



Progettazione, produzione e operazione di un piccolo motore a turbojet per scopi di ricerca

Ernesto Benini *, Stefano Giacometti

Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Padova, Via Venezia, 1 – 35131 Padova, Italia

Disponibile online 27 Luglio 2007

Abstract

Un progetto di ricerca è in corso presso l'Università di Padova per sviluppare un motore a spinta statica da utilizzare sia per attività didattiche che di ricerca. Questo documento descrive in dettaglio tutte le fasi necessarie per allestire un tale motore, inclusi progettazione, produzione e operazione. Il motore a getto presenta un compressore centrifugo a singolo stadio che sviluppa un rapporto di compressione di 2.66:1 a 60,000 r giri/min, una camera di combustione annulare a flusso diretto e una turbina assiale a singolo stadio con 950 K temperatura all'ingresso della turbina (TIT). Tutti i dettagli di progettazione e produzione sono forniti, così come la procedura operativa insieme ai risultati sperimentali.

© 2007 Elsevier Ltd. Tutti i diritti riservati.

Parole chiave: Piccolo turboreattore; Motore a turboreattore; Progettazione; Operazione; Combustione

1. Introduzione e contesto

Recently, interest in small gas turbine engines has increased on both ground and vehicle applications. Small turbojet engines, particularly, due to their potential application on remote aircraft or UAVs, have become increasingly attractive [1]. Many small turbojet design examples are available, these examples develop static thrust less than 200 N (for example [2,3]), these examples are derived from large turbojet engines, but on a micro scale [4]. However, a deep understanding of these engine behaviors has not yet been confirmed.

知识的缺乏涉及发动机设置和开发的几乎所有阶段：小型发动机的设计、制造、操作和测试受到不同概念的规范，而不是大型飞机推进器，并且需要量身定制的程序。

La design di tali macchine è inevitabilmente influenzata dalle loro piccole dimensioni. Per un turbina a gas in scala millimetrica/centimetrica, i progettisti [5] devono affrontare sfide ingegneristiche comparabili a quelle che caratterizzano le grandi macchine convenzionali, oltre al fatto che i criteri di progettazione tradizionali non si applicano necessariamente nel nuovo spazio di progettazione. Questo coinvolge in particolare il comportamento aero-termo-meccanico dei componenti del motore, poiché il ciclo termodinamico è caratterizzato da temperature operative relativamente elevate, rapporti di pressione dei componenti molto bassi e efficienze, e alte velocità di rotazione del core-assembly. In questo contesto, il ruolo svolto dai bassi numeri di Reynolds sulle prestazioni del motore è significativo e indica il predominio delle forze di attrito su quelle inerziali. Inoltre, i problemi legati al trasferimento di calore a causa del motore compatto possono influenzare la progettazione del motore e la scelta dell'architettura del motore principale. Il risultato è la necessità di una progettazione aero-termodinamica accurata e, in ultima analisi, di un motore molto sensibile in termini di operazione e comportamento fuori progetto.

Inoltre, i problemi legati alla combustione sono enormi, specialmente in termini di stabilizzazione della fiamma. Questo comporta una progettazione accurata della camera di combustione e l'impostazione di una ricircolazione efficiente all'interno della zona primaria di combustione.

Anche gli aspetti di produzione sono peculiari per questi motori a causa delle loro dimensioni ridotte. I componenti ruotano a velocità molto elevate ($>30,000$ rpm), rendendo quindi il bilanciamento decisivo per un'operazione sicura e duratura. Ciò implica che le parti rotanti debbano essere lavorate con precisione molto elevata. L'uso di cuscinetti con eccellenti proprietà di rigidità e smorzamento è quindi di primaria importanza.

La Università di Padova sta portando avanti un progetto volto a sviluppare piccoli motori a turbina a getto per scopi di ricerca e didattici. L'obiettivo finale di questo progetto è acquisire le competenze necessarie per progettare, produrre, operare e testare tali motori.

2. Specifiche di progettazione

Nel definire le specifiche per il motore a turbina a getto, abbiamo pensato a un sistema compatto, leggero e possibilmente a basso costo, in grado di sviluppare circa 200 N di spinta in condizioni ISO, una scelta che abbiamo identificato come ragionevole per un esperimento di ricerca/didattico efficace senza spese eccessive riguardo al propulsore e al banco di prova. Queste caratteristiche sono state raggiunte secondo alcune regole termodinamiche e meccaniche di base, descritte come segue:

1. Selezionare un semplice ciclo termodinamico Brayton-Joule aperto per rendere il design complessivo e l'architettura del sistema il più semplice possibile, evitando così qualsiasi sofisticazione del ciclo, come la rigenerazione interna, il prelievo d'aria, il raffreddamento delle pale, ecc.
2. Adottare una temperatura di ingresso della turbina inferiore a 1000 K. Anche se questa scelta limita l'efficienza termica massima ottenibile a valori inferiori a un 20% (quando il motore è operato in condizioni di livello del mare), consente di utilizzare un acciaio a basso costo per costruire le parti della turbina.
3. Scegliere una configurazione a singolo albero. Questa caratteristica ha un impatto positivo sul peso e sulle dimensioni del motore, oltre che sulla semplicità dei componenti, anche se rende il motore meno flessibile nel suo funzionamento.

4. Utilizzare turbomacchine e design di rotodinamica a tecnologia standard, senza alcun dispositivo a geometria variabile e utilizzando cuscinetti a sfera standard per supportare il motore principale. 5. Utilizzare un ugello di scarico a forma convergente in modo che il flusso sia sempre subsonico allo scarico del motore, tranne quando il motore opera in condizione di strozzamento.

3. Procedura di progettazione del motore a turbojet

Di seguito sono riportati i passaggi che abbiamo seguito nello sviluppo del turbojet.

3.1. Progettazione e analisi del ciclo termodinamico

È stato utilizzato un simulatore del ciclo Brayton–Joule per prevedere le prestazioni del motore a turbojet; il simulatore è stato implementato come descritto in dettaglio in [6]. Nel modello termodinamico, sono state fatte le seguenti assunzioni:

- La pressione e la temperatura ambientale dell'aria sono rispettivamente 288,15 K e 101.3 kPa.
- L'aria si comporta come un gas semi-ideale con calori specifici variabili con la temperatura.
- La miscela di carburante/aria si comporta come un gas equivalente semi-ideale con entalpia, entropia e calori specifici che dipendono dalla temperatura e dal rapporto di equivalenza carburante/aria [7].
- L'efficienza isentropica dell'ingresso è 0.97.
- L'efficienza isentropica del compressore è 0.78.
- L'efficienza del bruciatore è 0.94.
- L'efficienza pneumatica del combustore è 0.9.
- L'efficienza isentropica della turbina è 0.8.
- L'efficienza isentropica dell'ugello è 0.98.
- L'ugello non è strozzato.

Si presume che il combustibile sia liquido kerosene per uso residenziale con un valore calorifico di 42.700 kJ/kg.

Utilizzando tali ipotesi, è stata effettuata un'analisi parametrica per derivare il rapporto di pressione del ciclo che garantiva il massimo specifico spinta del motore di 377 N/(kg/s). Pertanto, è stato selezionato un rapporto di pressione di 2,66 e una temperatura massima del ciclo di 950 K è stata adottata di conseguenza. Di conseguenza, per la spinta di progetto di 200 N al punto fisso, il flusso di massa d'aria è 0.53 kg/s. Gli altri parametri rilevanti del ciclo sono riportati in Tabella 1.

3.2. Progettazione del compressore

Per motori a jet piccoli, compatti e leggeri, la scelta di un compressore centrifugo a singolo stadio con un diffusore a doppio stadio (radiale e di disorientamento) è obbligatoria [8]. Utilizzando i dati di progetto dallo studio del ciclo, l'impeller e il diffusore sono stati progettati seguendo la procedura delineata da [8, 9]. Per semplicità, abbiamo deciso di progettare un impeller con pale radiali, poiché questo tipo è più facile da fabbricare, anche se è riconosciuto non essere ottimale come un impeller a pale retroverse [8, 10, 11] per quanto riguarda l'efficienza massima e il funzionamento a carico parziale.

Il primo passo consisteva in un calcolo unidimensionale dell'impeller e del diffusore, inclusi i correlati di perdita e deviazione forniti da Aungier [13].

Tabella 1 Parametri rilevanti in operazione a punto fisso dall'analisi del ciclo

Spinta statica richiesta alle condizioni ISO	200 牛顿
Temperatura di ingresso della turbina (TIT)	950 开尔文
Compression ratio	2.66
Pressione di consegna del compressore	262 kPa
Temperatura di consegna del compressore	407 K
Pressione di ingresso della turbina	246 kPa
Pressione di uscita della turbina	137 kPa
Temperatura di uscita della turbina	847 K
燃料/空气比	0.0137
Specific thrust	377 m/s
Nominal speed	60,000 转/分钟
Thermal efficiency	12%

Successivamente, è stato implementato e simulato un modello tridimensionale del compressore utilizzando un risolutore di Navier–Stokes (Ansys CFX 10©), dove durante i calcoli è stata adottata un'interfaccia di “stadio” tra l'impeller e il diffusore [12], un estratto del quale è riportato in Fig.1. Le simulazioni hanno previsto i valori per il rapporto di compressione e l'efficienza isentropica, che erano diversi da quelli adottati nell'analisi del primo ciclo. Pertanto, è stata eseguita una nuova simulazione del ciclo del motore e un redesign del compressore è stato effettuato di conseguenza. Questa procedura è stata ripetuta fino a quando la convergenza dall'analisi del ciclo e le prestazioni dei componenti sono state raggiunte con successo. Il compressore finalmente progettato (Figs. 2 e 3) presentava un impeller con 20 pale radiali (inclusi 10 s pale splitter per migliorare la guida del flusso in condizioni di carico parziale), un diametro esterno di 129 mm, un diametro di ingresso di 74 mm e una velocità di punta al punto di progetto (60.000 rpm) di 405 m/ s. Il diffusore a valle presenta 19 pale radiali e 38 pale di deswirl, queste ultime progettate per fornire un flusso assiale d'aria senza troppa turbolenza nella camera di combustione.

(la quantità di vortice deve essere contenuta nella porzione dall'uscita dell'impeller del compressore all'ingresso della camera di combustione per non introdurre eccessive perdite di pressione qui).

Le mappe previste del compressore sono illustrate in Fig. 4.

L'impeller del compressore è stato ottenuto da un pezzo di Aluminium Alloy (Ergal) utilizzando una macchina a controllo numerico a 5 assi. Il diffusore è stato costruito allo stesso modo da un pezzo di magnesio. Il carter del compressore è stato infine ottenuto da magnesio forgiato.

In questo motore è stato utilizzato un tipico ingresso a forma di bell-mouth per garantire buone caratteristiche di flusso in ingresso per il compressore, poiché deve essere sviluppato un static thrust [14]. L'ingresso e il carter del compressore sono due elementi separati realizzati in una lega di alluminio. La lavorazione del carter del rotore doveva essere altamente precisa. Grandi spazi di punta sono dannosi per le prestazioni complessive del motore e per l'efficienza del compressore, specialmente con piccoli diametri di ingresso. Gli spazi di punta sono stati mantenuti intorno a 0.2 mm, il minimo pratico per il controllo e l'allineamento dello spostamento radiale e assiale del rotore.

3.3. Progettazione della camera di combustione

Come ci si potrebbe aspettare, la progettazione della combustione è un compito molto complicato nei piccoli motori a gas-turbina, essendo le sue dimensioni limitate dai forti problemi di accoppiamento riguardanti il compressore e la turbina, tipicamente limitazioni costruttive sulla lunghezza e sul diametro dell'albero. Questi

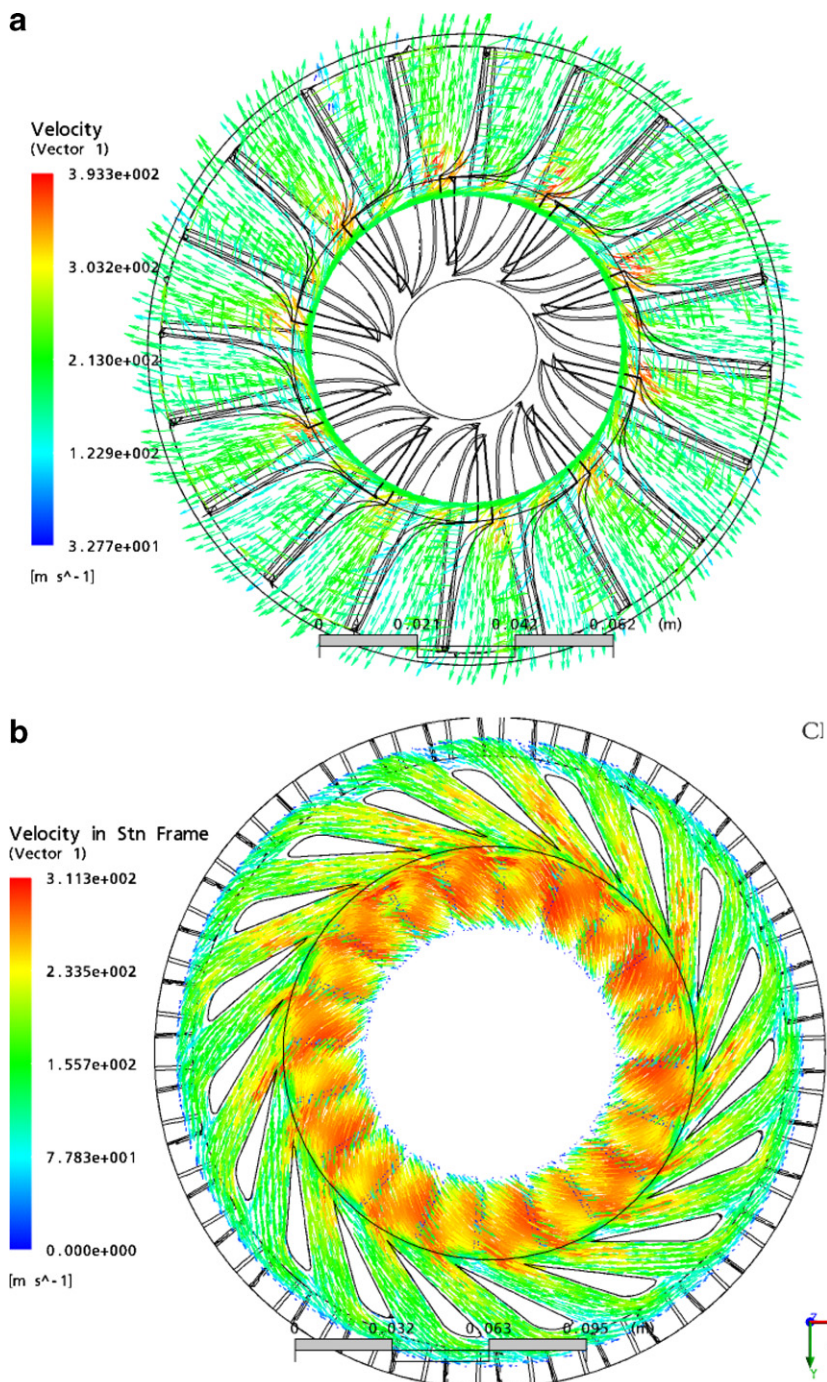


Fig. 1. Campo di velocità in (a) l'impeller e (b) il diffusore ottenuto dalla simulazione CFD del compressore a 60.000 转/分钟.

I requisiti hanno concentrato la nostra attenzione su un particolare tipo di combustore, ovvero una camera anulare a flusso diretto. Questo layout è illustrato in 图5、6和10: l'aria in uscita dal compressore subisce una diffusione piuttosto improvvisa nel gap tra l'uscita del diffusore del compressore e il rivestimento del combustore, e poi viene direttamente forzata a entrare nella camera

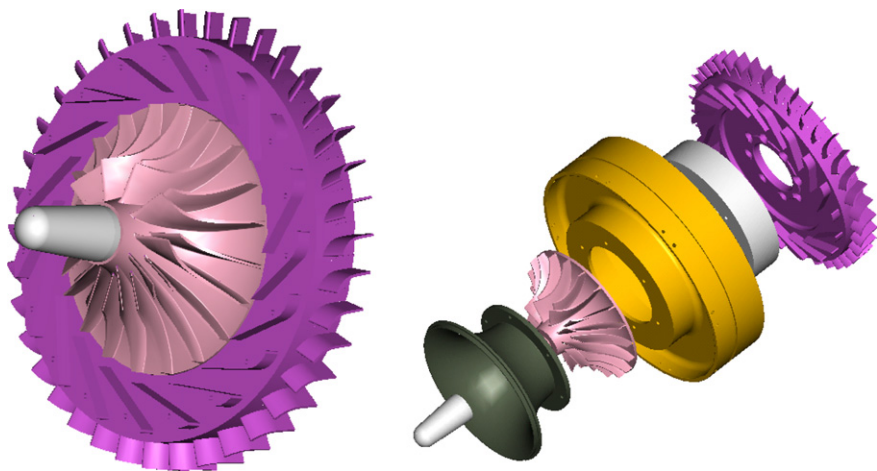


Fig. 2. Rappresentazione computerizzata dell'assemblaggio del compressore.

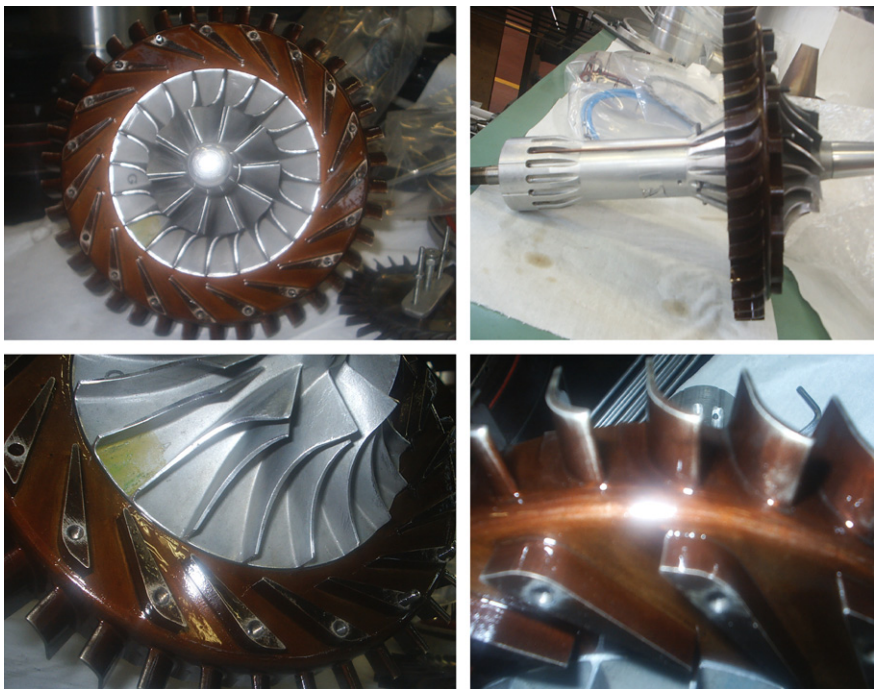


Fig. 3. Foto del compressore realizzato.

anche se ci sono fori circolarizionali (pertanto senza l'uso di un swirl), dove si mescola con il combustibile evaporato che colpisce il flusso d'aria proveniente dai tubi iniettori di combustibile cilindrici. Il mescolamento è aumentato dalla presenza di turbolatori e dalla ricircolazione nel

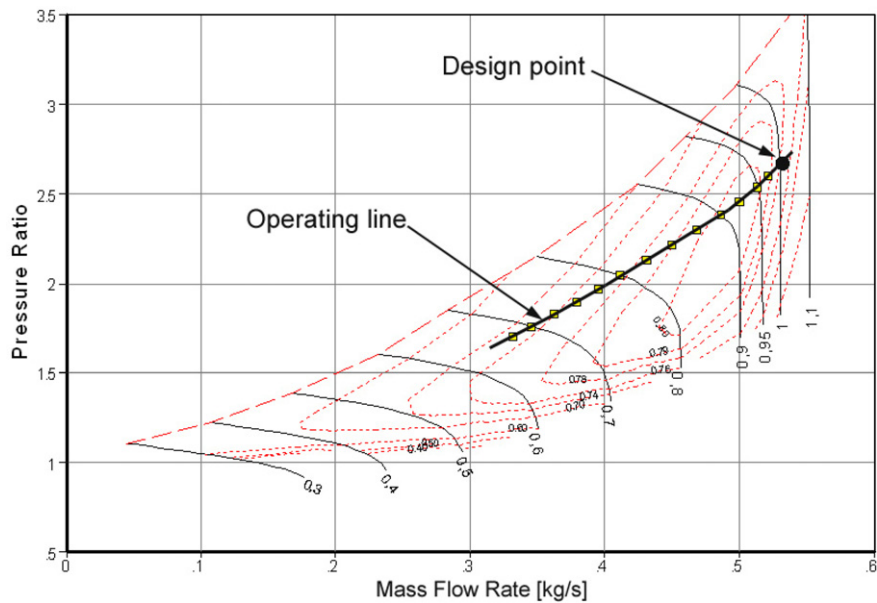


Fig. 4. Mappa del compressore prevista.

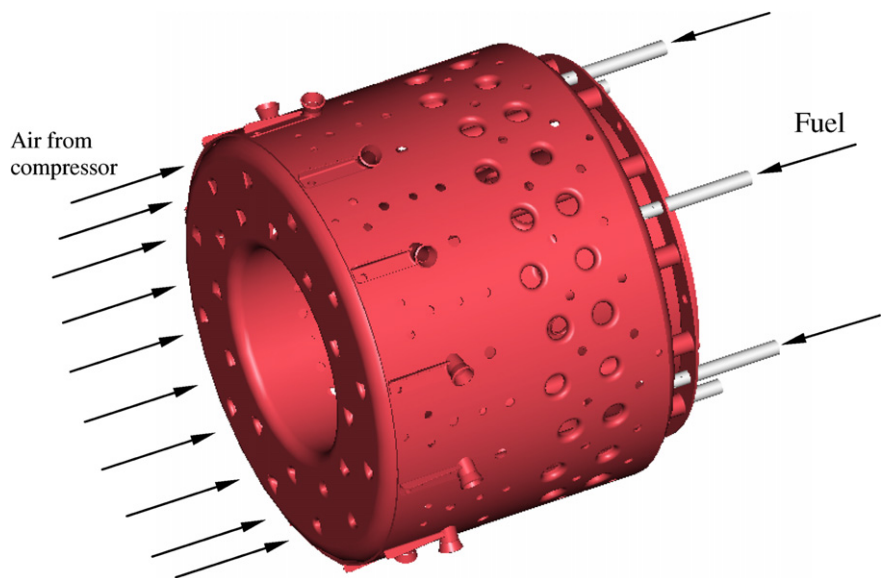


Fig. 5. Rappresentazione computerizzata della camera di combustione.

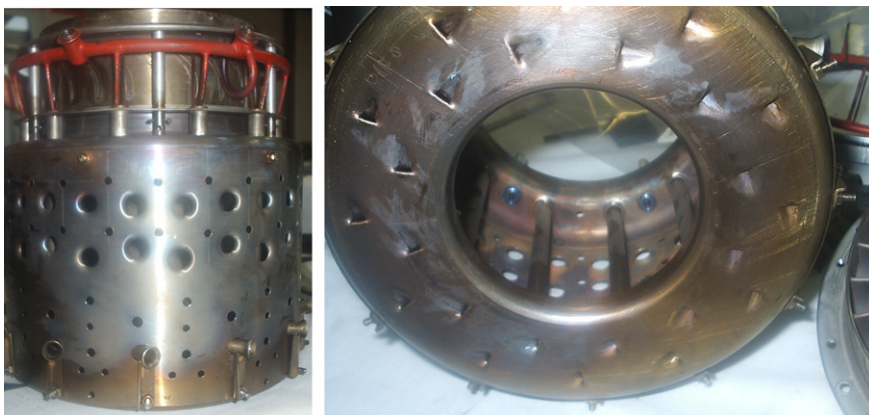


Fig. 6. Foto della camera di combustione costruita.

La zona primaria è creata dall'interazione tra l'aria primaria che entra nella combustione- re anteriore e gli getti d'aria che entrano dall'esterno del rivestimento.

I principali vantaggi di questa configurazione sono simili a quelli che caratterizzano la tradizionale camera di combustione anulare dei motori di grande dimensione [15]: soddisfacente miscelazione di carburante e aria, compattezza, leggerezza e raffreddamento efficiente del rivestimento. Infatti, questo assetto non presenta un eccessivo rapporto superficie-volume del rivestimento, come nei combustori a flusso inverso. Tuttavia, il principale svantaggio è la relativamente scarsa prestazione aerodinamica a causa dell'elevata perdita di pressione che si verifica nella zona di diffusione.

La progettazione del combustore è stata eseguita seguendo le regole dettate da Lefebvre.

[15]: Sono state considerate due questioni principali che hanno portato a un design complicato, ovvero una corretta ricircolazione della zona primaria e il problema della stabilizzazione della fiamma.

Le cosiddette pale a vortice all'ingresso del combustore, una soluzione ampiamente utilizzata nei grandi motori a gas, non sono state utilizzate a causa delle difficoltà di produzione e perché non era previsto l'iniezione del carburante tramite ugelli individuali. Invece, la ricircolazione della zona primaria su larga scala utilizzando un numero ridotto di grandi getti d'aria ha infine portato a un design di successo. Quando posizionati correttamente, questi fori di ricircolazione hanno migliorato significativamente la miscelazione e la stabilità della combustione, e le prove hanno portato a una camera di combustione impeccabile.

关于火焰稳定性，有一些问题值得讨论。众所周知，关于燃料与空气比的持续燃烧的稳定性极限是很宽的，但点火的极限要窄得多。因此，良好的点火特性在很大程度上依赖于燃料喷射器设计和可实现的雾化质量。在主区域中，需要良好雾化或蒸发的燃料（最好接近化学计量燃料与空气比），特别是在低转速时，此时燃烧室入口的空气温度和压力几乎接近环境。这对点火性能尤其有害，因为点火热损失很大，而实际上可以实现的燃料雾化质量非常差。

Alta qualità della nebulizzazione del combustibile utilizzando semplici orifizi è stata studiata, ma piccoli orifizi ad alte prestazioni richiedono alte pressioni del combustibile e pesanti pompe di spinta a bordo per ottenere fini spruzzi di combustibile. Inoltre, tendono a creare ampi angoli di cono di spruzzo, e uno spruzzo di combustibile più fine comporterà un angolo di cono più grande. Il trasferimento di calore causato dall'impatto delle gocce di combustibile in combustione sulla parete interna del rivestimento è elevato, specialmente in un molto

小燃烧室。出于这些原因，燃料预蒸发提供了最佳解决方案。设计包括一个位于燃烧室内的燃料预蒸发歧管。由于燃料和燃烧室在启动时是冷的，燃料无法预蒸发，除非在点火前将其预热到高蒸发温度，这很麻烦。解决方案是使用天然气燃料进行启动和点火。后者是通过内部开发的放电火花点火装置实现的。

È stato quindi selezionato un combustibile a base di kerosene per il funzionamento di questo motore turbojet dopo l'avviamento. A velocità minima al minimo, il passaggio al combustibile a base di kerosene viene avviato attraverso lo stesso collettore di gas, utilizzando valvole sincronizzate. I gas già caldi nella combustione pre-riscaldano il combustibile nel collettore a un alto livello di evaporazione prima che entri nella camera di combustione. Il kerosene ha buone caratteristiche di combustione quando correttamente evaporato ed è molto più sicuro da maneggiare rispetto alla benzina o al gas di petrolio liquefatto. Sebbene sia molto infiammabile, il kerosene ha meno tendenza a formare rapidamente miscele esplosive quando si verifica una perdita, come da pompe o linee di alimentazione. La sicurezza nella manipolazione del combustibile e nell'operazione del motore è stata una questione di progettazione seria. Infine, poiché il kerosene ad alte temperature tende a produrre coke a causa della frattura termica degli idrocarburi, eravamo particolarmente preoccupati per la formazione di uno strato di coke sulla parete interna degli evaporatori.

L'uso del kerosene ha richiesto l'aggiunta di una pompa di aumento per la pressurizzazione del combustibile. La principale difficoltà con il combustibile a base di kerosene era la corretta evaporazione all'interno dello spazio limitato della camera di combustione. Ampi margini di temperatura (stress termico) e velocità del rotore

(i carichi dei componenti) sono stati forniti per garantire una lunga vita, in particolare per i componenti della sezione calda. La massima temperatura di ingresso della turbina di 1000 K si è dimostrata ben al di sotto della capacità della turbina. La camera di combustione costruita (utilizzando AISI 316L acciaio) è rappresentata in Fig. 6.

3.4. Progettazione della turbina

A seguito della progettazione della camera di combustione, e quindi da una conoscenza del flusso di massa/fluidi da espandere, così come della temperatura di stagnazione e della pressione del fluido all'uscita del combustore, è stata selezionata una turbina assiale a flusso singolo come configurazione preferita per azionare il compressore. Essa consiste in una fila di ugelli e in una ruota turbina reattiva $a_{d0.55}$. I profili dell'ugello e del rotore sono evoluzioni interne dei profili alari standard A_{A3K7} che abbiamo studiato per ottenere prestazioni soddisfacenti sia dal punto di vista aerodinamico che strutturale. Sono stati effettivamente derivati utilizzando un metodo di lama della turbina a curvatura prescritta [19].

Il progetto preliminare è stato realizzato utilizzando un procedimento unidimensionale al raggio medio della turbina, seguendo il procedimento ben noto illustrato da Horlock [18] e utilizzando le correlazioni di perdita fornite da Craig e Cox [17] e la correlazione di deviazione espressa da Ainley e Mathienson [20]. La fila di ugelli presentava 25 b palette con angoli di sfasamento costanti rispetto al raggio, mentre è stato utilizzato un criterio di vortice libero per determinare gli angoli a vari raggi delle 29 pale del rotore (Fig. 7). La solidità ottimale di ciascuna fila di pale è stata trovata utilizzando il criterio di Zweifel, impostando tuttavia il coefficiente di sollevamento tangenziale a 1.1, come suggerito in [16]. In questo modo, il carico sulla pala è stato aumentato rispetto alla pratica di progettazione convenzionale.

La fila delle lame dell'ugello è stata costruita utilizzando acciaio refrattario 310S. D'altra parte, il materiale utilizzato per le lame del rotore della turbina è un acciaio W W302 (entrambi i componenti sono

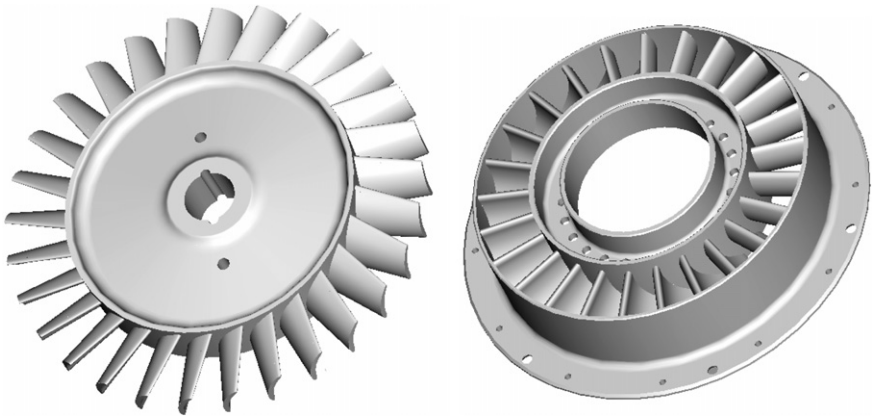


Fig. 7. Rappresentazione computerizzata del rotore della turbina (a sinistra) e delle pale dell'ugello (a destra).

rappresentati in Fig. 8). Il compressore e la turbina sono collegati tramite un albero in acciaio a V V145 supportato da un paio di cuscinetti a sfera precaricati. Il modulo rotore-cuscinetto è stato accuratamente allineato e bilanciato con tutti gli altri componenti per controllare le tolleranze delle punte sia del compressore che della turbina.

Entrambi i cuscinetti sono lubrificati e raffreddati con olio fornito dal serbatoio montato esternamente tramite un tubo che attraversa il carter del compressore. Questo sistema di lubrificazione è di tipo a perdita totale.



Fig. 8. Foto della turbina prodotta.

Durante l'operazione normale è richiesto solo un po' di olio. Un sistema a circuito chiuso sarebbe troppo pesante e difficile da progettare, e richiederebbe un sistema di tenuta eccessivamente complesso. Il flusso dell'olio lubrificante è controllato da un piccolo orificio di dimensioni proprietarie, e l'olio viene fornito a entrambi i cuscinetti utilizzando l'aria di scarico del compressore. Prima dell'avviamento, quando non è disponibile pressione, l'olio viene fornito manualmente. Tutto l'olio viene infine perso nel condotto di scarico dove viene trascinato nei gas caldi.

3.5. Progettazione dell'ugello

È stata progettata una semplice uscita a forma convergente con un'area di uscita efficace di 6013 cm^2 , che rende l'ugello non strozzato al punto di progetto. Questo componente è stato realizzato con piastre in acciaio AISI 316L e fabbricato come illustrato in Fig. 9.

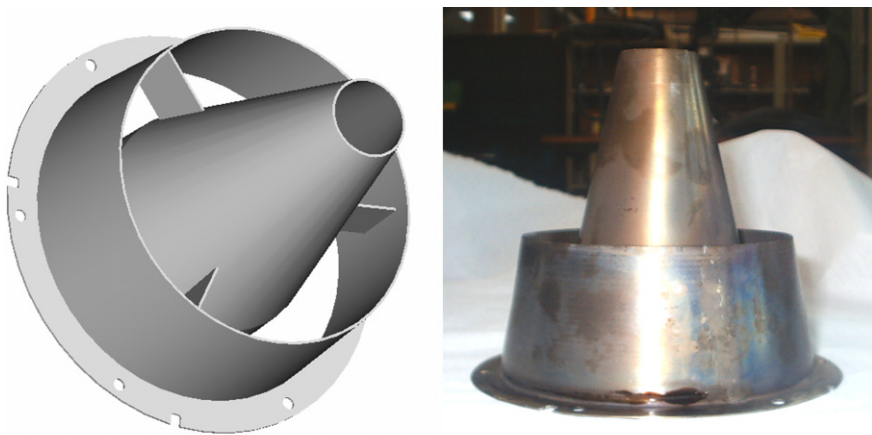


Fig. 9. Ugello di scarico: Rappresentazione computerizzata (sinistra) e componente realizzato (destra).

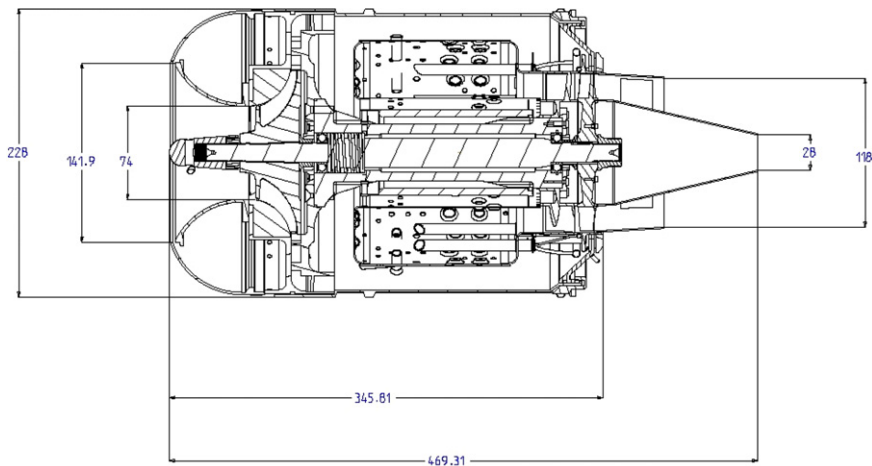


Fig. 10. Disegno bidimensionale del turbojet progettato (dimensioni in mm).

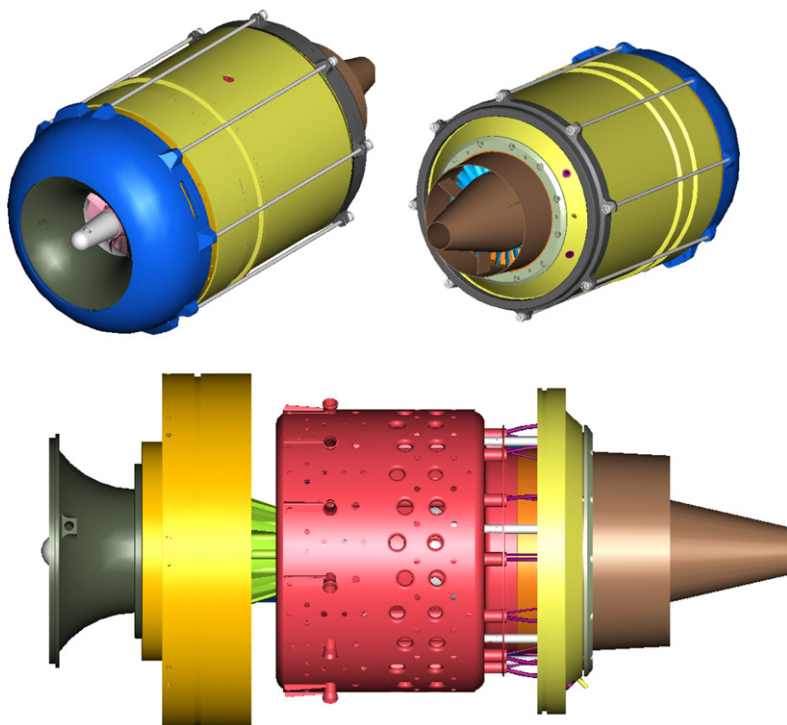


Fig. 11. Rappresentazione computerizzata del turboreattore progettato.

3.6. Design dell'assemblaggio

È stato mantenuto un concetto di design modulare per l'intero motore. Tutti i componenti sono stati progettati per essere facilmente fabbricati e assemblati. Il motore a turbojet è stato suddiviso in diversi moduli che vengono combinati tramite bulloni, connessioni a pressione e morsetti speciali. Le Fig. 10 e 11 mostrano una sezione meridionale e una vista tridimensionale dell'assemblaggio.

4. Test di turboreattore

Il turboreattore sviluppato, dopo un bilanciamento accurato del core-assembly, è stato montato e testato su un test rig, dove è possibile misurare la velocità di rotazione, la temperatura statica di scarico dei gas caldi, la pressione di scarico statica del compressore, la spinta (statica), la temperatura dei cuscinetti e dell'olio, e la pressione e temperatura del carburante.

4.1. Test rig e strumentazione

Il banco di prova consisteva in un banco dove il motore è montato come illustrato in Fig. 12. Il banco di prova è dotato della seguente strumentazione:

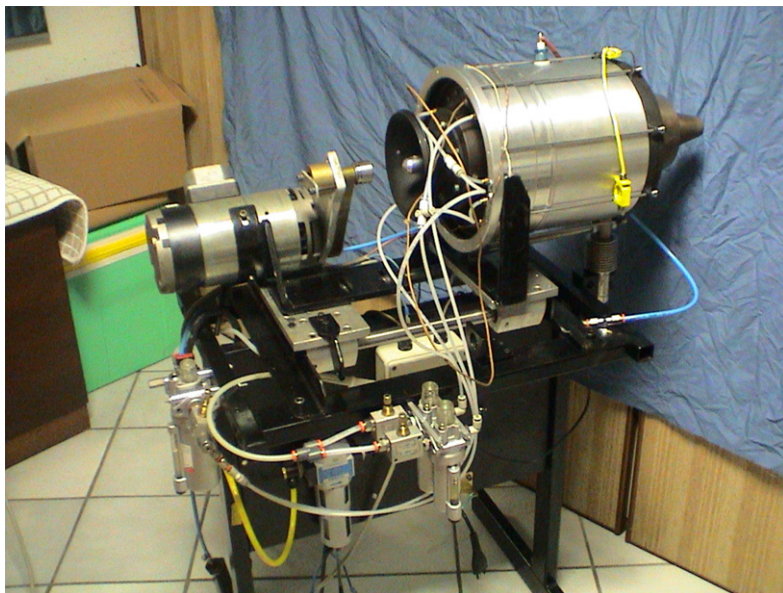


Fig. 12. Il turbojet montato sul test rig.

- (1) Tre termocoppie isolate di tipo K, posizionate a valle del rotore della turbina.
- (2) Un manometro analogico di tipo Bourdon, collegato a prese di pressione statica posizionate all'uscita del compressore.
- (3) Un sensore di carico per misurare la spinta sviluppata dal motore.
- (4) Un tachimetro magnetico, tramite il quale può essere misurato il regime di rotazione del motore.
- (5) Una pompa volumetrica a ingranaggi per pompare il carburante nella camera di combustione.
- (6) Un motore elettrico per avviare il motore (cioè fino a quando non si raggiunge l'auto-operazione).
- (7) Un'unità di accensione a scarica per l'accenditore.
- (8) Valvole di controllo sincronizzate sia per il combustibile a gas naturale che per la kerosene.
- (9) Una pompa dell'olio per la lubrificazione dei cuscinetti.

4.2. Procedura di test e risultati

All'avvio del motore, l'energia elettrica proveniente dall'ausiliario è utilizzata per accelerare il core-assembly a circa 10, 000 r pm.

A questo punto, l'accensione viene attivata, la valvola del combustibile a gas naturale viene aperta e si verifica l'accensione, accelerando ulteriormente il motore fino alla sua velocità minima di regime di circa 20, 000 r pm. Da questo momento, il motore elettrico viene disconnesso e il motore funziona autonomamente. La spinta prodotta può essere facilmente controllata agendo sul flusso di combustibile, che a sua volta determina la velocità di rotazione istantanea del turbojet.

Il cambio da combustibile a gas naturale a kerosene viene effettuato utilizzando lo stesso sistema di collettore di combustibile, chiudendo simultaneamente la valvola del combustibile gassoso e aprendo la valvola del combustibile liquido. Durante il cambio, il motore a turbina a getto funziona con una miscela di combustibile gassoso e kerosene.

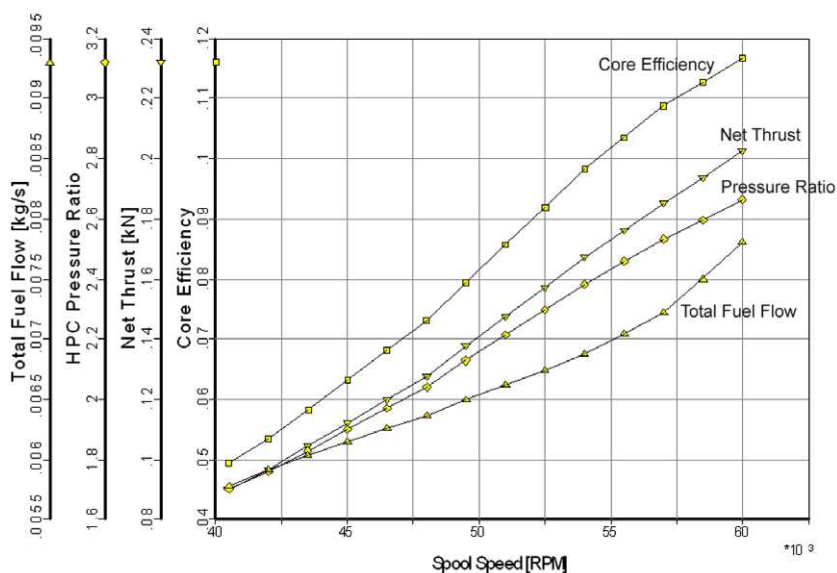


Fig. 13. Risultati del test di prestazione.

per alcuni secondi. Questo metodo è stato molto efficace. Ulteriore accelerazione alla velocità massima continua del motore di 60, 000 r pm può quindi essere avviata.

I risultati principali dei test (Fig. 13) sono le curve che collegano la spinta netta statica prodotta, il consumo totale di carburante, il rapporto di compressione statico e l'efficienza termica (chiamata anche efficienza del nucleo) alla velocità di rotazione del motore.

Attualmente, il motore ha subito oltre 500 h di operazione e ha funzionato bene senza una diminuzione delle prestazioni; inoltre non abbiamo registrato alcuna formazione di coke sulle pareti dell'evaporatore, ma devono essere effettuati ulteriori test di prestazione a lungo termine per analizzare il comportamento della camera di combustione nel tempo.

5. Conclusioni e future indagini

Una grande quantità di ricerca è stata condotta presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Padova, per progettare e sviluppare un motore a getto a spinta 200 N-piccolo e a basso costo che possa essere utilizzato per scopi di ricerca e didattici. Il progetto ha reso possibile acquisire le competenze necessarie per progettare, fabbricare, operare e testare autonomamente tale motore, e ha posto le basi su cui possono essere condotti ulteriori lavori di ricerca. Infatti, i prossimi passi saranno indirizzati al miglioramento dell'efficienza del motore attraverso un incremento del rapporto di pressione del ciclo e della temperatura di ingresso della turbina (per cui è obbligatorio l'uso di super leghe di nichel e/o materiali ceramici), seguiti da test di resistenza e affidabilità.

Riferimenti

- [1] Chu HH, Chiang Hsiao-Wei. Sviluppo della tecnologia aerospaziale – Sviluppo di piccole turbine a gas. Taiwan, ROC: Piano di sviluppo aerospaziale, Consiglio nazionale delle scienze; 1996. p. 4–22.

- [2] Jackson AJB, Laskaridis P, Pilidis P. Banco di prova per piccole turbine a gas aeronautiche per l'istruzione e per la collaborazione tra università e industria. Documento ASME GT-2004-54334 ; 2004.
- [3] Davison CR, Birk AM. Esperienza di configurazione e operativa con un motore micro-turbina per ricerca e istruzione. ASME Paper GT-2004-53377 ; 2004.
- [4] Epstein AH. Motori a gas-turbina MEMS su scala millimetrica. ASME Paper GT-2003-38866 .
- [5] Rodgers C. Alcuni effetti delle dimensioni sulle prestazioni delle piccole gas-turbine. ASME Paper GT-2003-38027 ; 2003.
- [6] Hill PG, Peterson CR. Meccanica e termodinamica della propulsione. Reading (MA): Addison-Wesley; 1992.
- [7] Cumpsty N. Propulsione a getto. Cambridge: Cambridge University Press; 1997.
- [8] Japikse D. Progettazione e prestazioni di compressori centrifughi. Wilder, Vermont: Concepts ETI, Inc.; 1994.
- [9] Whitfield A, Baines NC. La progettazione di turbomacchine radiali. Londra, Regno Unito: Longman; 1990.
- [10] Zangeneh M, Goto A, Harada H. Sui criteri di progettazione per la soppressione dei flussi secondari in giranti centrifughe e a flusso misto. ASME J Turbomachinery 1998;120:723–35.
- [11] Benini E. Progettazione ottimale delle giranti di compressori secondo Navier–Stokes utilizzando la computazione evolutiva. Int J Comput Fluid Dyn 2003;17(5):357–69.
- [12] Benini E, Toffolo A, Lazzaretto A. Analisi sperimentali e numeriche per migliorare le prestazioni di un diffusore di microturbina. ExpThermal Fluid Sci 2006;30(5):427–40.
- [13] Aungier RH. Compressori centrifughi – Una strategia per la progettazione e l'analisi aerodinamica. New York: ASME Press; 2000.
- [14] Cumpsty NA. Aerodinamica dei compressori. Regno Unito: Longman Group; 1989.
- [15] Lefebvre AH. Combustione nei gas-turbine. 2^a ed. Londra: Taylor & Francis; 1999.
- [16] Wilson DG, Korakianitis T. Progettazione di turbomacchine ad alta efficienza e gas turbine. 2^a ed. Englewood Cliffs (NJ): Prentice-Hall; 1998.
- [17] Craig HRM, Cox HJA. Previsione delle prestazioni delle turbine assiali. Proc Inst Mech Engrs 1971;185(32/71).
- [18] Horlock JH. Turbine assiali. Londra: Butterworths; 1966.
- [19] Korakianitis T. Profili alari a distribuzione di curvatura prescritta per la progettazione geometrica preliminare delle cascade di turbomacchine assiali. J Turbomachinery 1993;115(2):325–33.
- [20] Ainley DG, Mathienson GCR. Un esame delle perdite di flusso e pressione nelle file di pale delle turbine assiali R&M 第 2892 号 (三月). Regno Unito: 航空研究委员会; 1951.