



Diseño, fabricación y operación de un pequeño turbojet para fines de investigación

Ernesto Benini *, Stefano Giacometti

*Dip*Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Padua, Via Venezia, 1 – 35131 Padova, Italia

Disponible en línea el 27 Julio 2007

Resumen

Un proyecto de investigación está en curso en la Universidad de Padua para desarrollar un motor de empuje estático que se utilizará tanto para actividades didácticas como de investigación. Este documento describe en detalle todas las fases necesarias para configurar dicho motor, incluyendo diseño, fabricación y operación. El motor a chorro cuenta con un compresor centrífugo de una etapa que desarrolla una relación de compresión de 2.66:1 a 60, 000 rpm, una cámara de combustión anular de flujo directo y una turbina axial de una etapa con 950 K temperatura de entrada de la turbina (TIT). Se proporcionan todos los detalles de diseño y fabricación, así como el procedimiento de operación junto con los resultados experimentales.

© 2007 Elsevier Ltd. Todos los derechos reservados.

Palabras clave: pequeño turbojet; motor a chorro; diseño; operación; combustión

1. Introducción y antecedentes

En los últimos años, el interés por los motores de turbina de gas de tamaño pequeño ha aumentado tanto para usos terrestres como vehiculares. En particular, los motores a chorro de tamaño pequeño están resultando atractivos por su potencial aplicación en aviones de control remoto o en vehículos aéreos no tripulados (UAV) debido a su extremadamente alta relación empuje-peso [1]. Existen varios ejemplos de diseño de pequeños turbojets que desarrollan menos de 200 N empuje estático (por ejemplo, [2,3]), los cuales se han derivado de procedimientos de reducción de escala de grandes turbojets, pero a una escala micro [4]. Sin embargo, una comprensión profunda del comportamiento de estos motores está lejos de ser confirmada.

La falta de conocimiento involucra casi todas las fases de la configuración y desarrollo del motor: el diseño, la fabricación, la operación y las pruebas de motores pequeños están regulados por conceptos diferentes a los de los propulsores de grandes aeronaves y requieren procedimientos a medida.

El diseño de tales máquinas está inevitablemente influenciado por su pequeño tamaño. Para un diseño de turbina de gas a escala de milímetros/céntimetros, los diseñadores [5] deben enfrentar desafíos de ingeniería comparables a los que caracterizan a las grandes máquinas convencionales, además del hecho de que los criterios de diseño tradicionales no se aplican necesariamente en el nuevo espacio de diseño. Esto involucra particularmente el comportamiento aero-termomecánico de los componentes del motor, ya que el ciclo termodinámico se caracteriza por temperaturas de operación relativamente altas, relaciones de presión de componente muy bajas y eficiencias, y altas velocidades de rotación del ensamblaje central. En este contexto, el papel que juegan los bajos números de Reynolds en el rendimiento del motor es significativo e indica la dominancia de las fuerzas de fricción sobre las iniciales. Además, los problemas relacionados con la transferencia de calor debido al motor compacto pueden afectar el diseño del motor y la elección de la arquitectura del motor central. El resultado es la necesidad de un diseño aero-termodinámico preciso y, en última instancia, un motor muy sensible en términos de operación y comportamiento fuera de diseño.

Además, los problemas relacionados con la combustión son enormes, especialmente en términos de estabilización de la llama. Esto implica un diseño preciso de la cámara de combustión y la configuración de una recirculación eficiente dentro de la zona primaria de combustión.

Además, los aspectos de fabricación son peculiares en estos motores debido a su pequeño tamaño. Los componentes giran a velocidades muy altas ($>30,000$ r rpm), por lo que el equilibrado se vuelve decisivo para una operación segura y duradera. Esto implica que las partes rotativas deben ser mecanizadas con una precisión muy alta. Por lo tanto, el uso de rodamientos con excelentes propiedades de rigidez y amortiguación es de suma importancia.

La Universidad de Padua está llevando a cabo un proyecto destinado a desarrollar pequeños motores a chorro para fines de investigación y educativos. El objetivo final de este proyecto es adquirir la competencia necesaria para diseñar, fabricar, operar y probar dichos motores.

2. Especificaciones de diseño

Al definir las especificaciones para el motor a chorro, pensamos en un sistema compacto, ligero y posiblemente de bajo costo que pudiera desarrollar aproximadamente 200 N de empuje bajo condiciones ISO, una elección que identificamos como razonable para un experimento de investigación/didáctico efectivo sin un gasto excesivo en el propulsor y el banco de pruebas. Estas características se lograron de acuerdo con algunas reglas termodinámicas y mecánicas básicas, descritas a continuación:

1. Seleccione un ciclo termodinámico Brayton-Joule abierto simple para hacer que el diseño general y la arquitectura del sistema sean lo más simples posible, y así evitar cualquier sofisticación del ciclo, como la regeneración interna, el sangrado de aire, la refrigeración de las palas, etc.
2. Adopte una temperatura de entrada de la turbina menor que 1000 K. Aunque esta elección limita la eficiencia térmica máxima obtenible a valores inferiores a $\approx 20\%$ (cuando el motor se opera en condiciones de nivel del mar), permite utilizar un acero de bajo costo para construir las partes de la turbina.
3. Elija una configuración de un solo eje. Tal característica tiene un impacto positivo en el peso y tamaño del motor, así como en la simplicidad de los componentes, aunque hace que el motor sea menos flexible en su operación.

4. Utilizar turbomáquinas y diseño de rotodinámica de tecnología estándar, sin ningún dispositivo de geometría variable y utilizando rodamientos de bolas estándar para soportar el núcleo del motor. 5. Utilizar una boquilla de escape con forma convergente para que el flujo sea siempre subsónico en el escape del motor, excepto cuando el motor opera en condiciones de estrangulación.

3. Procedimiento de diseño del motor a chorro

Los siguientes son los pasos que seguimos en el desarrollo del turborreactor.

3.1. Diseño y análisis del ciclo termodinámico

Se utilizó un simulador del ciclo Brayton–Joule para predecir el rendimiento del motor a chorro; el simulador se implementó como se describe en detalle en [6]. En el modelo termodinámico, se hicieron las siguientes suposiciones:

- La presión y temperatura ambiental del aire son 288.15 K y 101.3 kPa, respectivamente.
- El aire se comporta como un gas semi-ideal con calores específicos variables con la temperatura.
- La mezcla de combustible/aire se comporta como un gas equivalente semi-ideal con entalpía, entropía y calores específicos que dependen de la temperatura y la relación de equivalencia de combustible/aire [7].
- La eficiencia isentrópica de la entrada es $s_0 = 0.97$.
- La eficiencia isentrópica del compresor es $s_0 = 0.78$.
- La eficiencia del quemador es 0.94.
- La eficiencia neumática de la cámara de combustión es 0.9.
- La eficiencia isentrópica de la turbina es $s_0 = 0.8$.
- La eficiencia isentrópica de la tobera es 0.98.
- La tobera no está estrangulada.

Se asume que el combustible es queroseno líquido para uso residencial con un valor calorífico de 42,700 kJ/kg.

Utilizando tales hipótesis, se llevó a cabo un análisis paramétrico para derivar la relación de presión del ciclo que garantizara el máximo empuje específico del motor de 377 N/(kg/s). Por lo tanto, se seleccionó una relación de presión de 2.66 y se adoptó una temperatura del ciclo máxima de 950 K en consecuencia. Correspondientemente, para el empuje de diseño de 200 N en el punto fijo, la tasa de flujo máscio de aire es 0.53 kg/s. Los otros parámetros relevantes del ciclo se informan en [Tabla 1](#).

3.2. Diseño del compresor

Para motores a reacción pequeños, compactos y ligeros, la elección de un compresor centrífugo de una etapa con un difusor de dos etapas (radial y de desvío) es obligatoria [8].

Utilizando los datos de diseño del estudio del ciclo, se diseñaron el rodeté y el difusor siguiendo el procedimiento descrito por [8, 9]. Por simplicidad, decidimos diseñar un rodeté con palas radiales, ya que este tipo es más fácil de fabricar, aunque se reconoce que no es tan óptimo como un rodeté de palas inclinadas hacia atrás [8, 10, 11] en lo que respecta a la eficiencia máxima y la operación a carga parcial.

El primer paso consistió en un cálculo unidimensional del rodeté y el difusor, incluyendo las correlaciones de pérdida y desviación proporcionadas por Aungier [13].

Tabla 1 Parámetros relevantes en operación de punto fijo del análisis del ciclo

Empuje estático requerido en condiciones ISO	200 N
Temperatura de entrada de la turbina (TIT)	950 K
Relación de compresión	2.66
Presión de entrega del compresor	262 kPa
Temperatura de entrega del compresor	407 K
Presión de entrada de la turbina	246 kPa
Presión de salida de la turbina	137 kPa
Temperatura de salida de la turbina	847 K
Relación combustible/aire	0.0137
Empuje específico	377 m/s
Velocidad nominal	60,000 rpm
Eficiencia térmica	12%

A continuación, se implementó y simuló un modelo tridimensional del compresor utilizando un solucionador de Navier-Stokes (Ansys CFX 10©), donde se adoptó una interfaz de “etapa” entre el rodeté y el difusor durante los cálculos [12], un extracto del cual se reporta en Fig.1. Las simulaciones predijeron los valores para la relación de compresión y la eficiencia isotrópica, que eran diferentes de los adoptados en el análisis del primer ciclo. Por lo tanto, se llevó a cabo una nueva simulación del ciclo del motor y se realizó un rediseño del compresor en consecuencia. Este procedimiento se repitió hasta que se logró la convergencia del análisis del ciclo y el rendimiento de los componentes. El compresor finalmente diseñado (Figs. 2 y 3) presentaba un rodeté con 20 palas radiales (incluyendo 10 s palas divisorias para mejorar la guía del flujo en la operación a carga parcial), un diámetro exterior de 129 mm, un diámetro de entrada de 74 m m y una velocidad de punta en el punto de diseño (60,000 rpm) de 405 m/ s. El difusor aguas abajo cuenta con 19 palas radiales y 38 palas anti-vortex, estas últimas diseñadas para proporcionar un flujo axial de aire sin demasiado vórtice en la cámara de combustión

(la cantidad de remolino debe ser contenida en la porción desde la salida del rodeté del compresor hasta la entrada de la cámara de combustión para no introducir pérdidas de presión excesivas aquí).

Los mapas predichos del compresor se ilustran en Fig. 4.

El rodeté del compresor se obtuvo de una sola pieza de aleación de aluminio (Ergal) utilizando una máquina de control numérico de a 5- ejes. El difusor se construyó de la misma manera a partir de una pieza de magnesio. La carcasa del compresor se obtuvo finalmente de magnesio forjado.

Se utilizó una entrada en forma de campana típica en este motor para asegurar buenas características de flujo de entrada para el compresor, ya que se debe desarrollar empuje estático [14]. La entrada y la carcasa del compresor son dos elementos separados hechos de una aleación de aluminio. El mecanizado de la carcasa del rotor tuvo que ser altamente preciso. Grandes espacios de punta son perjudiciales para el rendimiento general del motor y la eficiencia del compresor, especialmente con diámetros de entrada pequeños. Los espacios de punta se han mantenido alrededor de 0. 2 m m, el mínimo práctico para el control y alineación del desplazamiento radial y axial del rotor.

3.3. Diseño de la cámara de combustión

Como era de esperar, el diseño de la cámara de combustión es una tarea muy complicada en los motores de turbina de gas pequeños, ya que su tamaño está limitado por los fuertes problemas de acoplamiento relacionados con el compresor y la turbina, así como por las limitaciones constructivas típicas en la longitud y el diámetro del eje. Estos

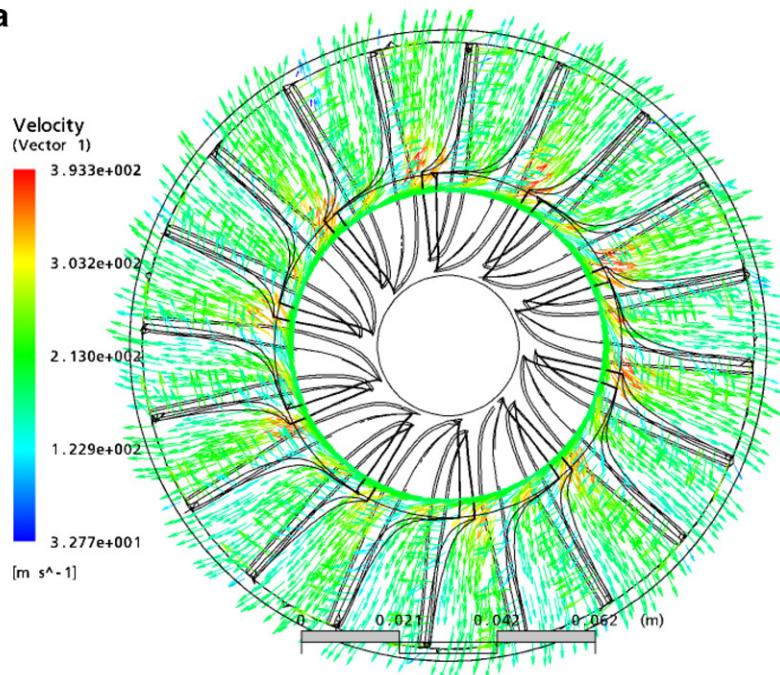
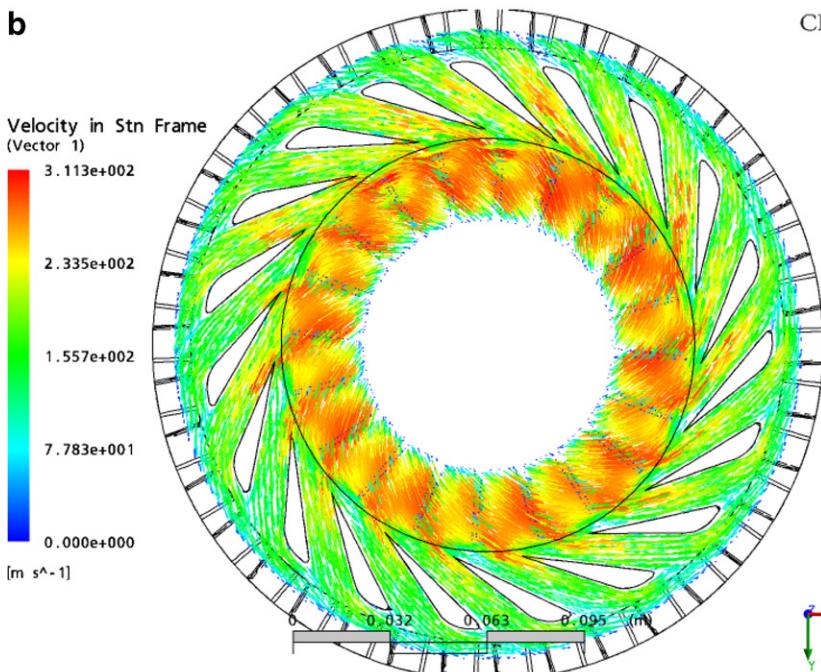
a**b**

Fig. 1. Campo de velocidad en (a) el rodete y (b) el difusor obtenido de la simulación CFD del compresor a 60,000 rpm.

los requisitos han centrado nuestra atención en un tipo particular de cámara de combustión, es decir, una cámara anular de flujo directo. Este diseño se ilustra en Fig. 5, 6 y 10: el aire que sale del compresor está sujeto a una difusión bastante repentina dentro del espacio entre la salida del difusor del compresor y el revestimiento de la cámara de combustión, y luego se fuerza directamente a entrar en la cámara

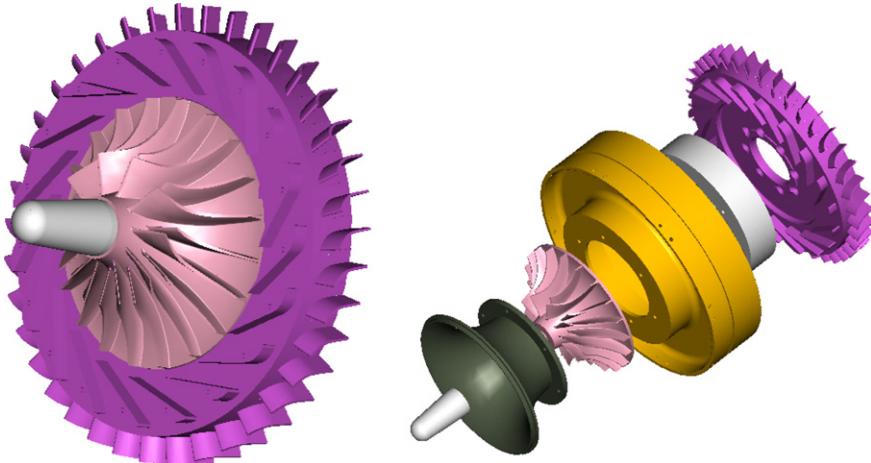


Fig. 2. Representación por computadora del ensamblaje del compresor.



Fig. 3. Fotos del compresor fabricado.

aunque hay orificios circunferenciales (por lo tanto, sin el uso de un girador), donde se mezcla con el combustible evaporado que impacta contra la corriente de aire de las tuberías del inyector de combustible cilíndricas. La mezcla se ve aumentada por la presencia de turbuladores, y la recirculación en el

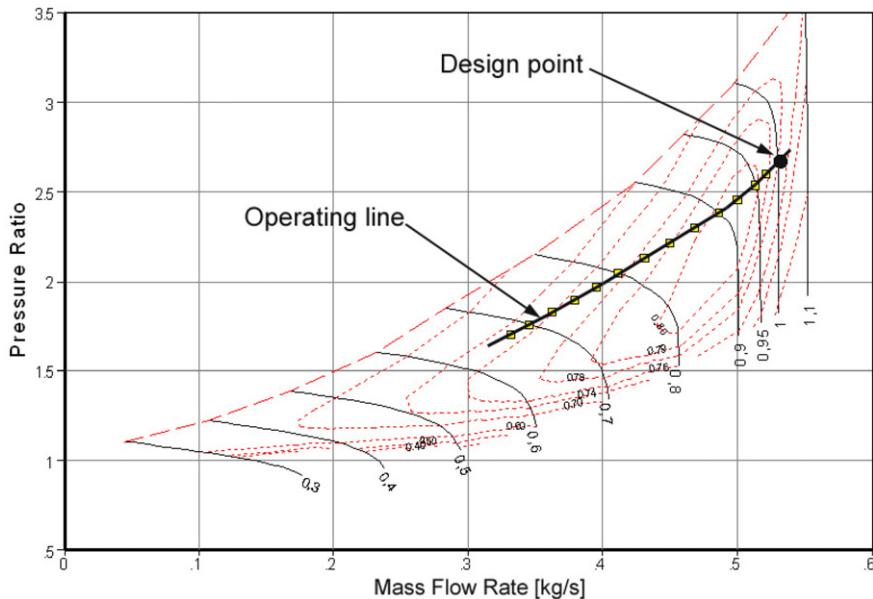


Fig. 4. Mapa del compresor predicho.

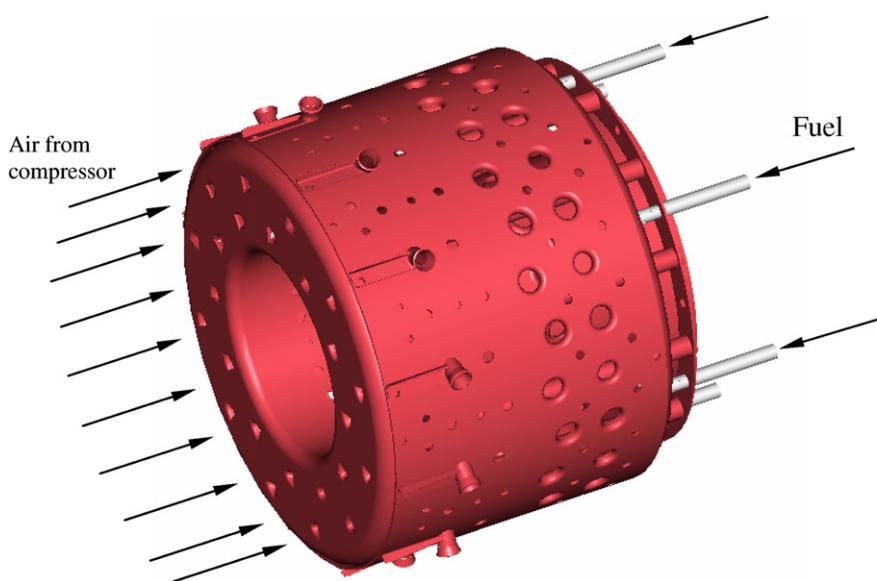


Fig. 5. Representación por computadora de la cámara de combustión.



Fig. 6. Fotos de la cámara de combustión construida.

La zona primaria se crea a partir de la interacción entre el aire primario que entra por la parte frontal de la cámara de combustión y los chorros de aire que ingresan desde fuera del revestimiento.

Las principales ventajas de esta configuración son similares a las que caracterizan a la cámara de combustión anular tradicional de motores de gran tamaño [15] : mezcla satisfactoria de combustible y aire, compacidad, ligereza y enfriamiento eficiente del revestimiento. De hecho, este arreglo no presenta una relación superficie-volumen excesiva del revestimiento, como en los combustores de flujo inverso. Sin embargo, la principal desventaja es el rendimiento aerodinámico relativamente pobre debido a la alta pérdida de presión que ocurre en la zona de difusión.

El diseño de la cámara de combustión se realizó siguiendo las reglas dictadas por Lefebvre.

[15] : Se han considerado dos problemas principales que conducen a un diseño complicado, es decir, una correcta recirculación de la zona primaria y el problema de la estabilización de la llama.

Las llamadas palas de remolino en la entrada de la cámara de combustión, una solución que se utiliza ampliamente en grandes turbinas de gas, no se utilizaron debido a las dificultades en la fabricación y porque no se tenía la intención de inyectar combustible mediante boquillas individuales. En cambio, la recirculación de la zona primaria a gran escala utilizando un pequeño número de grandes chorros de aire ha llevado finalmente a un diseño exitoso. Cuando se colocan correctamente, estos orificios de recirculación mejoran significativamente la mezcla y la estabilidad de la combustión, y las pruebas resultaron en una cámara de combustión impecable.

En cuanto a la estabilidad de la llama, algunos problemas merecen ser discutidos. Como es bien sabido, los límites de estabilidad para la combustión sostenida con respecto a la relación combustible-aire son amplios, pero estos límites son mucho más estrechos para la ignición. Por lo tanto, las buenas características de ignición dependen en gran medida del diseño del inyector de combustible y de la calidad de atomización alcanzable. Se requiere un combustible bien atomizado o evaporado (preferiblemente cerca de la relación combustible-aire estequiométrica) en la zona primaria, especialmente a bajas velocidades de rotación, cuando la temperatura y la presión del aire en la entrada a la cámara de combustión son casi ambientales. Esto es especialmente perjudicial para el rendimiento de ignición debido a la gran pérdida de calor de ignición y a la muy mala calidad de atomización del combustible que se puede lograr.

Se investigó la atomización de combustible de alta calidad utilizando boquillas de orificio simples, pero las pequeñas boquillas de orificio de alto rendimiento requieren altas presiones de combustible y bombas de refuerzo pesadas a bordo para lograr pulverizaciones de combustible finas. Además, tienden a crear grandes ángulos de cono de pulverización, y una pulverización de combustible más fina significará un ángulo de cono más grande. La transferencia de calor causada por el impacto de las gotas en combustión contra la pared interna del revestimiento es alta, especialmente en una muy

pequeña cámara de combustión. Por estas razones, la pre-evaporación de combustible proporcionó la mejor solución. El diseño consiste en un colector de pre-evaporación de combustible ubicado dentro de la cámara de combustión. Debido a que el combustible y la cámara de combustión están fríos al inicio, el combustible no puede ser pre-evaporado a menos que se caliente a sus altas temperaturas de evaporación justo antes de la ignición, lo cual es engoroso. La solución fue utilizar un combustible de gas natural para el inicio y la ignición. Esto último se logró mediante una unidad de encendido por chispa de descarga desarrollada internamente.

Se seleccionó un combustible de queroseno para operar este motor a chorro después del arranque. A la velocidad mínima de ralentí, la transferencia al combustible de queroseno se inicia a través del mismo colector de gas, utilizando válvulas sincronizadas. Los gases ya calientes en la cámara de combustión precalientan el combustible en el colector a un alto nivel de evaporación antes de que entre en la cámara de combustión. El queroseno tiene buenas características de combustión cuando se evapora adecuadamente y es mucho más seguro de manejar que la gasolina o el gas licuado de petróleo. Aunque es muy inflamable, el queroseno tiene menos tendencia a formar mezclas explosivas rápidamente cuando ocurre una fuga, como de bombas o líneas de alimentación. La seguridad en el manejo del combustible y la operación del motor ha sido un problema de diseño serio. Finalmente, dado que el queroseno a altas temperaturas tiende a producir coque como resultado de la craqueo térmico de los hidrocarburos, estábamos particularmente preocupados por la formación de capas de coque en la pared interna de los evaporadores.

El uso de queroseno requería la adición de una bomba de refuerzo para la presurización del combustible. La principal dificultad con el combustible de queroseno era la evaporación adecuada dentro del espacio limitado de la cámara de combustión. Márgenes amplios en temperatura (estrés térmico) y velocidad del rotor.

(cargas de componentes) se han proporcionado para asegurar una larga vida, particularmente para los componentes de la sección caliente. La temperatura máxima de entrada de la turbina de 1000 K ha demostrado estar muy por debajo de la capacidad de la turbina. La cámara de combustión construida (usando acero AISI 316L) se representa en Fig. 6.

3.4. Diseño de turbina

Como resultado del diseño de la cámara de combustión, y por lo tanto a partir del conocimiento del caudal de fluido/masa que se va a expandir, así como de la temperatura de estancamiento y la presión del fluido en la salida de la cámara de combustión, se seleccionó una turbina axial de una etapa como la configuración preferida para accionar el compresor. Consiste en una fila de boquillas y una rueda de turbina de reacción $a_t = 0.55$. Los perfiles de la boquilla y el rotor son evoluciones internas de los perfiles aerodinámicos estándar A A₃K₇ que estudiamos para obtener un rendimiento satisfactorio tanto desde el punto de vista aerodinámico como estructural. De hecho, fueron derivados utilizando un método de palas de turbina de curvatura prescrita [19].

El diseño preliminar se llevó a cabo utilizando un procedimiento unidimensional en el radio medio de la turbina, siguiendo el procedimiento bien conocido ilustrado por Horlock [18] y utilizando correlaciones de pérdida dadas por Craig y Cox [17] y la correlación de desviación expresada por Ainley y Mathienson [20]. La fila de boquillas presentaba 25 b palas con ángulos de desplazamiento constantes con el radio, mientras que se utilizó un criterio de vórtice libre para determinar los ángulos en varios radios de las 29 palas del rotor (Fig. 7). La solidez óptima de cada fila de palas se encontró utilizando el criterio de Zweifel, sin embargo, se estableció el coeficiente de elevación tangencial en 1.1, como se sugiere en [16]. De esta manera, la carga sobre la pala se incrementó con respecto a la práctica de diseño convencional.

La fila de palas de boquilla fue construida utilizando acero refractario 310S . Por otro lado, el material utilizado para las palas de rotor de turbina es un acero W W302 (ambos componentes son

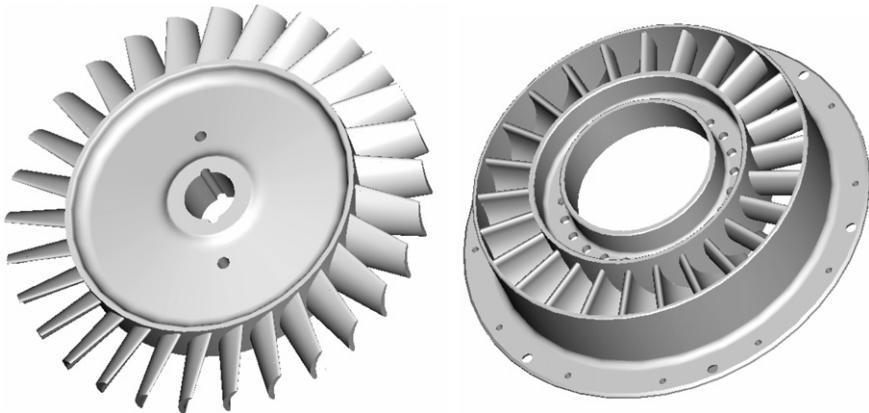


Fig. 7. Representación computarizada del rotor de la turbina (izquierda) y de las palas de la boquilla (derecha).

representados en Fig. 8). El compresor y la turbina están conectados mediante un eje de acero a V145 soportado por un par de rodamientos de bolas precargados. El módulo rotor-rodamiento fue alineado y equilibrado con precisión con todos los demás componentes para controlar los espacios de punta tanto del compresor como de la turbina.

Ambos rodamientos están lubricados y enfriados con aceite que se suministra desde el tanque montado externamente a través de un tubo por la carcasa del compresor. Este sistema de aceite lubricante es del tipo de pérdida total.



Fig. 8. Fotos de la turbina fabricada.

Solo se requiere un poco de aceite durante la operación normal. Un sistema de circuito cerrado sería demasiado pesado y difícil de diseñar, y requeriría un arreglo de sellado excesivamente complejo. El flujo de aceite lubricante se controla mediante un pequeño orificio de tamaño propietario, y el aceite se suministra a ambos rodamientos utilizando aire de descarga del compresor. Antes del arranque, cuando no hay presión disponible, el aceite se suministra manualmente. Todo el aceite se pierde finalmente en el conducto de escape donde se mezcla con los gases calientes.

3.5. Diseño de la boquilla

Se diseñó una tobera de escape de forma convergente simple con un área de salida efectiva de 6013 cm^2 , lo que hace que la tobera no esté estrangulada en el punto de diseño. Este componente fue construido con placas de acero AISI 316L y fabricado como se ilustra en Fig. 9.

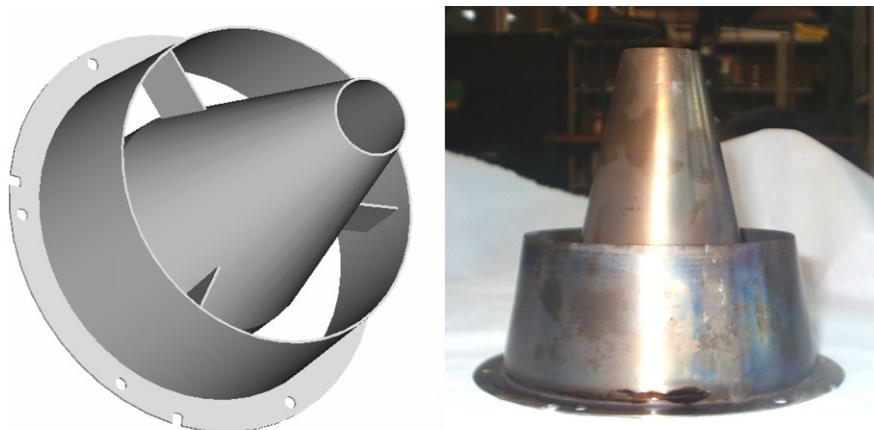


Fig. 9. Boquilla de descarga: Representación por computadora (izquierda) y componente fabricado (derecha) .).

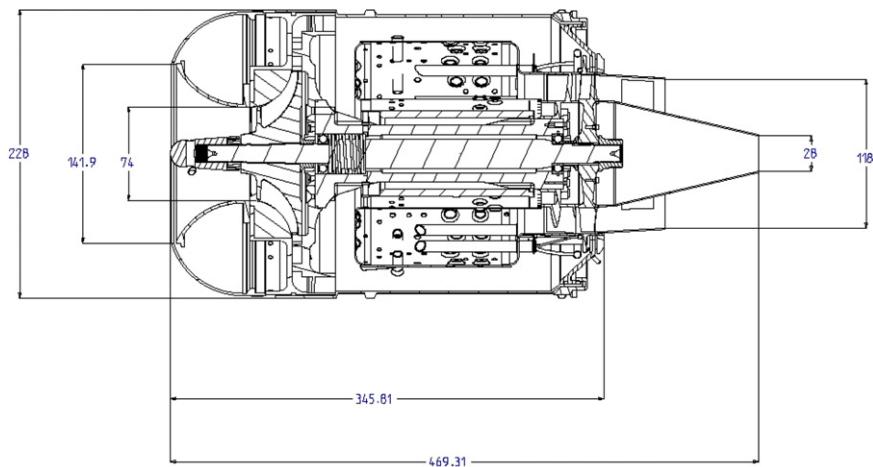


Fig. 10. Dibujo bidimensional del turborreactor diseñado (dimensiones en mm).

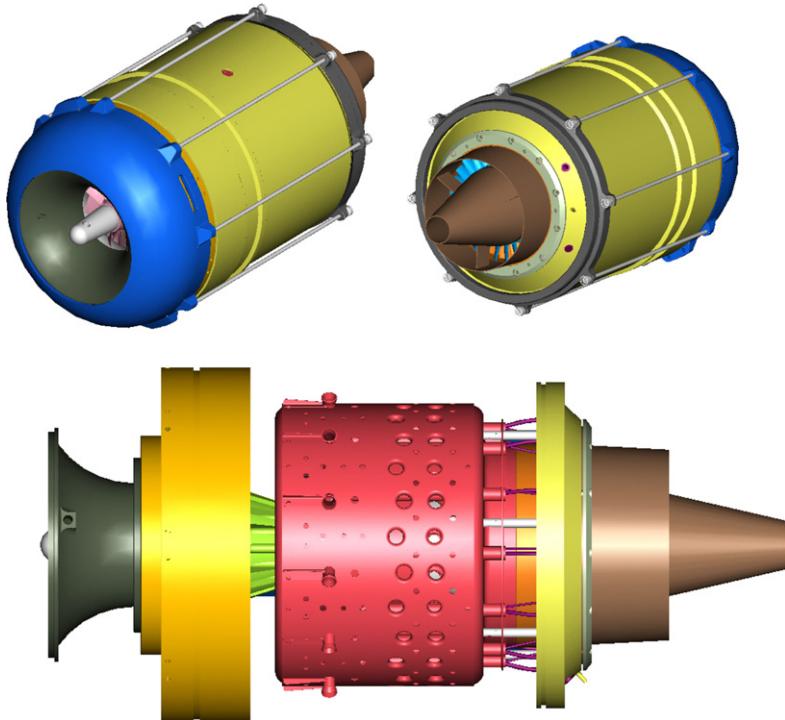


Fig. 11. Representación por computadora del turborreactor diseñado.

3.6. Diseño de ensamblaje

Se ha mantenido un concepto de diseño modular a lo largo de todo el motor. Todos los componentes han sido diseñados para ser fácilmente fabricados y ensamblados. El motor a chorro se ha dividido en varios módulos que se combinan mediante tornillos, conexiones a presión y abrazaderas especiales. Las Fig. 10 y d 11 muestran una sección meridional y una vista tridimensional del ensamblaje.

4. Pruebas del turborreactor

El turborreactor desarrollado, tras un equilibrado preciso del ensamblaje del núcleo, fue montado y probado en un banco de pruebas, donde se pueden medir la velocidad de rotación, la temperatura estática de los gases de escape, la presión de descarga estática del compresor, el empuje (estático), la temperatura del cojinete y del aceite, así como la presión y temperatura del combustible.

4.1. Banco de pruebas e instrumentación

El banco de pruebas consistía en un banco donde se monta el motor, como se muestra en Figura 12. El banco de pruebas está equipado con la siguiente instrumentación:

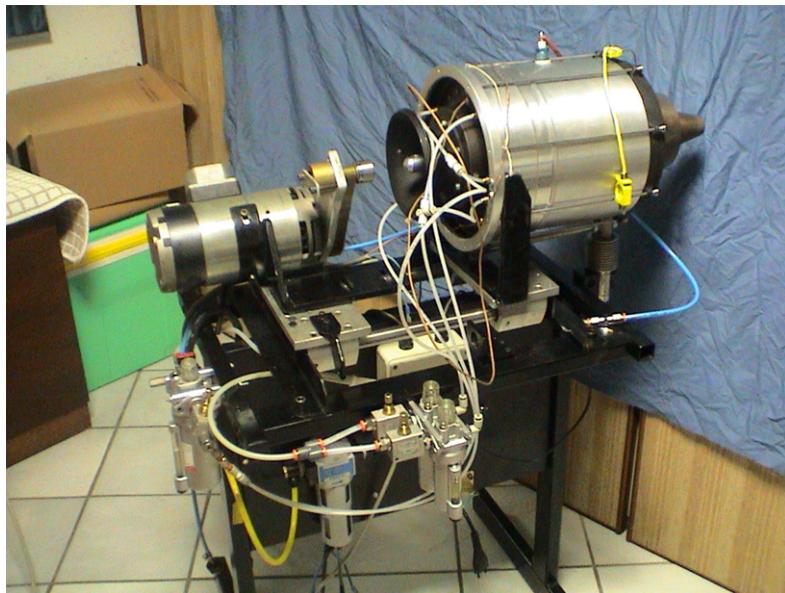


Figura 12. El turborreactor montado en el banco de pruebas.

- (1) Tres termojunciones aisladas de tipo K, que se colocan aguas abajo del rotor de la turbina.
- (2) Un manómetro tipo Bourdon analógico, conectado a tomas de presión estática ubicadas en la salida del compresor.
- (3) Una célula de carga para medir el empuje desarrollado por el motor.
- (4) Un tacómetro magnético, a través del cual se puede medir el régimen de rotación del motor.
- (5) Una bomba de engranaje volumétrica para bombear el combustible hacia la cámara de combustión.
- (6) Un motor eléctrico para arrancar el motor (es decir, hasta que se logre la auto-operación).
- (7) Una unidad de encendido por chispa de descarga para el encendedor.
- (8) Válvulas de control sincronizadas tanto para combustible de gas natural como para queroseno.
- (9) Una bomba de aceite para la lubricación de los rodamientos.

4.2. Procedimiento de prueba y resultados

Al arrancar el motor, se utiliza energía eléctrica del motor auxiliar para acelerar el conjunto del núcleo a aproximadamente 10, 000 r pm.

En este punto, se enciende la ignición, se abre la válvula de combustible de gas natural y se produce la ignición, acelerando el motor aún más hasta su velocidad mínima de ralenti de aproximadamente 20, 000 r pm. A partir de este momento, el motor eléctrico se desconecta y el motor funciona de forma autónoma. El empuje producido puede controlarse con bastante facilidad actuando sobre la tasa de flujo de combustible, que a su vez determina la velocidad de rotación instantánea del turborreactor.

El cambio de combustible de gas natural a queroseno se realiza utilizando el mismo sistema de colector de combustible, cerrando simultáneamente la válvula de combustible de gas y abriendo la válvula de combustible líquido. Durante el cambio, el motor a chorro funciona con una mezcla de combustible de gas y queroseno.

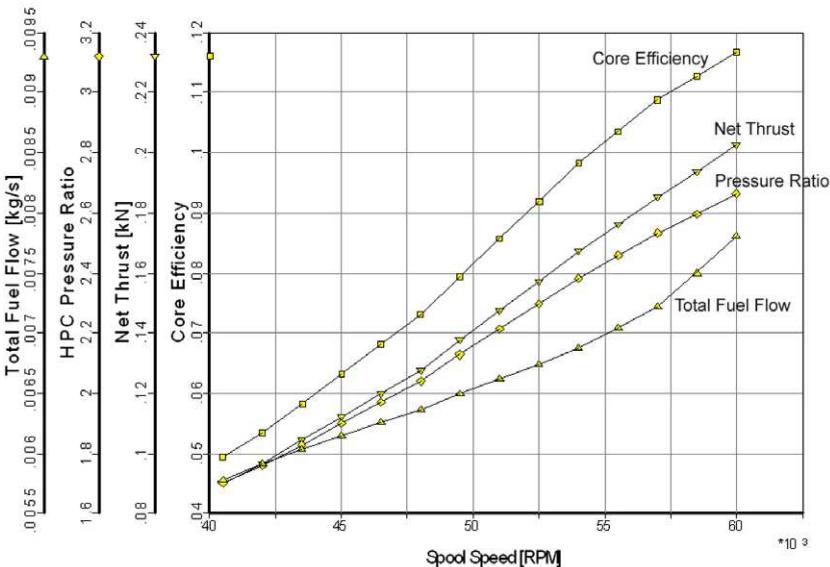


Fig. 13. Resultados de la prueba de rendimiento.

durante unos segundos. Este método ha sido muy exitoso. A continuación, se puede iniciar una mayor aceleración hasta la velocidad continua máxima del motor de 60, 000 r rpm.

Los resultados principales de las pruebas (Fig. 13) son las curvas que relacionan el empuje neto estático producido, el consumo total de combustible, la relación de compresión estática y la eficiencia térmica

(también llamada eficiencia del núcleo) con la velocidad de rotación del motor.

En la actualidad, el motor ha estado en operación durante más de 500 h y ha funcionado bien sin una disminución en el rendimiento; además, no registramos ninguna formación de coque en las paredes del evaporador, pero se deben realizar más pruebas de rendimiento a largo plazo para analizar el comportamiento de la cámara de combustión a lo largo del tiempo.

5. Conclusiones e investigaciones futuras

Se ha llevado a cabo una gran cantidad de investigación en el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Padua para diseñar y desarrollar un motor a chorro de empuje pequeño y de bajo costo 200 N. que se pueda utilizar con fines de investigación y didácticos. El proyecto permitió adquirir la experiencia necesaria para diseñar, fabricar, operar y probar dicho motor de forma autónoma, y sentó las bases sobre las cuales se puede llevar a cabo más trabajo de investigación. De hecho, los próximos pasos estarán dirigidos a mejorar la eficiencia del motor mediante un incremento de la relación de presión del ciclo y la temperatura de entrada de la turbina (para lo cual es obligatorio el uso de aleaciones de super níquel y/o materiales cerámicos), seguido de pruebas de resistencia y fiabilidad.

Referencias

- [1] Chu HH, Chiang Hsiao-Wei. Desarrollo de tecnología aeroespacial – Desarrollo de turbinas de gas pequeñas. Taiwán, R.O.C.: Planificación del Desarrollo Aeroespacial, Consejo Nacional de Ciencia; 1996. p. 4-22.

- [2] Jackson AJB, Laskaridis P, Pilidis P. Banco de pruebas para pequeñas turbinas de gas aeroespaciales para educación y para la colaboración entre la universidad y la industria. Documento ASME GT--2004-54334 ; 2004.
- [3] Davison CR, Birk AM. Experiencia de configuración y operación con un motor micro-turbina para investigación y educación. ASMEPaper GT--2004-53377 ; 2004.
- [4] Epstein AH. Motores de turbina de gas MEMS a escala milimétrica. ASME Paper GT--2003-38866 .
- [5] Rodgers C. Algunos efectos del tamaño en el rendimiento de pequeñas turbinas de gas. ASME Paper GT--2003-38027 ; 2003.
- [6] Hill PG, Peterson CR. Mecánica y termodinámica de la propulsión. Reading (MA): Addison-Wesley; 1992.
- [7] Cumpsty N. Propulsión a chorro. Cambridge: Cambridge University Press; 1997.
- [8] Japikse D. Diseño y rendimiento de compresores centrífugos. Wilder, Vermont: Concepts ETI, Inc.; 1994.
- [9] Whitfield A, Baines NC. El diseño de turbomáquinas radiales. Londres, Reino Unido: Longman; 1990.
- [10] Zangeneh M, Goto A, Harada H. Sobre los criterios de diseño para la supresión de flujos secundarios en rodetes centrífugos y de flujo mixto. ASME J Turbomachinery 1998;120:723–35.
- [11] Benini E. Diseño óptimo de rodetes de compresor Navier–Stokes utilizando computación evolutiva. Int J Comput Fluid Dyn 2003;17(5):357–69.
- [12] Benini E, Toffolo A, Lazzaretto A. Análisis experimentales y numéricos para mejorar el rendimiento de un difusor de microturbina. Exp Thermal Fluid Sci 2006;30(5):427–40.
- [13] Aungier RH. Compresores centrífugos – Una estrategia para el diseño y análisis aerodinámico. Nueva York: ASME Press; 2000.
- [14] Cumpsty NA. Aerodinámica de compresores. Reino Unido: Longman Group; 1989.
- [15] Lefebvre AH. Combustión de turbinas de gas. 2n ª ed. Londres: Taylor & Francis; 1999.
- [16] Wilson DG, Korakianitis T. El diseño de turbomáquinas de alta eficiencia y turbinas de gas. 2n ª ed. Englewood Cliffs (NJ): Prentice-Hall; 1998.
- [17] Craig HRM, Cox HJA. Predicción de rendimiento de turbinas de flujo axial. Proc Inst Mech Engrs 1971;185(32/71).
- [18] Horlock JH. Turbinas de flujo axial. Londres: Butterworths; 1966.
- [19] Korakianitis T. Perfiles aerodinámicos de distribución de curvatura prescrita para el diseño geométrico preliminar de cascadas de turbomáquinas de flujo axial. J Turbomachinery 1993;115(2):325–33.
- [20] Ainley DG, Mathienson GCR. Un examen de las pérdidas de flujo y presión en filas de palas de turbinas de flujo axial R& M No. 2892 (marzo). Reino Unido: Aeron. Research Comm.; 1951.