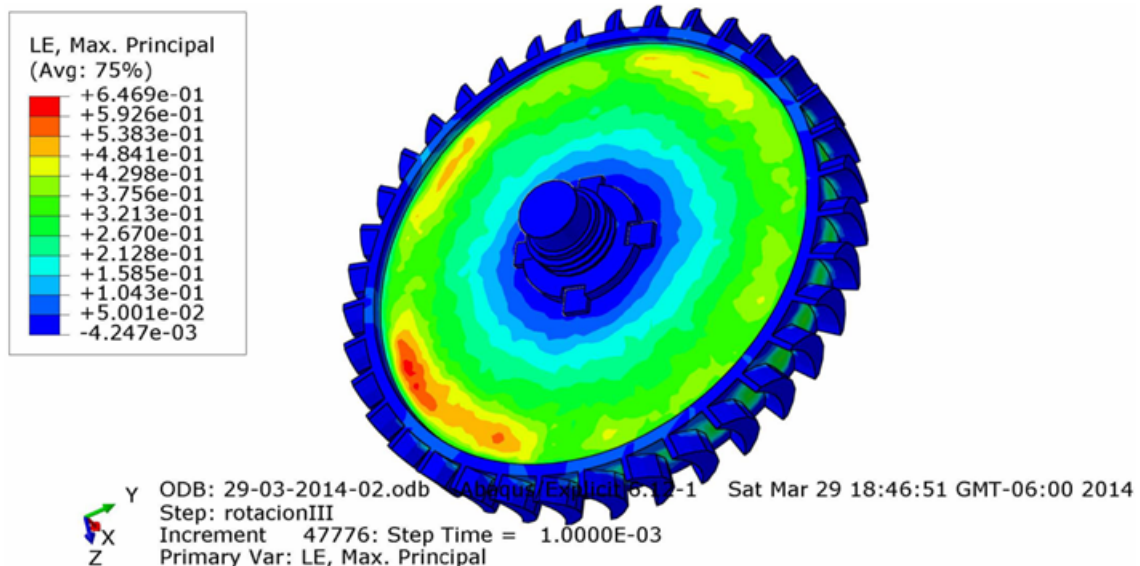


Figura 4.4: Deformación máxima en el modelo A.

La mayor deformación se presenta en la zona con la menor sección transversal del disco y no en la sección de los álabes, lo que sugiere que el cambio de sección en el diseño perjudica la zona más delgada del disco.

Para la Figura 4.5 se tomaron los mismos nodos de referencia que se muestran en la Figura 4.2, donde se comprueba que la zona con mayor deformación se presenta en el rotor con valores muy altos en comparación con el valor máximo de deformación que presenta el PPSU, esto sucede debido a la geometría cercana a los álabes.

¹Polifenilsulfona.

²Polimetilmetacrilato.

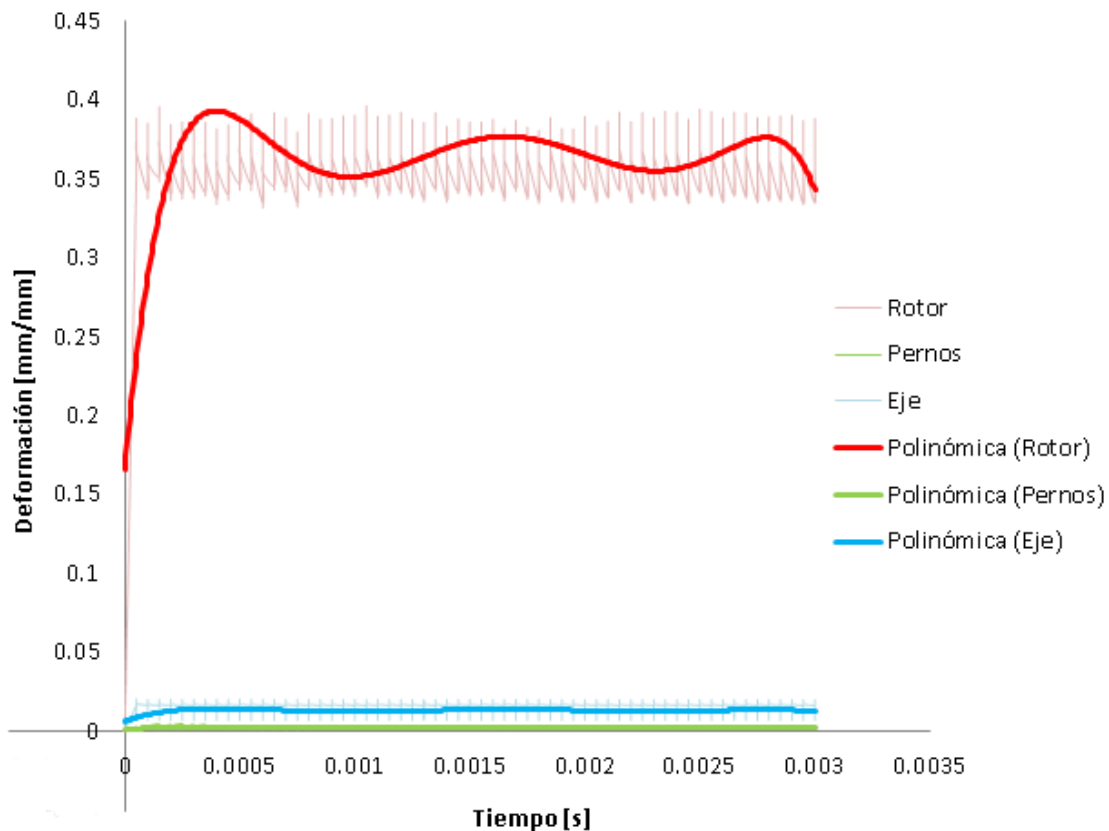


Figura 4.5: Deformación-Tiempo del modelo A.

Analizando la Figura 4.6 que corresponde a la relación de velocidades tangenciales en el plano YZ, esto con el fin de corroborar que la microturbina durante la simulación conservaba la velocidad de operación, se realizó un gradiente de velocidades que corresponde a 4 puntos desde la superficie superior de los alabes del rotor hasta llegar a aproximarse al centro del eje de la microturbina (Figura 4.7).

Los resultados se muestran en la Figura 4.8 donde la máxima velocidad alcanzada corresponde a 277.1 m/s que dividido entre el radio comprendido desde ese punto al centro del rotor (0.11m) da 2519.1 rad/s valor que se aproxima mucho a velocidad angular puesta como condición en la simulación de 2513.27 rad/s.

Si se realiza el mismo cálculo para las velocidades restantes en la gráfica se aprecia que la velocidad angular se conserva.

El comportamiento de las gráficas de velocidad tangencial es del tipo senoidal dado que durante el giro de la microturbina la dirección de la velocidad se hace máxima en uno de los ejes mientras que en el otro se hace mínima y así va oscilando.

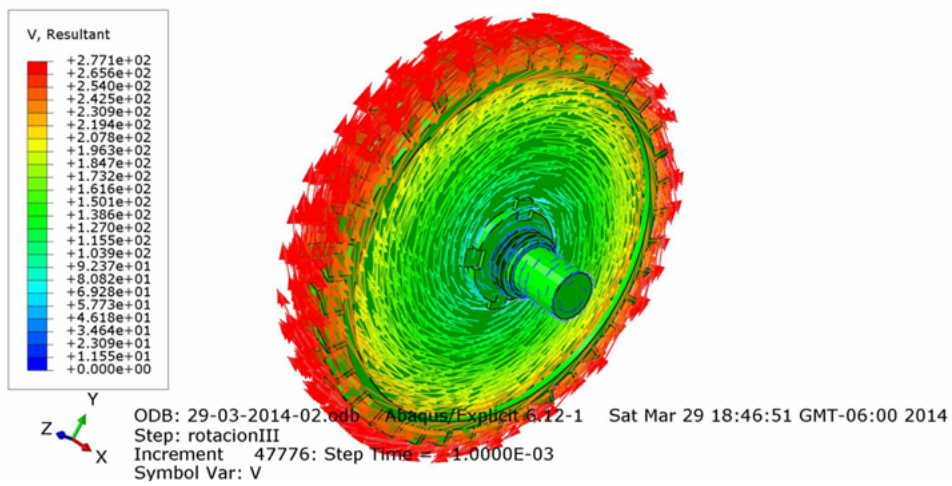


Figura 4.6: Velocidades resultantes del modelo A.

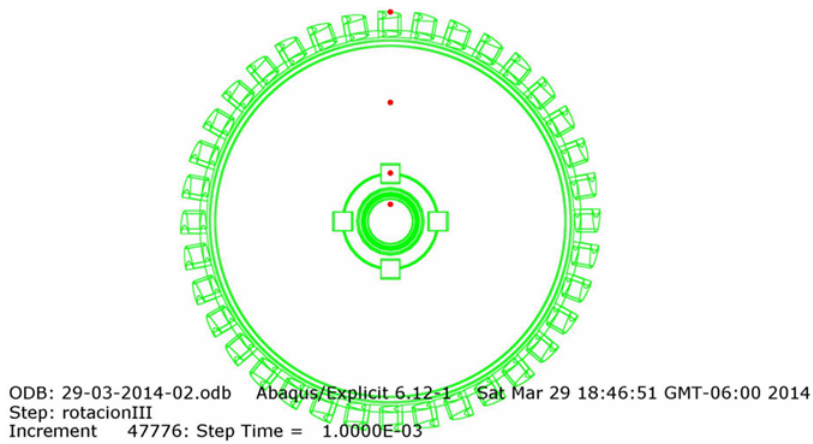


Figura 4.7: Nodos seleccionados para la generación de las curvas de Velocidad-Tiempo.

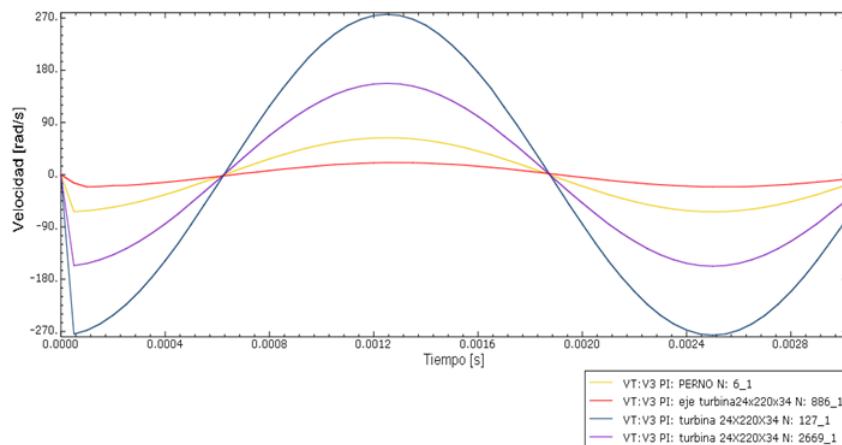


Figura 4.8: Velocidades tangenciales en el eje Z del modelo A.

4.2. Modelo B: Mecánico con propiedades experimentales de la PPSU

En el modelo B la distribución de esfuerzos en todo el disco es más uniforme que en el modelo A y disminuye el nivel de esfuerzos en éste, sin embargo el esfuerzo de cedencia experimental para la PPSU en este caso sigue estando en el límite permitido (43 MPa), Figura 4.9. En este modelo con datos experimentales del material, es en el eje al igual que en el modelo A donde se presenta la mayor concentración de esfuerzos aunque, en este caso el valor numérico es mayor, estando muy cerca del esfuerzo de cedencia del aluminio de 60 MPa.

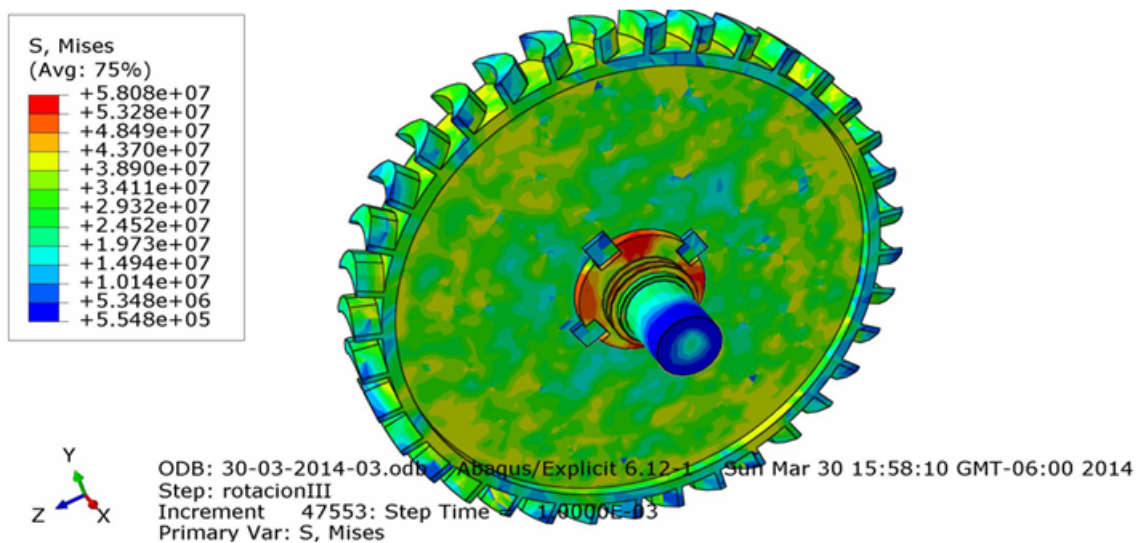


Figura 4.9: Esfuerzo de Von Mises del modelo B.

En el rotor, como ya se mencionó, la distribución de esfuerzos es más uniforme lo que provoca que en este caso desaparezcan los concentradores de esfuerzo en la sección de cambio de espesor del mismo, esto debido a que la rigidez del material experimental es mayor que la del teórico, aunque su resistencia sea menor, sin embargo el valor de los esfuerzos permanecen en el límite de cedencia del material 43 MPa, lo cual al igual que en el modelo A implica la falla de la turbina.

Analizando los pernos, en estos se vuelve a presentar el mismo comportamiento que en el modelo A, pues no existe una concentración alta de esfuerzos en ellos como se hubiera esperado y también se mantienen por debajo de su esfuerzo de cedencia debido a la transferencia de cargas hacia el eje, lo que sigue indicando que no cumplen su función como fusibles dentro de la microturbina.

La Figura 4.10 representa los niveles de esfuerzo a lo largo de una revolución en condiciones críticas de operación de la microturbina, analizando los mismos nodos que en la Figura 4.2.

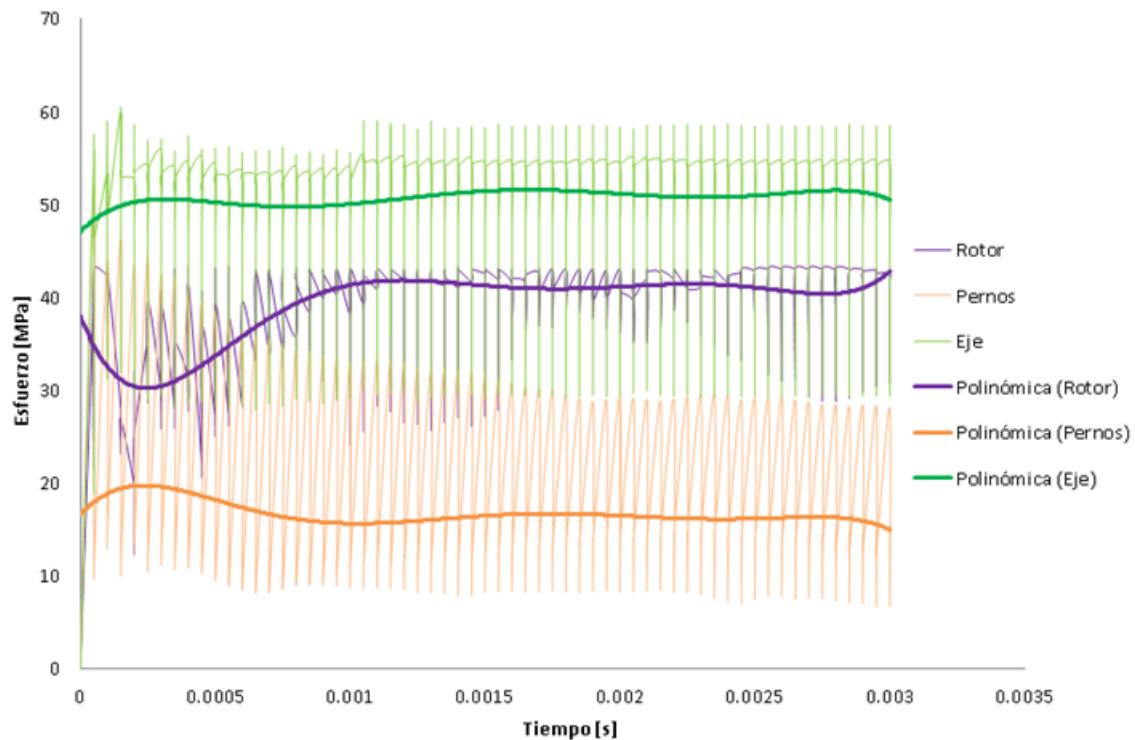


Figura 4.10: Esfuerzo-Tiempo del modelo B.

De la Figura 4.10 se corrobora que los esfuerzos máximos se encuentran en el eje y estos tienden a 50 MPa, este valor es el promedio conforme avanza el tiempo.

En el rotor los niveles de esfuerzos al inicio oscilan, sin embargo llegan a converger a un valor aproximado de 43 MPa (esto debido al transitorio en la simulación), dicho valor coincide con el límite de cedencia del material (PPSU) y dado el comportamiento frágil de este, es donde posiblemente falle durante su operación.

Por otro lado, analizando el perno, este tiende a disminuir sus niveles de esfuerzo a lo largo del tiempo, hasta llegar a converger a un valor de 15 MPa, dicho valor está muy por debajo de su límite de cedencia, por lo que en operación los pernos difícilmente fallarían.

La Figura 4.11 muestra las deformaciones máximas a lo largo de toda la superficie de la microturbina, visualizándose una mayor deformación en el área del disco con menor espesor cercana a los alabes del rotor, esto se hace más evidente con respecto al modelo A y se vuelve a demostrar que esta es la posible zona principal de falla del disco. La deformación presente en el eje sigue siendo casi nula.

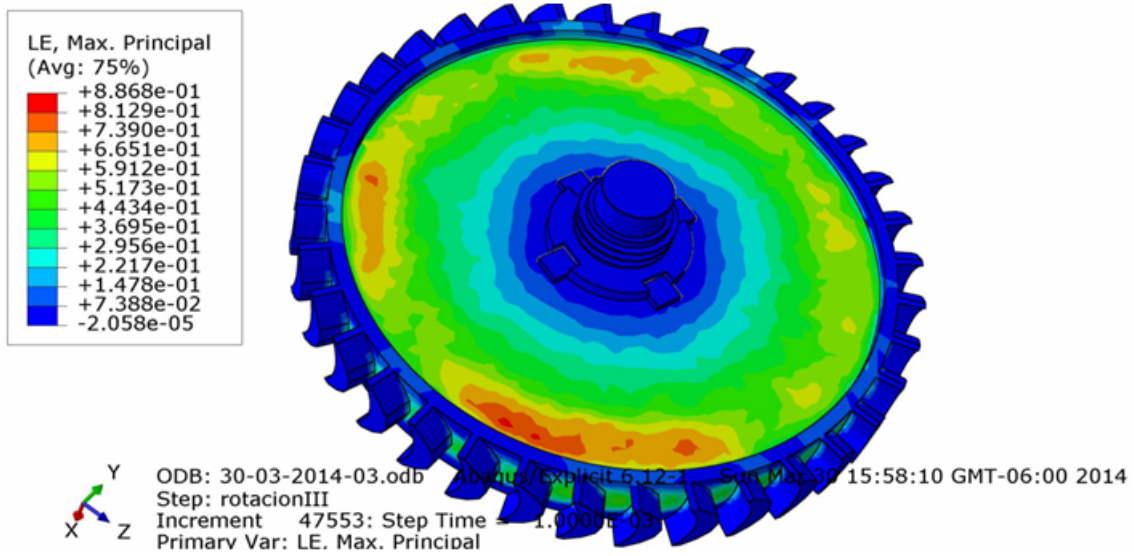


Figura 4.11: Deformación máxima del modelo B.

En la Figura 4.12 se ilustran los estados de deformación de las principales zonas críticas en la microturbina retomando los nodos del modelo A. La curva de color azul correspondiente al rotor donde se presenta la mayor deformación, se ilustra que oscila entre valores por encima de los obtenidos en las pruebas de tracción realizadas a las probetas, corroborando la falla en esa zona en específico.

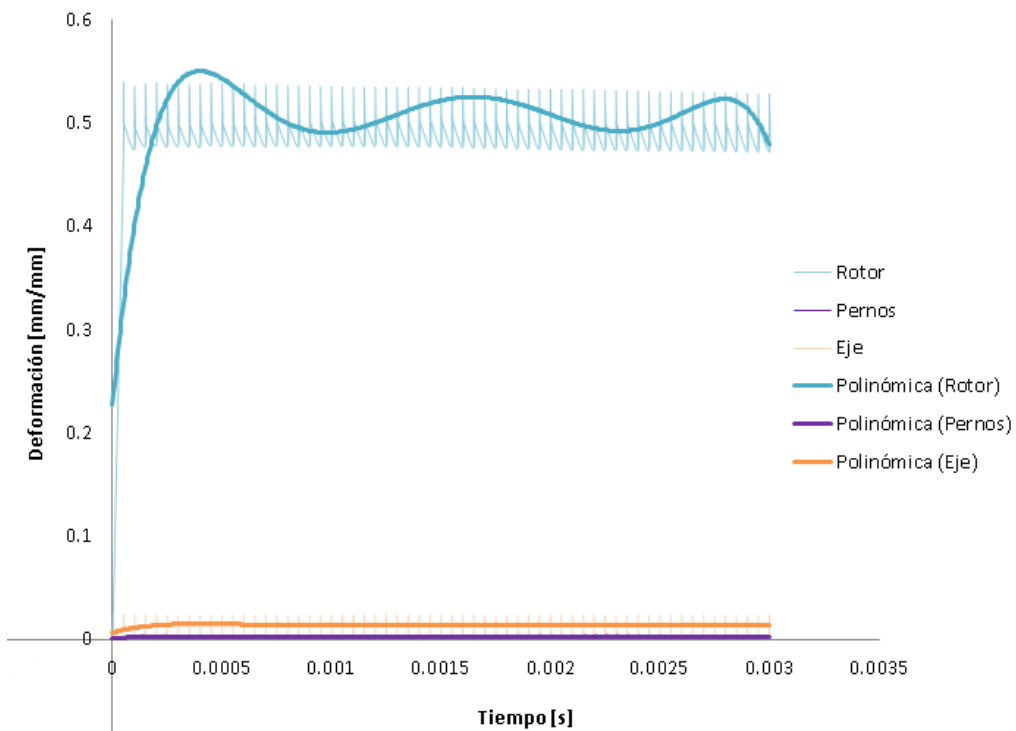


Figura 4.12: Deformación-Tiempo del modelo B.

Lo que corresponde al eje y el perno, sus valores de deformación oscilan muy poco y se mantienen en el rango de deformación elástica. En este caso los pernos son los elementos que menos se deforman debido a que se transfiere casi toda la carga dinámica hacia el eje, de lo cual se puede decir después de analizar las Figuras 4.5 y 4.12 que el propósito de ellos dentro del diseño no es el correcto, pues nunca van a funcionar como fusibles en condiciones críticas de operación.

En la Figura 4.13 se muestran las velocidades tangenciales, tomando los mismos nodos del modelo A (Figura 4.7) para la generación de la gráfica de la Figura 4.14, con el fin de asegurar de que el modelo B gire a la velocidad de operación, lo que se corrobora.

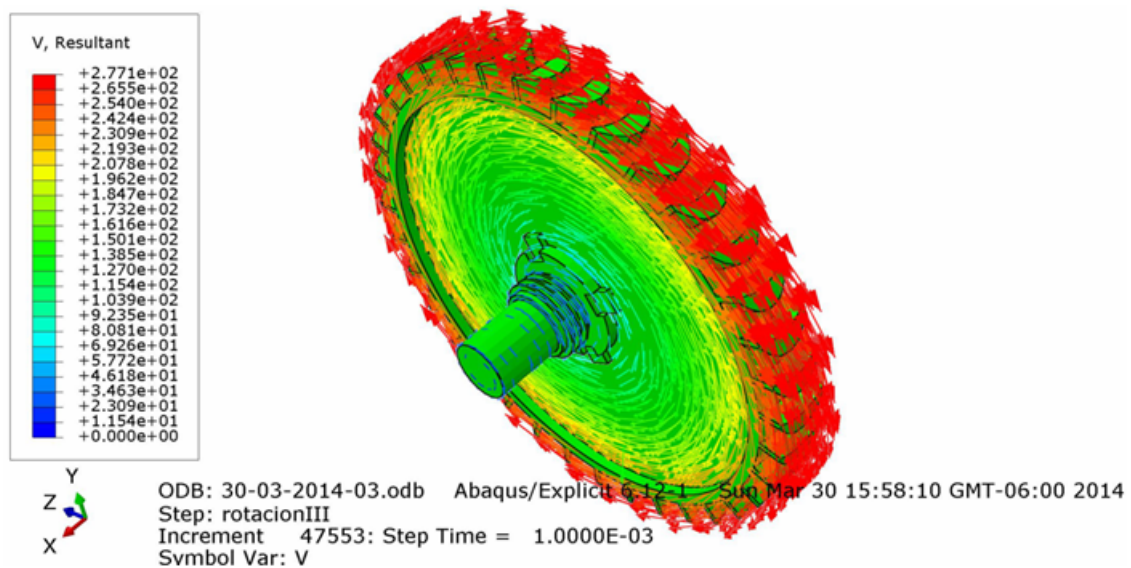


Figura 4.13: Velocidades resultantes del modelo B.

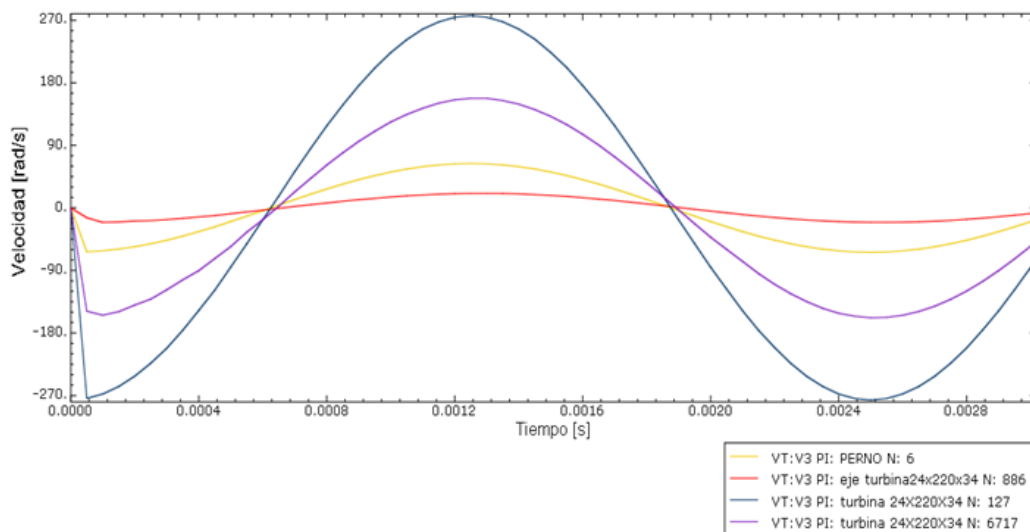


Figura 4.14: Velocidades tangenciales en el eje Z del modelo B.

4.3. Modelo C: Térmico con condición inicial de temperatura uniforme en toda la microturbina de 45.81°C.

La distribución de esfuerzos en el modelo C se muestra en la Figura 4.15, visualizando que el esfuerzo máximo reportado en este es mayor un 18 % aproximadamente con respecto a los modelos A y B.

Considerando que el esfuerzo de cedencia de la PPSU a la temperatura descrita es de 70 MPa, el rotor se encuentra al límite de su resistencia en las zonas cercanas a los pernos, mientras que los pernos se deforman plásticamente debido a que su esfuerzo de cedencia es de 23 MPa aproximadamente.

La concentración de esfuerzos se enfoca en el área del disco con menor espesor oscilando en la sección media del rotor. A diferencia de los modelos A y B, la zona de cambio de espesor del rotor no es tan afectada, desplazando los concentradores de esfuerzos hacia el centro, esto debido al efecto de la temperatura en la turbina.

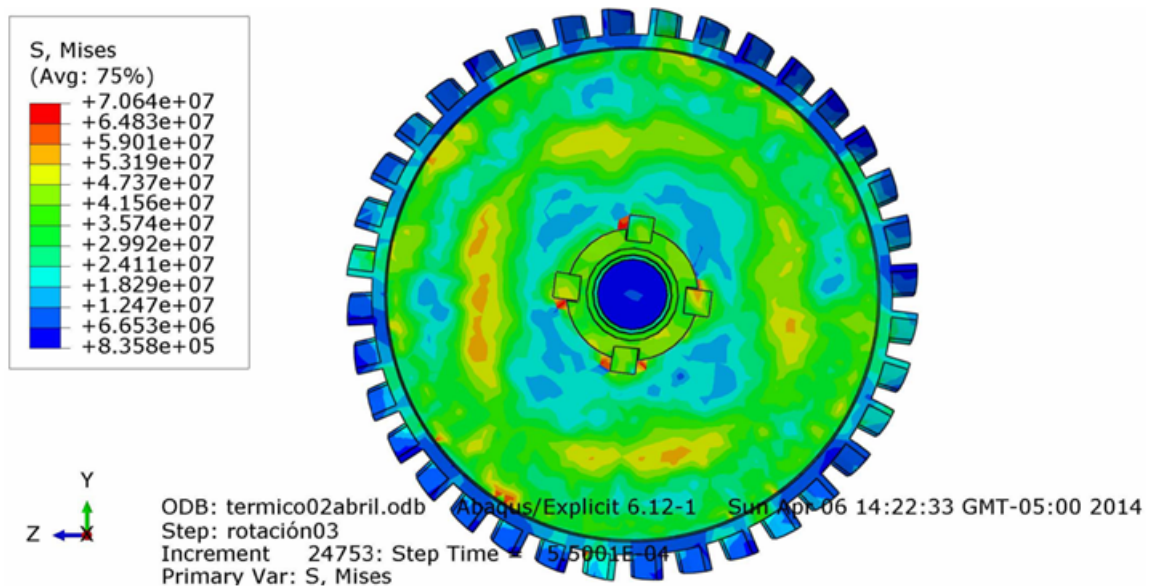


Figura 4.15: Esfuerzo de Von Mises del modelo C.

Para la generación de las curvas de esfuerzo-tiempo se agregó un nodo de referencia en el rotor, justo en la interacción con los pernos, dado que en este modelo se observan concentraciones de esfuerzos en dicha zona.

Los demás nodos siguen siendo los mismos que se utilizaron para los modelos mecánicos como se aprecia en la Figura 4.16.

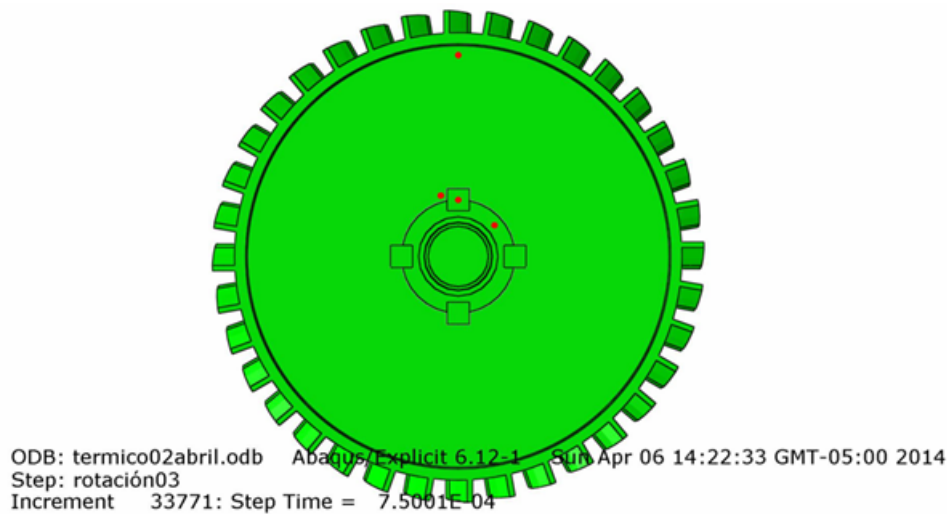


Figura 4.16: Nodos seleccionados para la generación de la gráfica Esfuerzo-Tiempo del modelo C.

En la Figura 4.17 se observa que la tendencia de esfuerzos en los pernos alcanza valores mayores de 47 MPa provocando su deformación plástica. Las curvas de tendencia del eje y el rotor se mantienen por debajo de su esfuerzo de cedencia, sin embargo los valores que se muestran en dicha grafica se utilizan solo como un método de visualización del comportamiento, dado que son valores promedio y en el caso del segundo nodo del rotor (*Rotor int.*) este valor está aproximadamente un 50 % alejado de la descripción del comportamiento previamente analizado en la Figura 4.15.

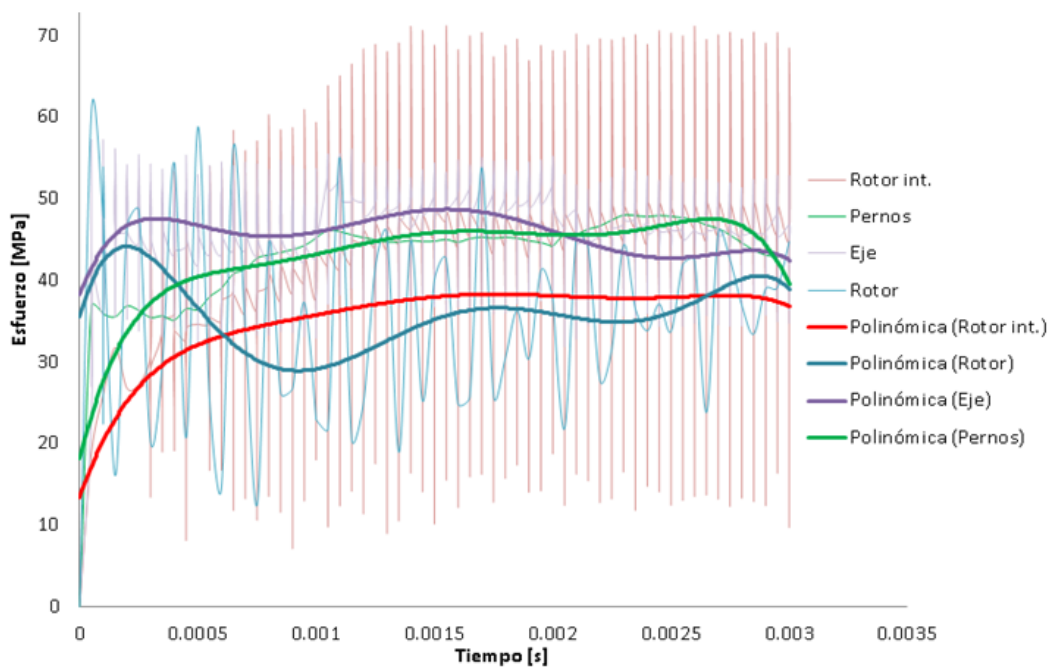


Figura 4.17: Esfuerzo-Tiempo del modelo C.

La Figura 4.18 muestra las deformaciones máximas a lo largo de toda la superficie de la microturbina, visualizándose una mayor deformación en la zona cercana a los álabes al igual que en los modelos A y B.

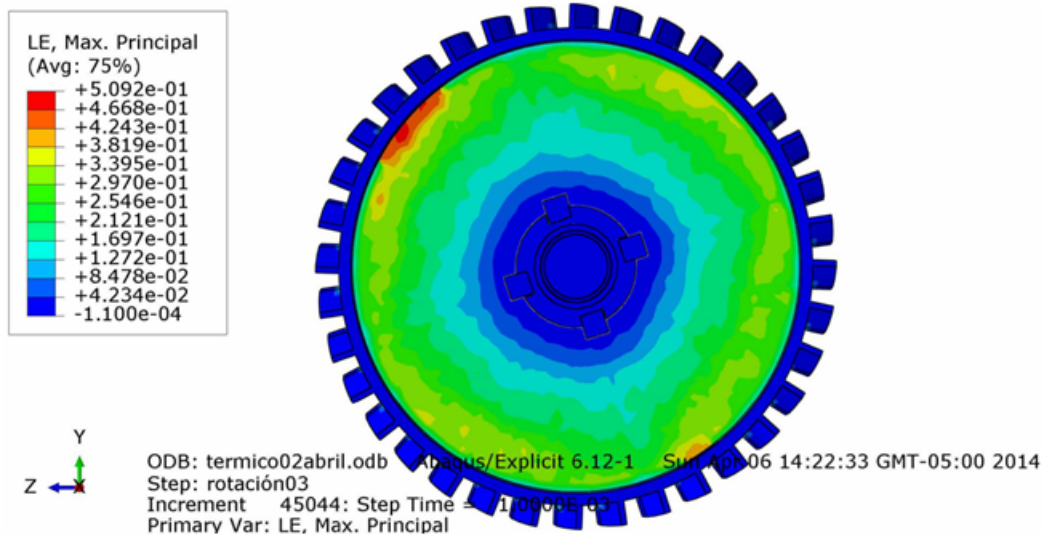


Figura 4.18: Deformación máxima del modelo C.

En la Figura 4.19 analizando los mismos nodos que de la Figura 4.16, se observa que la mayor deformación se presenta en el rotor, corroborando con los anteriores modelos, que el material utilizado en este caso no es el adecuado, dado los valores elevados.

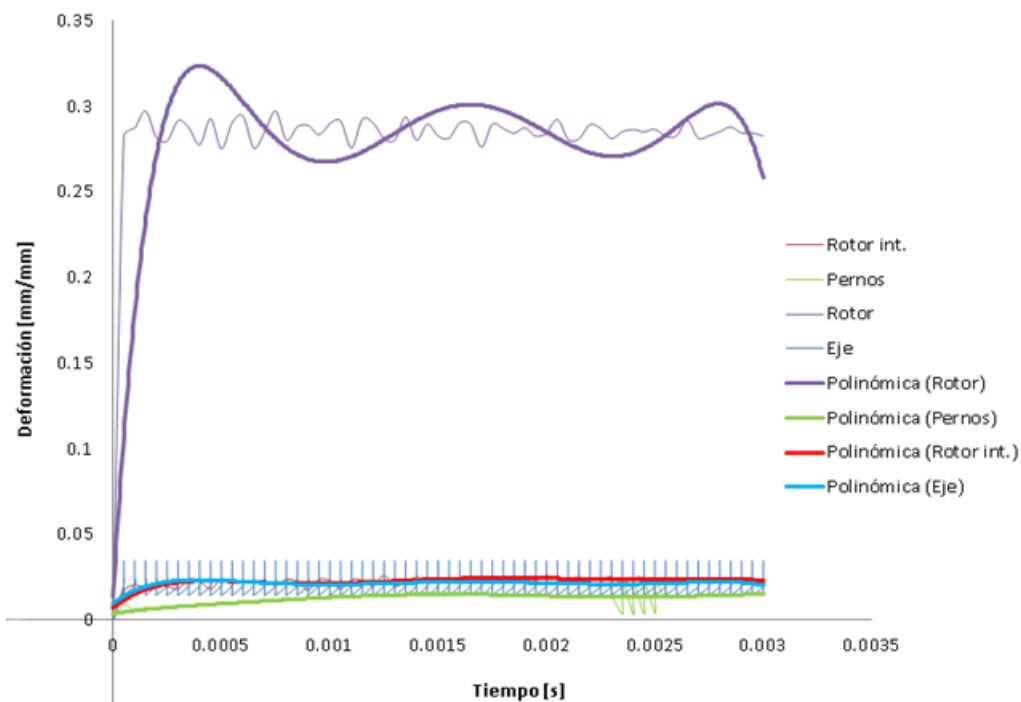


Figura 4.19: Deformación-Tiempo del modelo C.

Para la Figura 4.20 se toman los nodos de la Figura 4.7, esto se hace igualmente para corroborar que el modelo este funcionando a la velocidad requerida. Las perturbaciones en la velocidad que se observan en la Figura 4.21 se deben a los gradientes de temperatura que se presentan en esta zona.

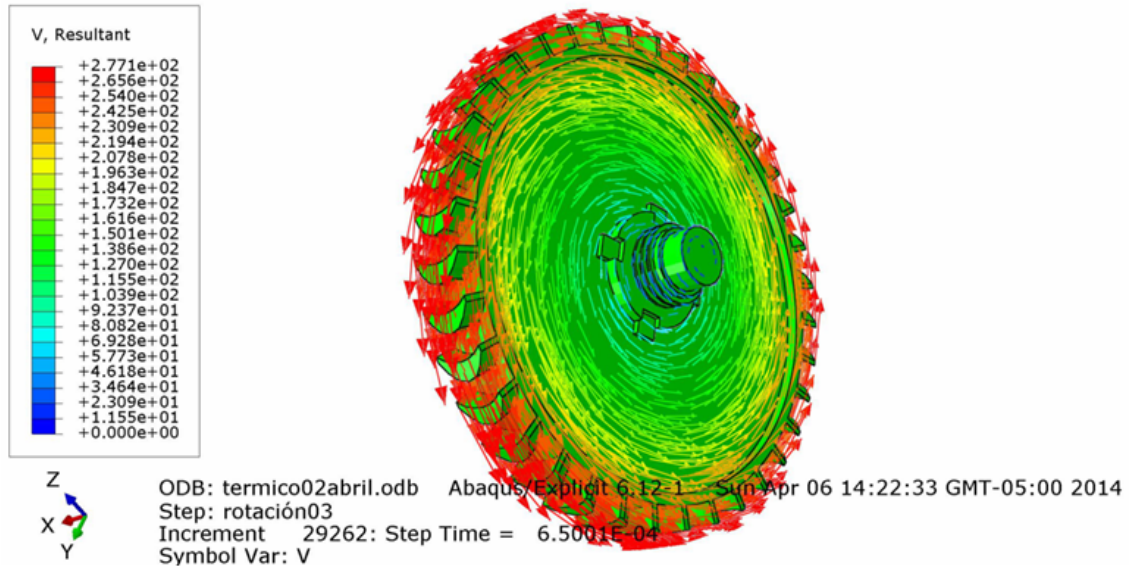


Figura 4.20: Velocidades resultantes del modelo C.

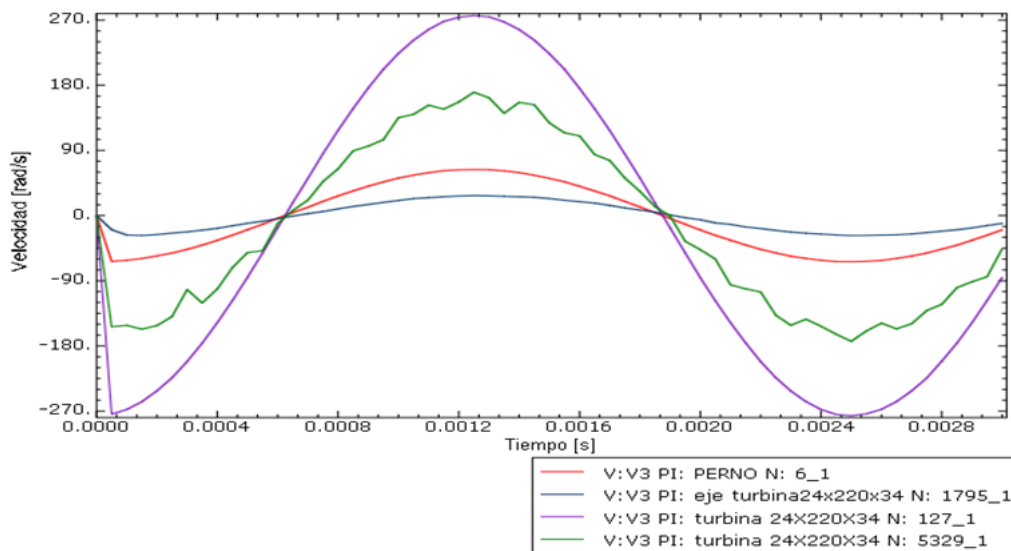


Figura 4.21: Velocidades tangenciales en el eje Z del modelo C.

En la Figura 4.22 se observa la distribución de temperaturas de la microturbina al completar una revolución, y aunque la condición de temperatura inicial es de 45.81 °C la temperatura aumenta debido, a la fricción producto de la alta velocidad de rotación, mostrándose el mayor incremento en la parte delgada del rotor hasta valores mayores a 66 °C.

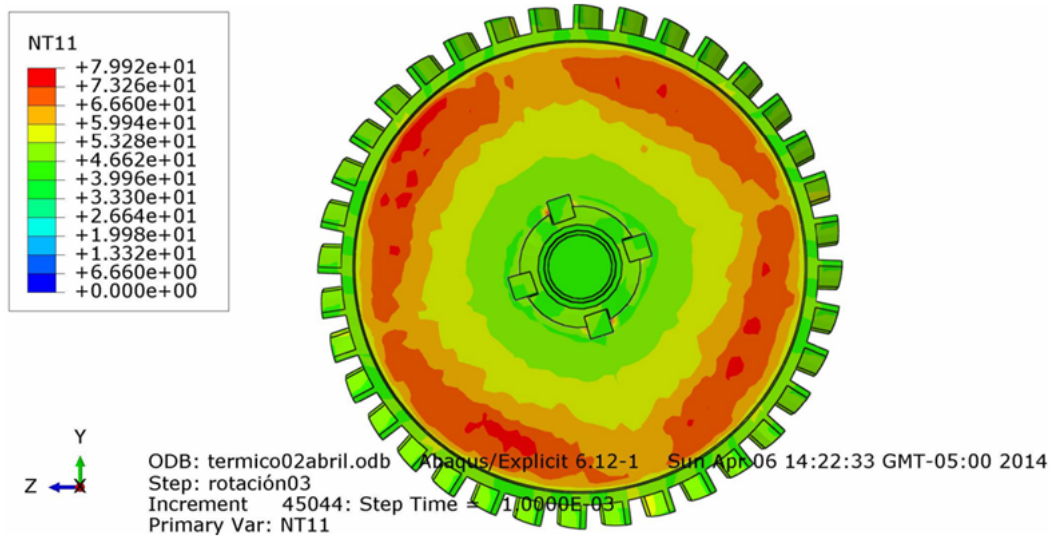


Figura 4.22: Distribución de temperaturas del modelo C.

A partir de los cambios de temperatura observados en la Figura 4.22 se seleccionan los nodos a utilizar (Figura 4.23) para la generación de la gráfica de la Figura 4.24.

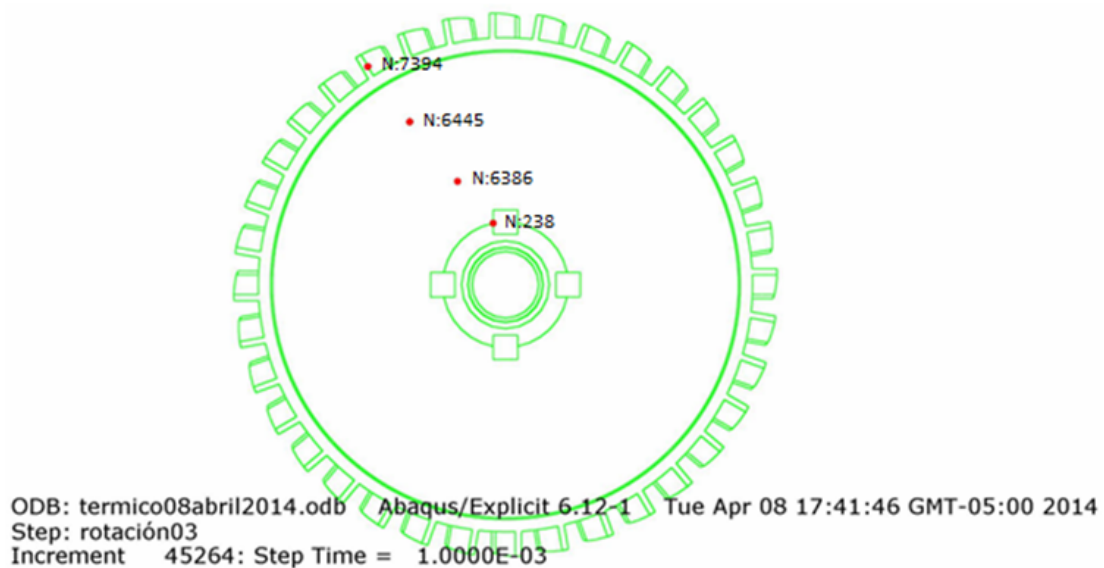


Figura 4.23: Nodos seleccionados para la generación de la gráfica Temperatura-Tiempo del modelo C.

En la Figura 4.24 se observa que hay un aumento de temperatura considerable en la zona de cambio de espesor (N:6445) de un 30% aproximadamente, esta zona es la más afectada debido a que la conductividad térmica del PPSU es muy baja y añadiendo que es una zona donde se tiene una menor masa con respecto a las demás, esta tiende a concentrar el calor.

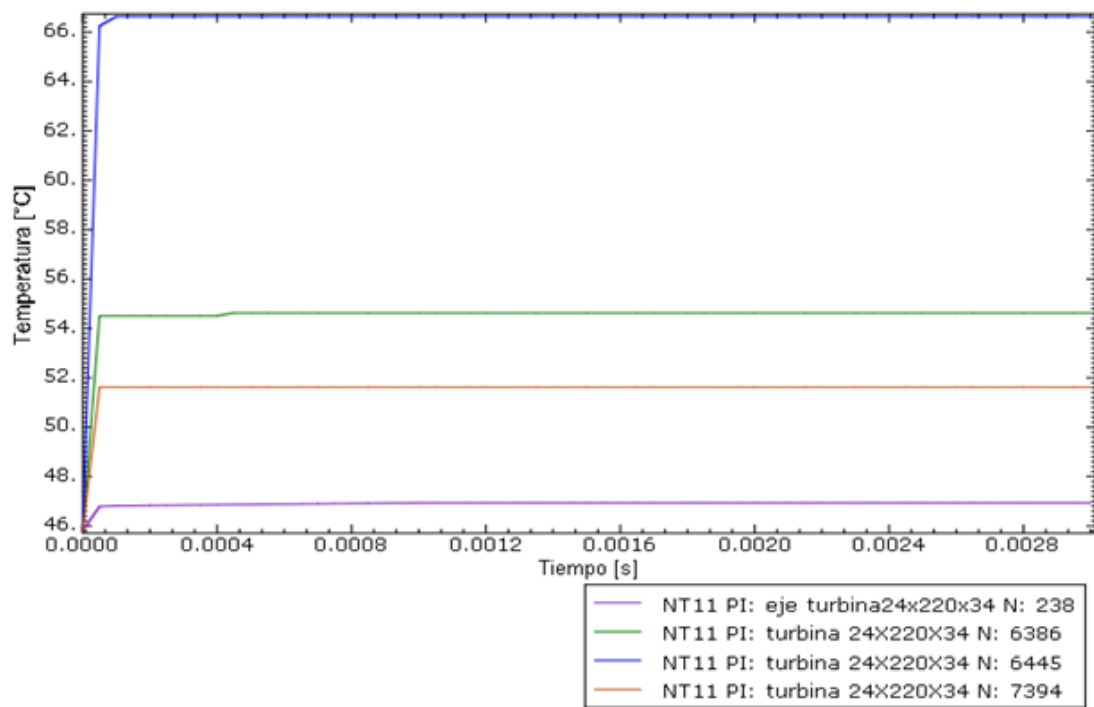


Figura 4.24: Temperatura-Tiempo del modelo C.

Este modelo se tomó como un sistema adiabático, es decir que el fluido de trabajo no intercambia calor con su entorno y además es isotérmico, (una vez que se pasa el transitorio) pues se asume que ya ocurrió la máxima transferencia de calor entre las piezas del sistema causando que la temperatura inicial sea de 45.81°C . La representación del sistema se observa en la Figura 4.25.

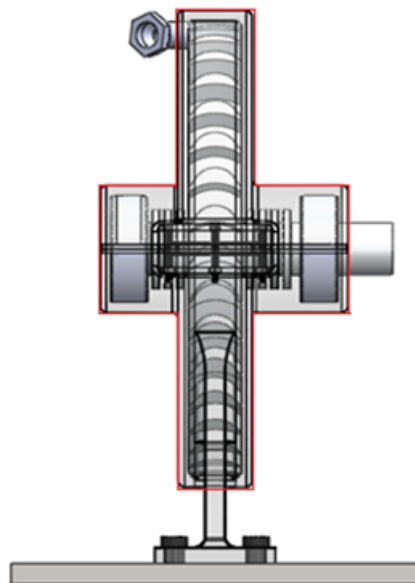


Figura 4.25: Representación de la microturbina como un sistema adiabático.

4.4. Modelo D: Térmico con condición inicial de temperatura en el anillo de álabes de 45.81°C y en los demás elementos de 25°C

En la Figura 4.26 se tiene que la mayor concentración de esfuerzos se encuentra en la zona de los pernos y en el contacto de los pernos con el rotor. Los valores en estas zonas rebasan los 70 MPa, valor que es mayor a los de cedencia de ambos materiales. Los valores de esfuerzo aumentan con respecto a los modelos anteriores debido a que en este modelo se agregan cargas térmicas debidos a la transferencia de calor entre las partes de la microturbina.

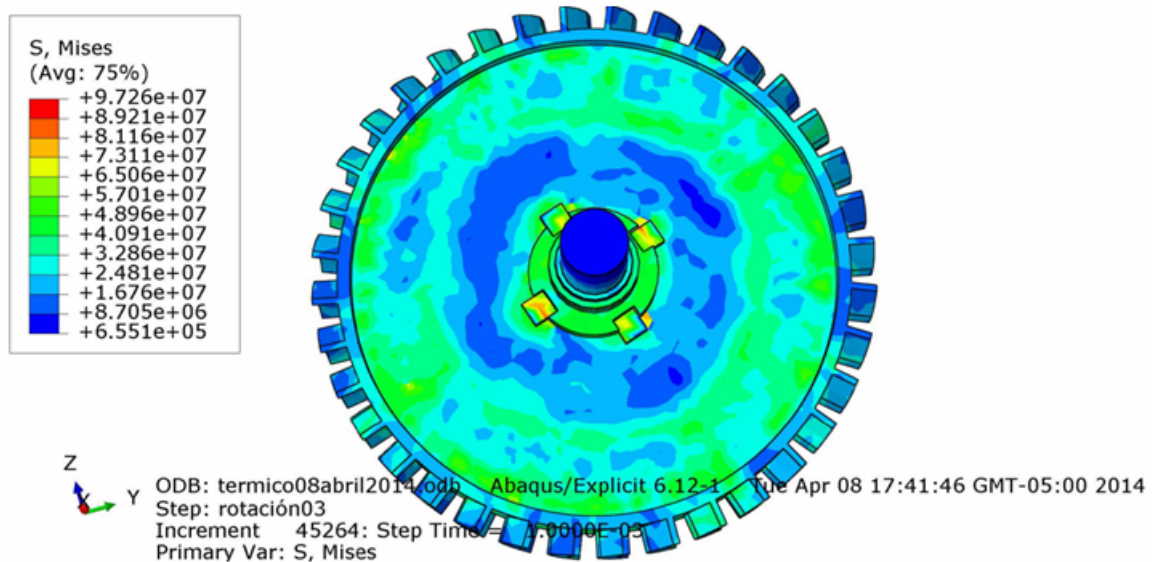


Figura 4.26: Esfuerzo de Von Mises del modelo D.

Para la generación de las gráficas de las Figuras 4.27 y 4.29 se utilizaron los nodos descritos en la Figura 4.16 del modelo C.

En la Figura 4.27 se observa que en los pernos es donde se encuentra la mayor concentración de esfuerzos con valores mayores a 60 MPa, al igual que en la Figura 4.17, la curva correspondiente al contacto entre el rotor y el perno (*Rotor int.*) presenta muchas oscilaciones debido a la interacción entre ambos elementos. Por otro lado en la Figura 4.29 se aprecia de nueva cuenta que el comportamiento de la deformación en los elementos sigue siendo el mismo que en los anteriores modelos, donde el rotor es el elemento más afectado de todos.

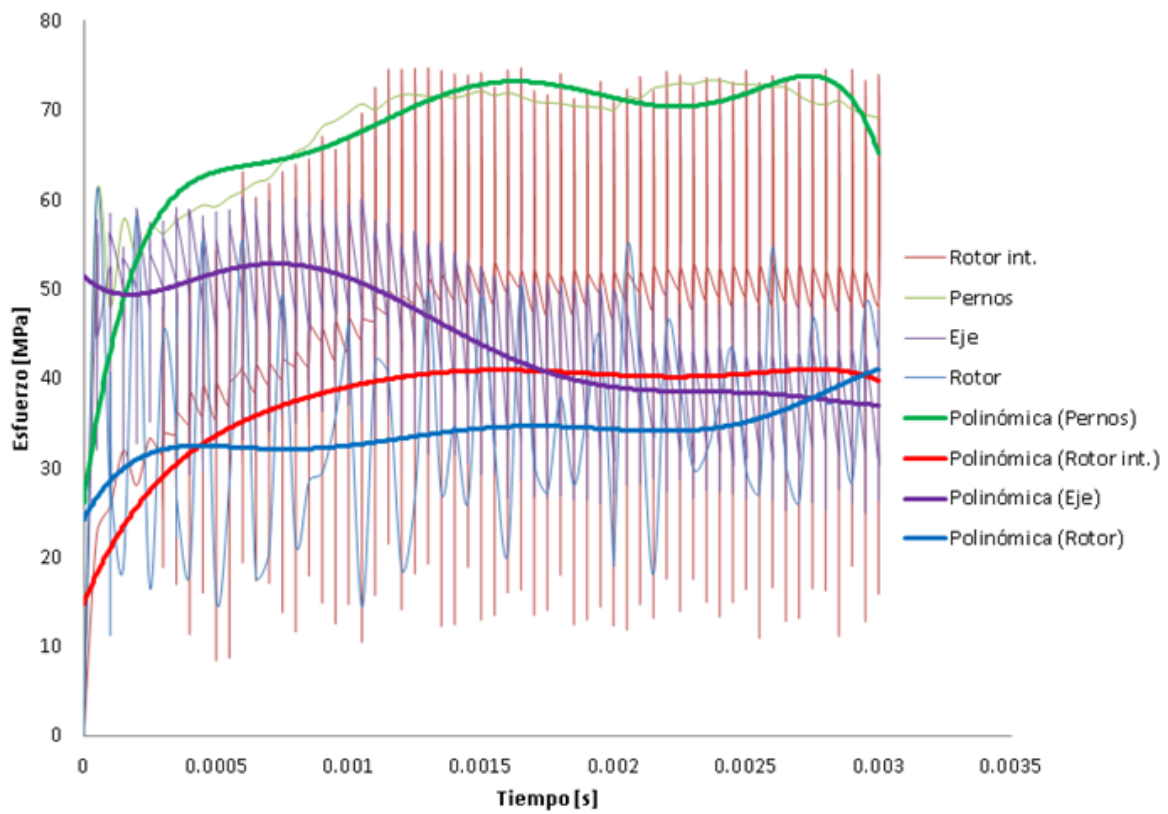


Figura 4.27: Esfuerzo-Tiempo del modelo D.

En la Figura 4.28 al igual que en el modelo C la mayor deformación se presenta en la zona de cambio de sección del disco de la turbina.

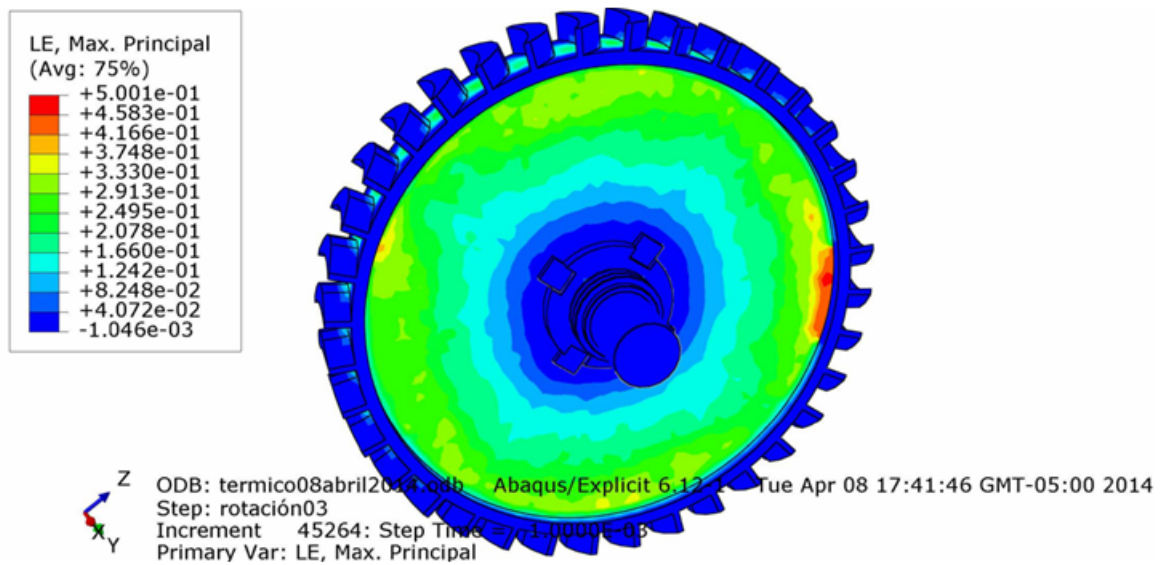


Figura 4.28: Deformación máxima del modelo D.

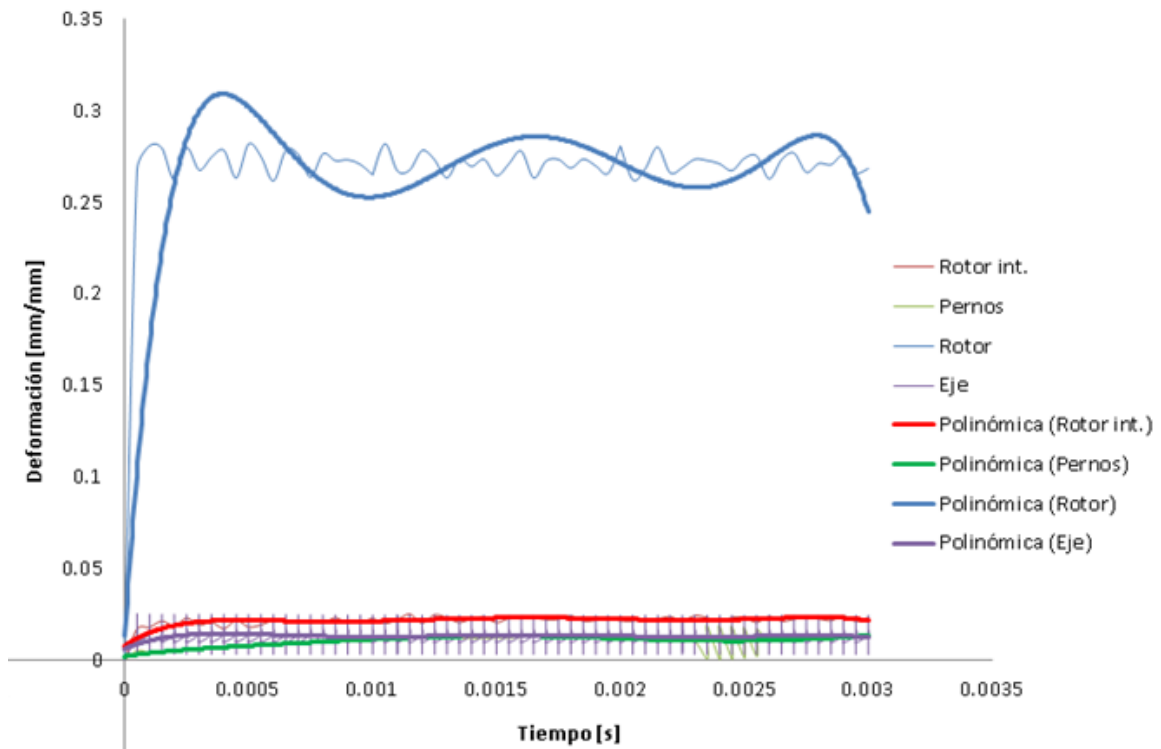


Figura 4.29: Deformación-Tiempo del modelo D.

Como manera de corroboración, al igual que en los demás modelos se generan las Figuras 4.30 y 4.31 donde se observa que la velocidad que se requiere es la que presenta el modelo. Los nodos que se utilizan son los mismos de la Figura 4.7.

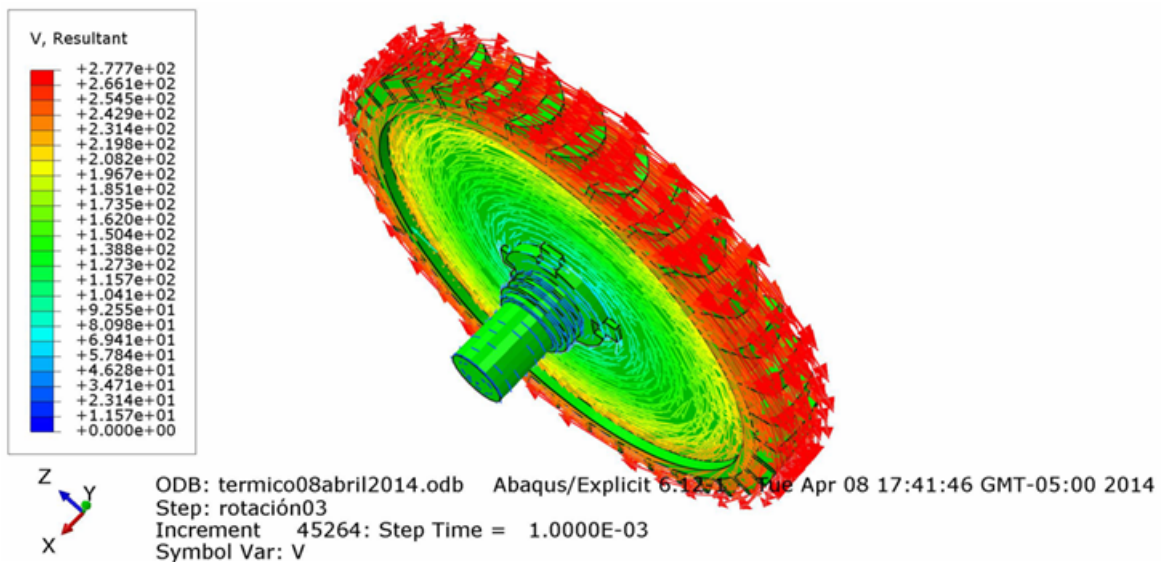


Figura 4.30: Velocidades resultantes del modelo D.

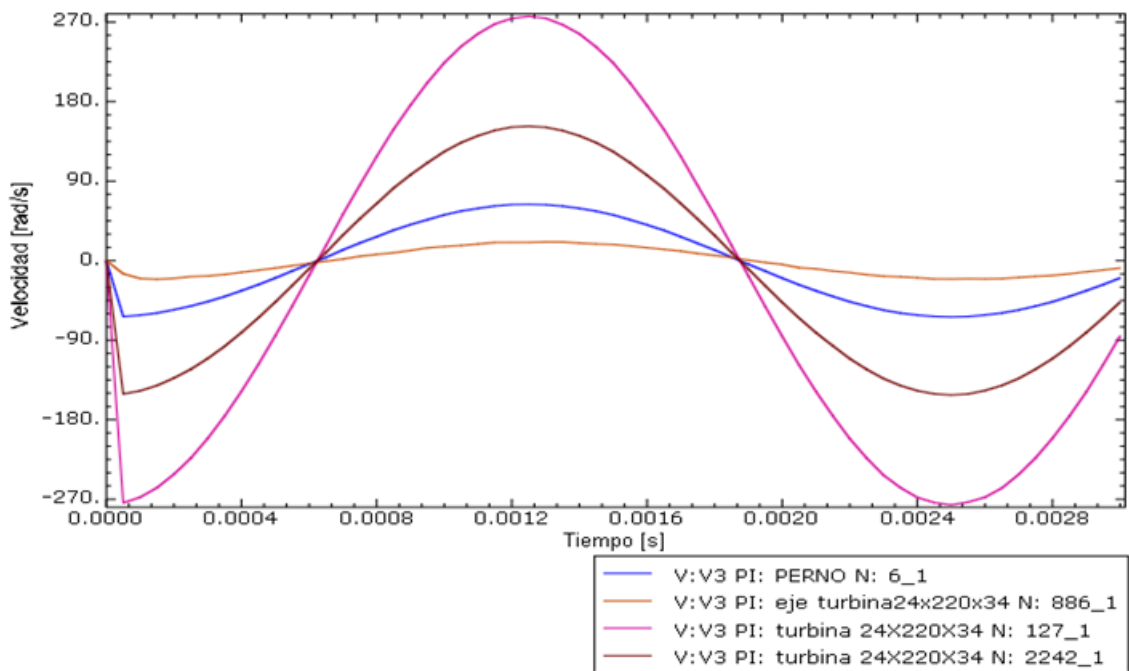


Figura 4.31: Velocidades tangenciales en el eje Z del modelo D.

Para la distribución de temperatura del modelo D se toman los nodos de la Figura 4.33. En la Figura 4.32 se observa que hay un aumento de temperatura en la zona de cambio de espesor, pero este cambio comparado con el del modelo C es menor, aproximadamente del 15 % además de que se visualiza una mejor distribución de las temperaturas.

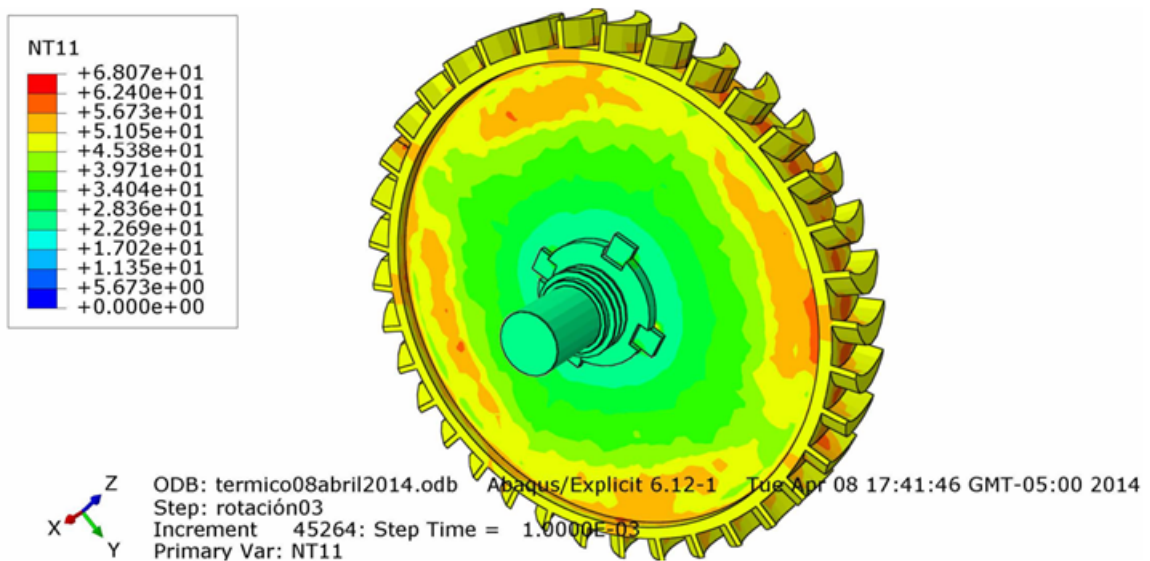


Figura 4.32: Distribución de temperaturas del modelo D.

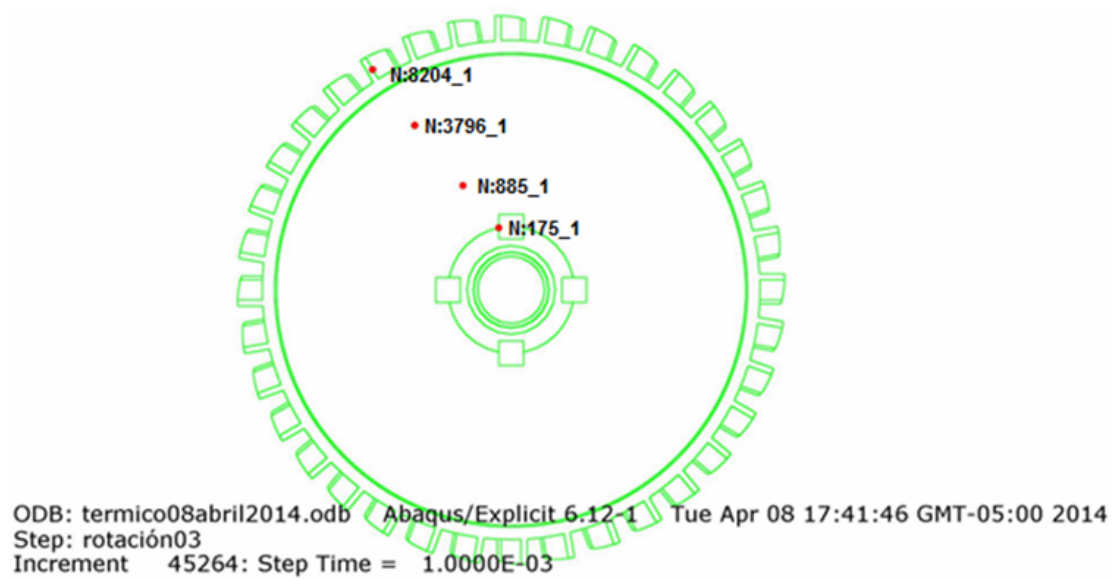


Figura 4.33: Nodos seleccionados para la generación de la gráfica Temperatura-Tiempo del modelo D.

En la Figura 4.34 generada a partir de los nodos representados en la Figura 4.33, se observa un periodo en donde los elementos aumentan su temperatura debido a las cargas térmicas producidas por la alta velocidad de rotación y las interacciones de contacto entre estos (fricción). Los elementos que inicialmente se encontraban en 25°C aumentan su temperatura conforme se acercan al elemento que inicialmente se encontraba en 45.81°C (el anillo de alabes), siendo la zona de cambio de espesor del disco la que más aumenta su temperatura en un 55 % respecto a su temperatura inicial.

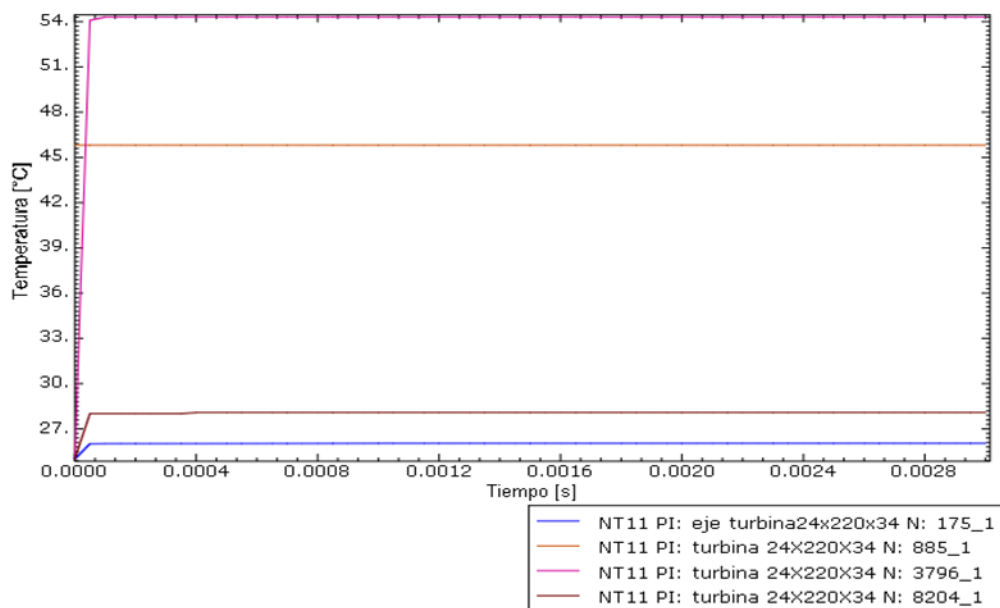


Figura 4.34: Temperatura-Tiempo del modelo D.

Capítulo 5

Conclusiones

Comparando los valores obtenidos en las 4 simulaciones con el valor calculado analíticamente del modelo simplificado del rotor, se encuentra un 30 % de diferencia entre ambos métodos, siendo el valor analítico mayor. Por lo tanto, el modelo analítico además de brindar un valor aproximado de los esfuerzos presentes en el disco, en investigaciones futuras ayudaría como un factor de seguridad al sobrestimar los esfuerzos presentes para la selección de los materiales para dicha parte de la turbina.

En los resultados de las pruebas de caracterización de la PPSU, aunque los valores obtenidos fueron del doble de rigidez de los teóricas y los datos comerciales empleados en los modelos termomecánicos fueron más altos en resistencia que los reportados en la literatura, la microturbina fallaba bajo las sollicitaciones de trabajo dentro de la simulación, esto sin considerar que se omitieron efectos presentes en la operación de la microturbina como fatiga, desgaste por fricción y esfuerzos causados por la parada y puesta en marcha, por lo que la PPSU no resulta ser un material adecuado para la fabricación del rotor de la turbina.

Realizando una comparación entre los resultados de los modelos simulados, se observó que en los modelos mecánicos todos los materiales se encontraban con un esfuerzo relativo mayor al 79 %. La deformación en ambos modelos fue muy similar, presentándose en el rotor un valor de deformación excesivo mientras que el eje y los pernos se presentó una deformación aceptable.

Por otro lado en los modelos termomecánicos los esfuerzos relativos de todos los materiales fueron superiores al 100 %, valores que indicaron que todos los elementos presentes deforman plásticamente durante la simulación a las condiciones críticas de operación. Las deformaciones mostraron el mismo comportamiento que en los modelos mecánicos, siendo el rotor el elemento con mayor deformación, indicando su fractura al asumir que el material con el cual se analizó (PPSU) presenta un comportamiento frágil. De los 4 modelos analizados, los termomecánicos se aproxima-

man más a las condiciones reales de operación de la microturbina, por lo cual, estos resultados vuelven a recalcar la deficiencia del material empleado para el rotor.

Lo que corresponde al diseño de la microturbina este tiene algunas deficiencias a la hora de ponerse en funcionamiento, pues el cambio de espesor en el disco de la turbina presenta concentradores de esfuerzos en los modelos mecánicos, además de presentar también concentradores de calor en los modelos térmicos. Un aumento de espesor en el rotor reduciría esta concentración de esfuerzos y permitiría una mejor transferencia de calor. En el caso de la PPSU y el PMMA dado sus propiedades, estos no conducen bien el calor, atrapándolo en ciertas regiones, lo que a la larga repercutiría en la resistencia del material. El cambio de material por uno con mejores propiedades térmicas serviría de mucho para homogenizar la temperatura de operación en la microturbina.

En el caso del material de los pernos este tampoco es el indicado, dado que, como se analizó en los modelos térmicos, éste al rebasar su esfuerzo de cedencia se deforma plásticamente, pudiendo provocar daños en la microturbina a altas velocidades. Una propuesta enfocada al diseño sin tener que hacerle ninguna modificación, sería que los pernos sirvieran como indicadores preventivos de mantenimiento, una revisión continua de estos cada cierto tiempo, cambiando el tipo de material, quizá por una aleación de mayor resistencia, ayudaría a prevenir futuros fallos en la turbina.

Con respecto al eje, los esfuerzos que alcanza éste en operación están en el límite en casi todos los modelos, esto debido, a que es el material más rígido en interacción y se transfiere la carga hacia él, este problema en el diseño se solucionaría si se cambiara el material del rotor por uno más rígido, teniendo una mejor distribución de los esfuerzos.

El método de deposición fundida, correspondiente al utilizado en la máquina Fortus 900mc de prototipado rápido, no es el más adecuado para la manufactura del rotor, dado que aunque es un proceso de fabricación de partes relativamente complejas a un bajo costo, de la amplia gama de materiales que utiliza la máquina, la PPSU es uno de los más resistentes y esta no tiene las características adecuadas para soportar el funcionamiento a baja presión (0.01 MPa) de la microturbina al régimen de operación de 24000 rpm a 45.81 °C , pues en todos los modelos simulados los esfuerzos presentes rebasan el esfuerzo de cedencia del material.

La sustitución de la PPSU por algún metal resulta evidente y las actuales técnicas de manufactura asistida por computadora facilitan el proceso de fabricación de esta parte de la turbina. Como trabajo a futuro se contempla analizar los posibles materiales óptimos para la construcción de la microturbina, además de las técnicas de manufactura para ello, teniendo en cuenta el modelado analítico como factor de seguridad y aproximando lo mejor posible los futuros modelos a las condiciones reales de operación para tener una menor incertidumbre en la simulación.

Referencias

- [1] Mataix, Claudio *Turbomaquinas térmicas* Editorial CIE, España (2000).
- [2] sabersiocupalugar.blogspot.mx/20100701archive.html (16/04/2014).
- [3] www.gutenberg.org/files/41538/41538-h/41538-h.htm (16/04/2014).
- [4] www.renovetec.com/articulos/tiposturbinasvapor.html (16/04/2014).
- [5] Heinz, Bloch *Steam Turbines Design, Applications, and Rating* Editorial Mac Graw Hill, E.U.A (2009).
- [6] es.wikipedia.org/wiki/Turbomáquina (16/04/2014).
- [7] spanish.alibaba.com/product-gs/steam-turbine-207571520.html (16/04/2014).
- [8] www.energy.siemens.com/hq/en/fossil-power-generation/steam-turbines/ (17/04/2014).
- [9] www.kessels.in/photo-gallery.aspx (16/04/2014).
- [10] Sibasish, Patnaik. Sachdev, Ankur *Design and development of microturbine* Rourkela, India (2009).
- [11] Peirs, Jan. Reynaerts, Dominiek. Verplaetsen, Filip *A microturbine for electric power generation* Elsevier, Bélgica, (2004).
- [12] www.greenturbine.eu/en/product.php (18/04/2014).
- [13] www.infinityturbine.com/ORC/IT10ORCsystem.html (18/04/2014).
- [14] supremeturbotech.tradeindia.com/micro-steam-turbine-1456573.html (18/04/2014).
- [15] Ramos, Inti Ehécalt *Diseño del estator de una turbina de altas revoluciones acoplada a un ciclo de generación eléctrica* Tesis profesional, Facultad de Ingeniería (UNAM), México, (2012).
- [16] Collins, Jack A. Busby, Henry R. Staab, George H. *Mechanical Design of Machine Elements and Machines, A Failure Prevention Perspective* E.U.A, (2010).

- [17] Ruiz, Gutiérrez. Hernández, Isaac. Morales, Víctor. Aguilar, Rafael. *Simulación de una turbina de vapor a través del uso de elemento finito II* Conferencia de Desarrollo Profesional en Ingeniería Mecatrónica 2012. México, Instituto Tecnológico de Celaya.
- [18] Timoshenko, Stephen. Gere, James. *Mecánica de Materiales* Editorial UTEHA, (1974).
- [19] González, Eduardo *Determinación del factor de concentración de esfuerzos en una placa con múltiples concentradores de esfuerzo mediante Algor* Escuela de Ingeniería, Universidad de las Américas Puebla (2003).
- [20] [www.fea – optimization.com/showcase/](http://www.fea-optimization.com/showcase/) (20/04/2014).
- [21] Mazur Z., García Illescas R., Porcayo Calderón *Last stage blades failure analysis of a 28 MW geothermal turbine* Third International Conference on Engineering Failure Analysis, España,(2008).
- [22] Poursaedi, Mohammadi Arhani *Failure investigation of an auxiliary steam turbine* Elsevier, Iran, (2010).
- [23] Witek, Lucjan *Failure analysis of turbine disc of an aero engine* Elsevier, Polonia, (2006).
- [24] Zenón, Victor *Propuesta de diseño mecánico de la turbina del ciclo PWG analizado por el método de elemento finito* Tesis profesional, Facultad de Ingeniería (UNAM), México, (2013).
- [25] [www.stratasys.com/materials/fdm/ppsf – ppsu](http://www.stratasys.com/materials/fdm/ppsf-pps) (21/04/2014).
- [26] [www.plasticos – mecanizables.com/plasticos – ppsu.html](http://www.plasticos-mecanizables.com/plasticos-pps.html) (21/04/2014).
- [27] Graybill, Brian *Development of a predictive model for the design of parts fabricated by fused deposition modeling* E.U.A, (2010).
- [28] [www.aplast.fr/aplastFR/asset/7ceccd63 – 0450 – 4044 – 9b0a – f3162ec7942K/R5100.pdf](http://www.aplast.fr/aplastFR/asset/7ceccd63-0450-4044-9b0a-f3162ec7942K/R5100.pdf) (22/04/2014).
- [29] ASTM E111-04 *Standard Test Method for Young’s Modulus, Tangent Modulus, and Chord Modulus* E.U.A, (2010).
- [30] Carswell, T.S. Nason, H.K *Effect of Environmental Conditions on the Mechanical Properties of Organic Plastics* E.U.A, (1944).
- [31] *SimuliaAbaqus6,12Documentation* (23/04/2014).
- [32] Croccolo, Dario. De Agostinis, Massimiliano. Olmi, Giorgio *Experimental characterization and analytical modelling of the mechanical behaviour of fused deposition process made of ABS-M30* Computational Materials Science 79, Italia, (2013).