

PROGETTAZIONE E VERIFICA SPERIMENTALE DI UNA MICROTURBINA IDRAULICA PER L'INDUSTRIA ALIMENTARE

M. Cammalleri^a, E. Pipitone^a, A. Cirello^a, F. Guttadauro^a, G. Genchi^a

^a *Dipartimento di Ingegneria Chimica, Gestionale, Informatica, Meccanica, Università degli Studi di Palermo, Viale delle Scienze Edificio 8, 90128 Palermo*

Parole chiave: turbina idraulica; analisi CFD; caratterizzazione sperimentale.

Sommario

In questo articolo sono descritte le attività di ricerca e sviluppo di una micro-turbina idraulica inserita all'interno di un macchinario che opera un nuovo processo di abbattimento della carica batterica applicabile nell'industria dell'imbottigliamento delle bevande. Peculiarità della turbina progettata è la geometria della palettatura della girante, dritta ed a sviluppo puramente assiale, che ne rende estremamente economica la realizzazione. Lo scambio di energia avviene grazie al moto vorticoso impresso al fluido (swirl) mediante opportuno posizionamento dei condotti di adduzione. Lo studio della turbina è stato condotto mediante classico approccio unidimensionale, mentre il dimensionamento è stato effettuato con l'ausilio di simulazioni CFD. Ultimata la progettazione, la turbina è stata realizzata e si è avviata una campagna di prove sperimentali su un banco di flussaggio appositamente allestito che ha consentito di verificare il soddisfacimento delle specifiche progettuali.

1. Introduzione

Questo lavoro si colloca nell'ambito di un più ampio progetto di ricerca multidisciplinare denominato DIT (Dynamic Irreversible Thermoporation) il quale ha come obiettivo principale il trasferimento tecnologico di un nuovo processo di abbattimento della carica batterica nell'ambito dell'industria dell'imbottigliamento delle bevande. Tale processo richiede che delle bottiglie in PET, durante il trattamento, vengano lambite da un flusso di refrigerante ed accelerate da zero a qualche centinaia di giri al minuto in pochi secondi. Da qui l'idea di realizzare un attuatore rotativo mediante una microturbina idraulica che sfrutti l'energia posseduta dal fluido per mettere in rotazione la bottiglia. La singolarità dell'applicazione, legata alle ridotte dimensioni ed alla natura puramente transitoria del processo, non ha consentito di applicare i consolidati metodi di progettazione utilizzati nell'ambito delle turbomacchine idrauliche convenzionali. Pertanto non è stato possibile ragionare in un'ottica di similitudine con modelli già noti ed adottare criteri di progettazione reperibili nella letteratura tecnica [1,2]. In letteratura scientifica sono già stati presentati alcuni esempi di turbine con geometria particolare [4], funzionanti grazie all'azione di fluidi rotanti [5] e che sfruttano piccoli carichi [6,7], le quali però non soddisfano i requisiti di semplicità e produzione di coppia richiesti in questa applicazione.

Avendo come obiettivo il contenimento dei costi e la estrema semplificazione del layout della macchina, si è pervenuti ad una turbina appartenente alla famiglia delle turbine assiali, con le palette rotoriche dritte e parallele all'asse di rotazione. Tutto ciò è stato realizzato attraverso un opportuno dimensionamento della schiera palettata della turbina e della camera di immissione in base ai risultati provenienti dalle simulazioni fluidodinamiche computazionali. Ultimata la progettazione, la turbina è stata realizzata e si è avviata una campagna di prove sperimentali su un banco di flussaggio appositamente allestito al fine di verificarne le prestazioni. Il banco prova realizzato è di tipo inerziale, tale cioè da permettere la misura della coppia motrice erogata dalla turbina mediante analisi di opportuni transitori di accelerazione e decelerazione.

Tale banco è stato attrezzato con un flussimetro a precessione di vortici, con un trasduttore per la misura della caduta di pressione e con un encoder ottico incrementale per la misurazione della velocità angolare della girante. La portata è stata regolata controllando, mediante un inverter, la velocità di

rotazione del motore di trascinamento della pompa. Tutti i segnali in uscita dai sensori sono stati acquisiti tramite una scheda di acquisizione dati ed un software appositamente sviluppato in ambiente LabVIEW®.

2. Progettazione della turbina

Analizzando le condizioni al contorno ed ipotizzando ingegneristicamente tutte quelle grandezze non ancora note, è stato possibile valutare preliminarmente quali tipologie di turbine fossero compatibili con l'applicazione in oggetto. Considerata la geometria prevalentemente assial-simmetrica del sistema in cui la turbina deve operare, gli ingombri massimi consentiti e la direzione prevalentemente assiale del flusso all'interno del sistema, ne risulta che la macchina in esame dovrebbe appartenere alla categoria delle turbine assiali. Per ragioni connesse ad altri aspetti della tecnologia DIT, il processo da realizzare è incompatibile con la presenza di aria all'interno del sistema. Ciò ha escluso l'uso di una girante di tipo Pelton, mentre una turbina di tipo Francis (cioè con flusso misto radiale-assiale) richiederebbe la presenza di un distributore il cui ingombro radiale risulterebbe incompatibile con la geometria del sistema.

Il primo dimensionamento è stato condotto mediante il semplice approccio unidimensionale, che ipotizza la presenza di infinite palette infinitamente vicine. Supponendo di assegnare ai condotti di adduzione del fluido le mansioni di distributore e che il flusso (1 kg/s di acqua, secondo le specifiche) si presenti alla girante con moto puramente assiale, si ricava la deflessione da impartire al fluido al fine di erogare, allo spunto (velocità periferica $u=0$), la coppia di 140 mNm necessaria a vincere sia gli attriti statici, sia l'inerzia dell'intera bottiglia, assimilata a corpo solido. Come mostrato in Figura 1, l'ingresso del fluido in girante avviene con velocità assoluta c_1 perfettamente assiale, corrispondente ad un angolo α_1 pari a 90° . A girante ferma, le velocità assolute c_1 e c_2 coincidono con le rispettive velocità relative w_1 e w_2 (v. Figura 1). Alla coppia motrice richiesta risulta un angolo di uscita β_2 pari a $167,5^\circ$.

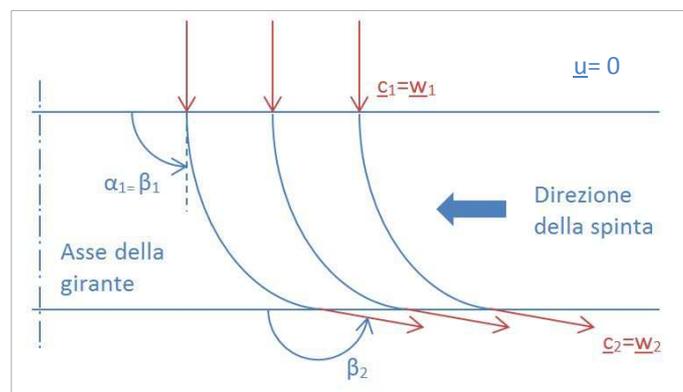


Figura 1: Ingresso assiale e pale deflesse (girante ferma).

In luogo di una simile geometria, troppo difficile e costosa da realizzare, si è dovuto optare per una condizione di più semplice realizzazione, con le palette dritte, corrispondente cioè ad angoli β_1 e β_2 uguali, come mostrato in Figura 2.

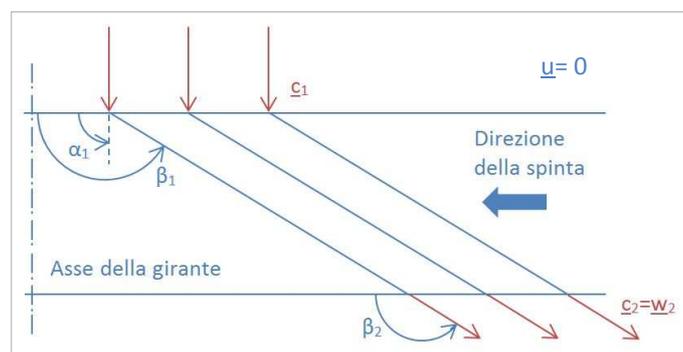


Figura 2: Ingresso assiale e pale dritte (girante ferma).

In questa configurazione è evidente la forte deflessione subita dal fluido all'imbocco della girante. Terminato un primo dimensionamento di massima della turbina, si è passati alla fase di progetto del prototipo della girante con l'ausilio di simulazioni fluidodinamiche tridimensionali (ovvero CFD, Computational Fluid Dynamics) effettuate mediante l'uso del software ANSYS CFX®.

Allo scopo di accertare la compatibilità del modello di turbolenza impiegato con le particolari condizioni del flusso (basso numero di Reynolds e deflessioni elevate) si è proceduto preliminarmente ad una verifica sperimentale mediante l'impiego di un "deflettore" appositamente realizzato per riprodurre l'imbocco del fluido con la girante nelle condizioni di avvio del rotore. Il deflettore è stato installato su un banco prova su cui è stata condotta una campagna di prove sperimentali. Al fine di investire il deflettore con una velocità c_1 perfettamente assiale, a monte del deflettore è stato installato un raddrizzatore di flusso dotato di palettatura dritta. A valle del deflettore, una molla di torsione di caratteristica nota, è stata utilizzata per la misura della coppia scambiata col fluido, determinata sulla base della rotazione subita dal deflettore. Con un trasduttore di pressione differenziale è stata invece rilevata la caduta di pressione tra monte e valle del deflettore. L'insieme raddrizzatore-deflettore è mostrato in Figura 3.



Figura 3: L'insieme raddrizzatore e deflettore utilizzato per le verifiche preliminari.

Nelle Figura 4 e Figura 5 i valori di coppia e caduta di pressione misurati sperimentalmente sono messi a confronto con quelli ottenuti dalle simulazioni CFD. Dal confronto emerge chiaramente che i risultati forniti dal codice numerico bene approssimano quelli ottenuti sperimentalmente. Sulla base di tali risultati si è potuto procedere al progetto del prototipo.

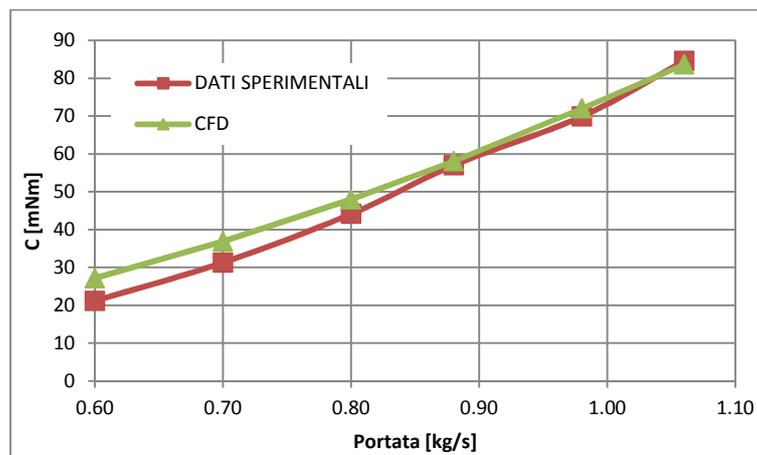


Figura 4: Confronto tra i valori di coppia sul deflettore.

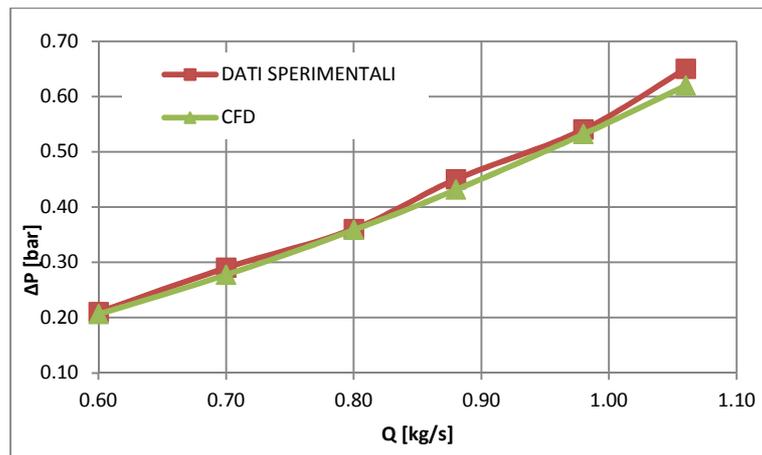


Figura 5: Confronto valori caduta di pressione tra monte e valle del deflettore.

Con l'obiettivo di ridurre ulteriormente tempi e costi di lavorazione per la produzione della turbina in esame, si è deciso di semplificare ulteriormente la geometria della girante dotandola di palette puramente assiali, non inclinate cioè rispetto all'asse di rotazione; per generare coppia motrice risulta allora necessario dotare il flusso in ingresso alla girante di adeguata componente periferica: tale moto vorticoso è stato ottenuto mediante opportuno orientamento tangenziale dei condotti di adduzione del fluido (v. Figura 13). Idealmente, per ripristinare lo scambio di energia di Figura 2, la velocità assoluta in ingresso alla girante deve formare un angolo α_1 di 12.5° ($=180^\circ-167.5^\circ$) con la direzione periferica, come rappresentato in Figura 6.

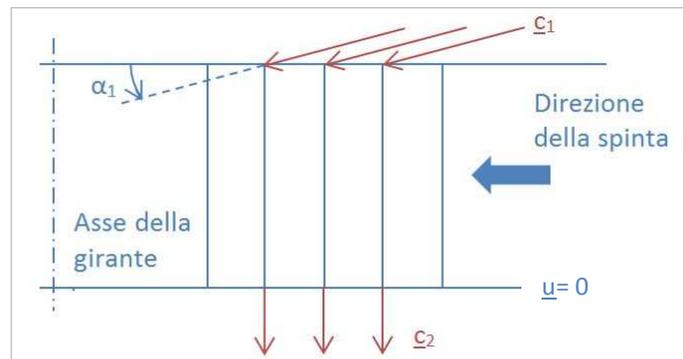


Figura 6: Girante con palette assiali, ingresso con forte componente periferica (girante ferma).

Terminata la fase di studio e definizione della geometria della girante, si è passati al dimensionamento del prototipo mediante l'ausilio delle simulazioni fluidodinamiche tridimensionali.

3. Analisi Numerica CFD

L'utilizzo delle simulazioni CFD ha permesso di esplorare una molteplicità di soluzioni in tempi relativamente modesti, permettendo di individuare una geometria della palettatura che rispondesse alle esigenze progettuali nel modo più semplice possibile.

Per le simulazioni numeriche è stato utilizzato l'ambiente integrato Ansys Workbench[®] dove l'utilizzo di un generatore di geometrie di turbomacchine, BladeGen[®], ha permesso la modellazione rapida di un modello geometrico a simmetria assiale in pochi passaggi. Il solutore CFD di cui ci si è serviti è stato Ansys CFX[®]. La particolare geometria dei condotti di adduzione ha reso difficoltoso immaginare le condizioni del fluido a monte della girante è per questo si è scelto di modellare anche la camera di immissione. Il complessivo rappresentato in Figura 13 (a sinistra) mostra gli elementi geometrici di una delle simulazioni eseguite.

Particolare attenzione è stata dedicata alla discretizzazione condotta combinando elementi tetraedrici con elementi prismatici in corrispondenza delle pareti, con infittimento localizzato a contatto delle superfici solide della macchina. Tale procedura permette di ottenere valori appropriati di Y^+ , parametro comunemente impiegato nelle simulazioni fluidodinamiche per verificare l'adeguatezza della

discretizzazione effettuata al modello di turbolenza utilizzato. Nello specifico, una opportuna dimensione degli elementi ha consentito di mantenere $Y^+ < 10$ in tutto il campo di velocità esplorato utilizzando in media circa 2.5 milioni di elementi. In Figura 7 è mostrato un particolare della discretizzazione in prossimità della superficie della paletta.

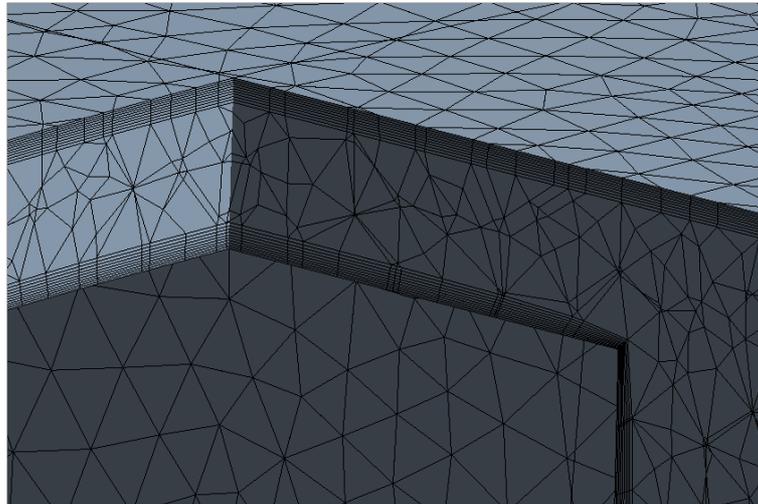


Figura 7: Particolare della discretizzazione: infittimento in prossimità delle pareti.

Allo scopo di ottenere risultati affidabili sia in termini di coppia motrice che di caduta di pressione, con una geometria che prevede forti curvature dei filetti fluidi e allo stesso tempo alti angoli di attacco fra fluido e palettatura, è stato scelto di utilizzare come modello di turbolenza lo Shear Stress Transport (SST) che, sebbene più oneroso dal punto di vista del calcolo e dei requisiti della discretizzazione, meglio riesce a simulare campi di moto con gradienti avversi di pressione e forti curvature. Le condizioni al contorno utilizzate sono state: portata di fluido assegnata in ingresso (Inlet), pressione media assegnata nella sezione d'uscita (Outflow), pareti lisce, turbolenza media del 5% alla sezione d'ingresso. Le curve di coppia motrice al variare della velocità di rotazione della turbina sono state ottenute effettuando diverse simulazioni in regime stazionario, ognuna ad una diversa velocità di rotazione.

Note le dimensioni di massima da rispettare per la girante, si è scelto di esplorare tre diverse lunghezze assiali di palettatura $A_x = 5$ mm, 15 mm, 25 mm. Il numero di pale per ogni lunghezza assiale è stato fatto variare da un minimo di 5 ad un massimo di 35 pale, mentre per la portata di fluido sono stati presi in considerazione valori compresi tra 0.5 e 1.0 kg/s.

Allo scopo di analizzare l'andamento della coppia motrice della macchina al variare delle principali caratteristiche geometriche, sono state condotte svariate analisi CFD i cui risultati possono essere riassunti nelle Figura 8, Figura 9 e Figura 10, dove sono rappresentati i valori di coppia al variare del numero di palette, per tre lunghezze assiali diverse, parametrizzate rispetto al regime di rotazione e per una portata di fluido pari a 1.0 kg/s.

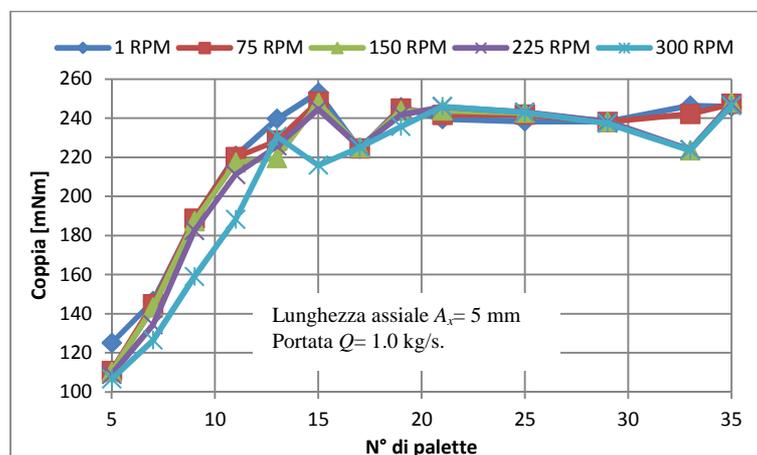


Figura 8: Analisi CFD: Coppia motrice al variare del numero di palette.

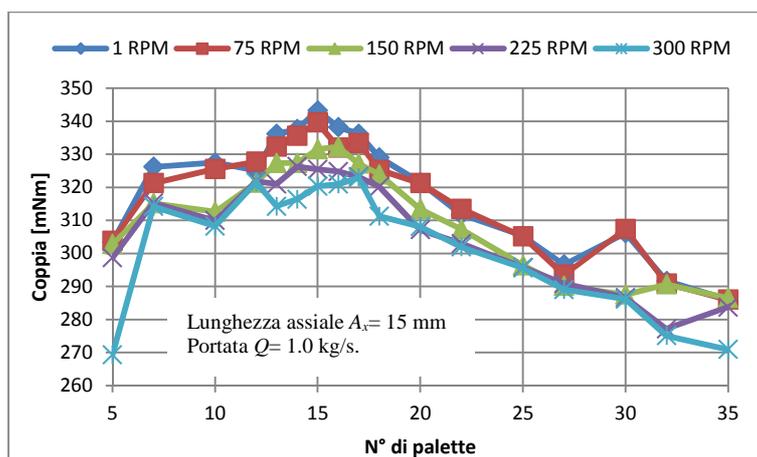


Figura 9: Analisi CFD: Coppia motrice al variare del numero di palette.

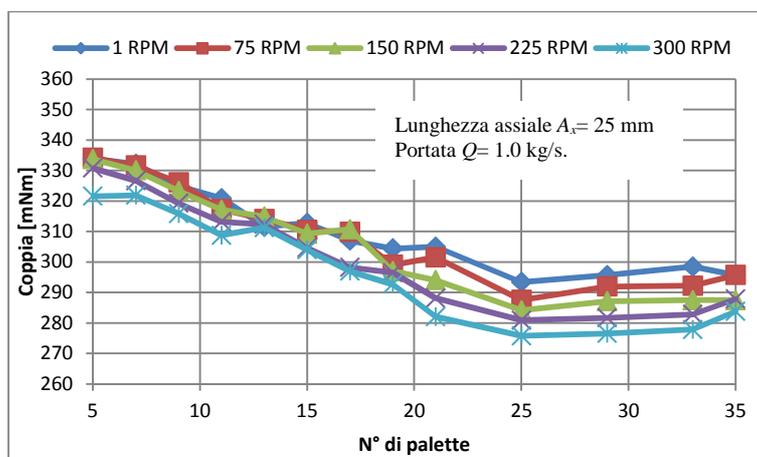


Figura 10: Analisi CFD: Coppia motrice al variare del numero di palette.

Come è facile notare il comportamento della macchina cambia radicalmente con la lunghezza assiale della schiera palettata; infatti se la turbina con palette corte (5mm) trova giovamento dall'incremento del numero di pale, quella con lunghezza pari a 25 mm esibisce un comportamento opposto mostrando i maggiori valori di coppia col minimo numero di pale. Comportamento intermedio mostra la turbina con lunghezza assiale della schiera palettata pari a 15 mm. È da notare come i valori massimi di coppia siano molto simili per i casi 15 mm e 25 mm mentre sostanzialmente inferiori sono quelli prodotti dalla macchina con palettatura corta, (5 mm). In Figura 11 è mostrato l'andamento della coppia al variare del numero di giri per la configurazione a 15 palette con lunghezza assiale 15 mm, che è quella che ha presentato le migliori prestazioni fra quelle considerate. Come si può facilmente notare l'andamento di coppia ha caratteristica prevalentemente lineare in tutto il campo di velocità esplorato. La retta interpolante mostra un valore del coefficiente angolare molto basso, ciò implica un valore di coppia pressoché costante nel campo di velocità 0÷300 RPM di interesse.

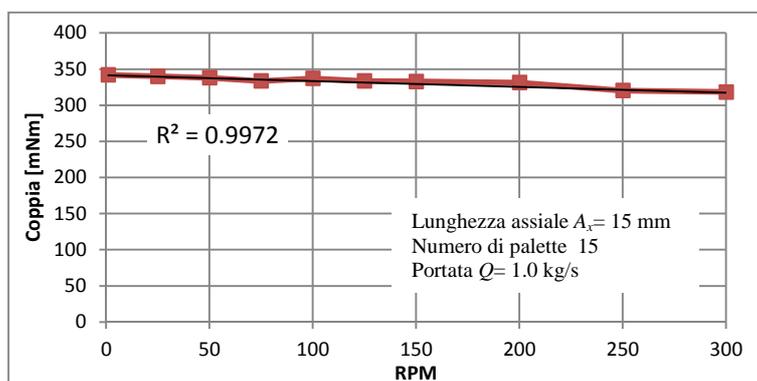


Figura 11: Analisi CFD: caratteristica meccanica della girante.

4. Procedura sperimentale

Ultimata la progettazione al CFD è stata realizzata la turbina con 15 palette e lunghezza assiale $A_x=15$ mm e si è avviata una campagna di prove sperimentali su un banco di flussaggio appositamente allestito al fine di verificarne le prestazioni.

Tale banco prova (v. Figura 12) è sostanzialmente un circuito idraulico costituito dai seguenti componenti principali: serbatoio di accumulo, pompa (centrifuga monostadio), misuratore di portata, camera di immissione, trasduttore di pressione, turbina, encoder, ed un volano calettato sull'asse della turbina. Il banco infatti è di tipo inerziale, tale cioè da permettere di risalire alla coppia motrice erogata dalla turbina mediante l'analisi di transitori di accelerazione e decelerazione. Al fine di ottenere transitori sufficientemente lunghi da poter essere acquisiti in modo accurato, si è impiegato un volano con momento d'inerzia di quattro ordini di grandezza maggiore rispetto a quello che il sistema avrebbe in condizioni di funzionamento reali. In questo modo inoltre, il campo di moto del fluido che attraversa la turbina può essere considerato quasi stazionario, in analogia a quanto simulato con il CFD.

Durante i transitori di accelerazione e decelerazione, la velocità di rotazione del rotore è stata misurata mediante l'impiego di un encoder ottico incrementale ad albero cavo Baumer da 500 impulsi per giro. Le prove sono state eseguite a portata costante, per valori compresi tra 0.5 e 1.0 kg/s, con incrementi di 0.1 kg/s; la regolazione della portata è stata effettuata per mezzo di un inverter collegato alla pompa, mentre la misura è stata effettuata mediante flussimetro a precessione di vortici Endress+Hauser con installato a monte un raddrizzatore di flusso a piastra forata. La caduta di pressione tra monte e valle della turbina è stata misurata mediante un trasduttore differenziale di pressione AEP modello DF2 con pressione relativa massima pari a 2.5 bar.

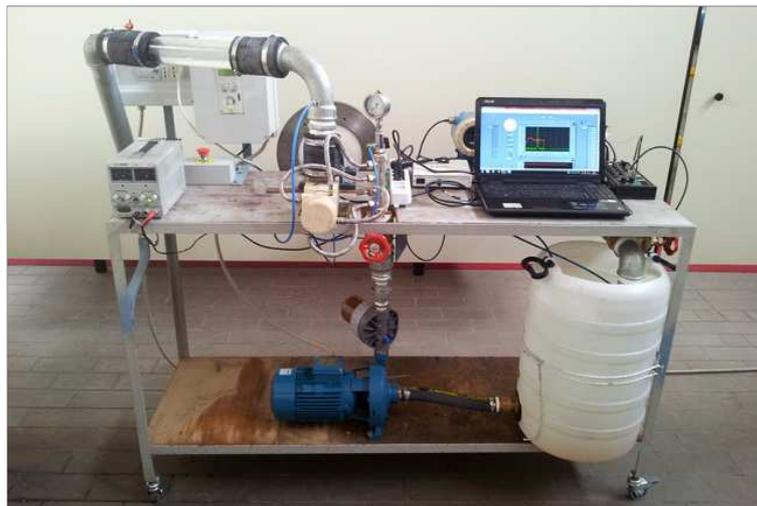


Figura 12: Il banco prova della turbina.

Le grandezze fisiche di interesse sono state misurate e registrate su notebook per mezzo di un sistema di acquisizione NI USB-6251 (corredato di connettore BNC-2120), programmato appositamente in ambiente LabVIEW®. Alla mandata della pompa è stato installato un collettore (che pertanto svolge le funzioni di distributore) con quattro derivazioni da cui dipartono i condotti di adduzione del fluido alla girante, orientati tangenzialmente al corpo del distributore in modo da produrre il moto vorticoso necessario. La girante, calettata su di un albero in acciaio inox supportato alle estremità da due cuscinetti a sfere, è stata realizzata in Teflon; tale materiale possiede le caratteristiche di avere un bassissimo coefficiente di attrito, di essere poco igroscopico, mantenendo così inalterate le sue dimensioni e di essere facilmente lavorabile alle macchine utensili.

La parte statorica della turbina funzionante da camera di immissione è stata realizzata in PVC. Alloggiando la girante all'interno di un tubo di plexiglass trasparente di diametro 60 mm è stato possibile osservare, nel corso delle prove, il funzionamento della macchina. In Figura 13 è mostrato il particolare della turbina installata al banco prova.

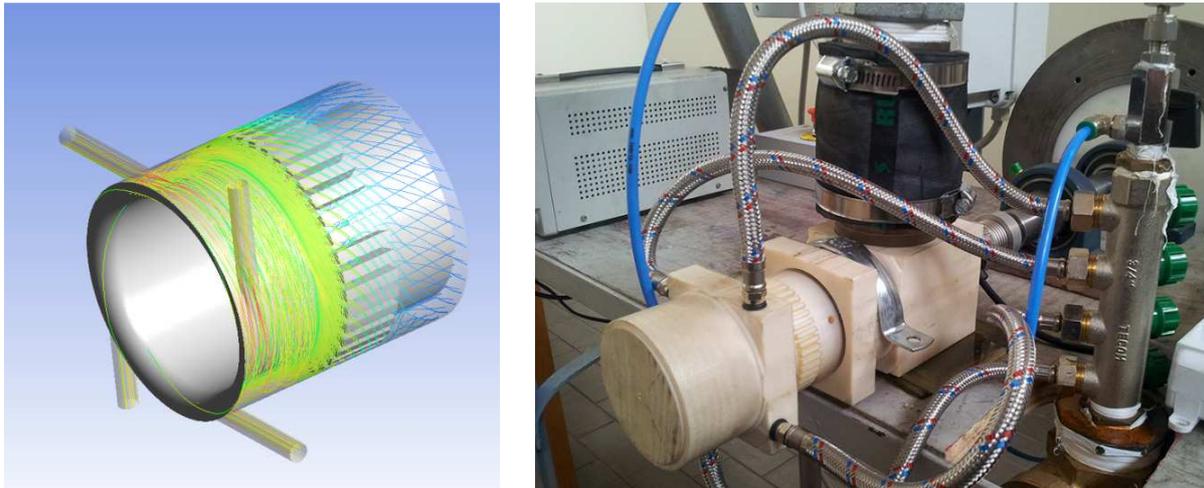


Figura 13: La turbina con i condotti di adduzione e le linee di corrente simulate al CFD (a sinistra) ed al banco prova (a destra).

La linea è completata dal serbatoio di accumulo che ha lo scopo di disaccoppiare l'aspirazione della pompa dalla mandata. La procedura di prova è stata la seguente: il rotore è stato mantenuto inizialmente fermo per il tempo necessario a stabilizzare il flusso ed avere una portata costante, dopodiché lo si è liberato e sotto la spinta del fluido ha accelerato progressivamente fino alla velocità di equilibrio tra coppia motrice e resistente. Tale tipo di prova permette di valutare solo la coppia netta ricevuta dal volano al variare della velocità di rotazione, ossia la differenza tra la coppia motrice erogata dalla turbina e la coppia resistente prodotta da tutti gli accoppiamenti coinvolti. Per poter risalire dunque alla caratteristica meccanica della turbina è stato necessario valutare la caratteristica meccanica resistente del sistema. A tale scopo sono state effettuate, in assenza di fluido, apposite prove di decelerazione da una velocità nota sino all'arresto. Ogni prova di decelerazione è stata ripetuta tre volte, verificando che la variazione massima delle grandezze d'interesse non fosse superiore al 10% e considerando rappresentativo il valore medio. Allo scopo di accertare eventuali variazioni nel tempo delle caratteristiche del sistema, tali prove sono state condotte prima e dopo lo svolgimento delle prove di accelerazione.

5. Analisi dei risultati

In Figura 14 e in Figura 15 sono mostrati gli andamenti della velocità di rotazione in funzione del tempo per le prove di accelerazione (per maggiore chiarezza sono stati presentati solo i primi 200 secondi) e di decelerazione.

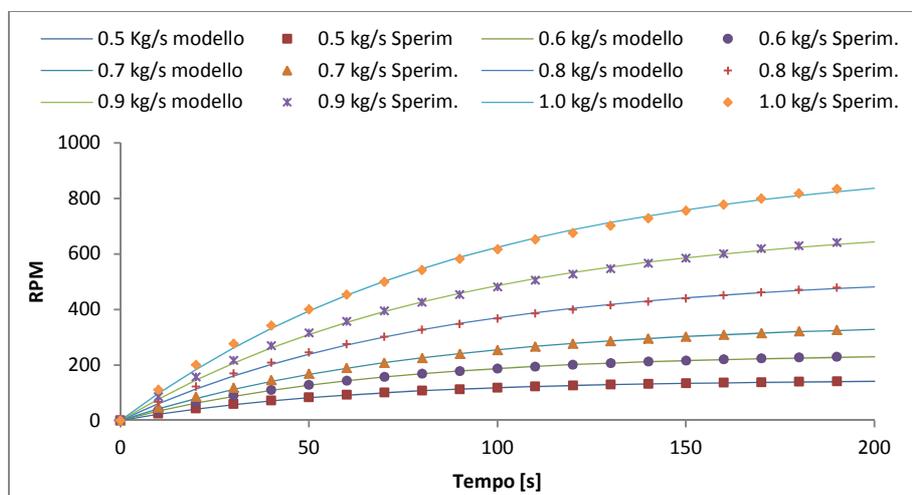


Figura 14: Prove sperimentali di accelerazione.

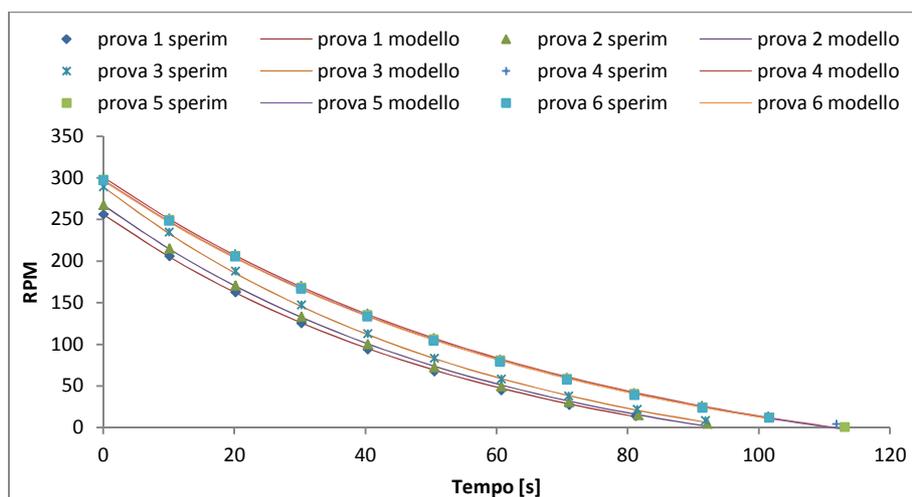


Figura 15: Risultati delle prove di decelerazione.

L'equilibrio dinamico del rotore è dato da:

$$C_m - C_r = I \cdot \alpha = I \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

dove C_m e C_r rappresentano rispettivamente la coppia motrice erogata dalla turbina e la coppia resistente imputabile agli attriti meccanici, I il momento d'inerzia totale attorno all'asse di rotazione, ω la velocità di rotazione della turbina ed α la sua accelerazione.

L'andamento prettamente esponenziale dei profili sperimentali di velocità in funzione del tempo (sia in accelerazione che in decelerazione) ha suggerito l'esistenza di una relazione di tipo lineare tra la coppia (motrice C_m o resistente C_r) e la velocità di rotazione.

Se infatti si assumono:

$$C_m = C_{m0} - K_m \cdot \omega \quad \text{e} \quad C_r = C_{r0} + K_r \cdot \omega \quad (2)$$

con C_{m0} , K_m , C_{r0} e K_r costanti, risolvendo l'equazione (1) si ottiene la velocità di rotazione ω :

$$\omega(t) = \left(\frac{C_{m0} - C_{r0}}{K_m + K_r} \right) \left(1 - e^{-\frac{K_m + K_r}{I} t} \right) \quad (3)$$

Nel caso particolare delle prove di decelerazione ($C_m=0$), qualunque sia la velocità angolare ω_0 all'inizio della prova, la soluzione risulta essere:

$$\omega(t) = \left(\frac{C_{r0}}{K_r} + \omega_0 \right) e^{-\frac{K_r}{I} t} - \frac{C_{r0}}{K_r} \quad (4)$$

I dati sperimentali delle prove in decelerazione sono stati interpolati con la funzione (4), determinando i coefficienti incogniti C_{r0} e K_r col metodo del minimo scarto quadratico medio. La Figura 15 riporta gli andamenti della velocità di rotazione misurata nelle prove di decelerazione insieme alle curve calcolate secondo l'equazione (4): è evidente l'accordo più che soddisfacente delle misure con il modello ipotizzato di coppia frenante (2).

Procedura analoga è stata seguita per le prove in accelerazione, interpolando i dati sperimentali con la funzione (3) e determinando così i restanti coefficienti incogniti C_{m0} e di K_m e quindi le caratteristiche meccaniche della turbina, mostrate per varie portate in 16.

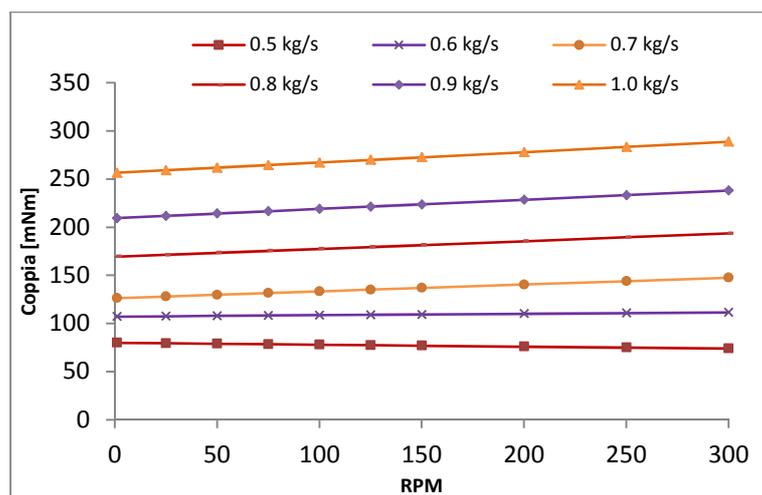


Figura 16: Caratteristica meccanica sperimentale della turbina per varie portate.

I risultati mostrano coppie di spunto più basse di quelle ottenute al CFD e andamenti in funzione della velocità leggermente crescenti (per portate ≥ 0.7 kg/s) piuttosto che decrescenti. Si ritiene che tale differenza di comportamento vi sia anche con le reali condizioni di funzionamento della macchina e che sia stata causata dalla impossibilità di effettuare una corretta stima della caratteristica meccanica resistente, da cui le curve di Figura 16 dipendono fortemente (v. equazione (3)). Le prove di decelerazione sono state condotte in assenza di fluido per non introdurre l'effetto frenante che questo avrebbe avuto sulla palettatura ma in tal modo sono venute a mancare anche le spinte assiali cui la girante è sottoposta in esercizio, spinte che, scaricandosi sui cuscinetti, danno luogo ad un contributo di coppia frenante che non è stato possibile scorporare: da ciò la sottostima della coppia motrice che, al pari delle spinte assiali, cresce all'aumentare della portata.

6. Conclusioni

In questo lavoro è stata progettata ex novo una micro-turbina idraulica da inserire all'interno di un macchinario che opera un nuovo processo di abbattimento della carica batterica nell'ambito dell'industria dell'imbottigliamento delle bevande. Tale turbina avrà il compito di accelerare delle bottiglie piene di fluido, da zero a 300 rpm in pochi secondi. La singolarità dell'applicazione, legata alle ridotte dimensioni ed alla natura puramente transitoria del processo, non ha consentito di applicare i consolidati metodi di progettazione utilizzati nell'ambito delle turbomacchine idrauliche convenzionali né tanto meno di ragionare in un'ottica di similitudine con giranti già esistenti.

Un primo dimensionamento, condotto mediante il semplice approccio unidimensionale, ha consentito di individuare la tipologia di turbina che avrebbe potenzialmente potuto soddisfare i requisiti di coppia di spunto richiesti dalla particolare applicazione senza ricorrere a geometrie particolarmente complesse: turbina assiale con palettatura rotorica diritta e a sviluppo completamente assiale. La teoria monodimensionale non ha però ovviamente potuto dare informazioni circa il numero e la lunghezza delle palette rotoriche. La progettazione è quindi proseguita mediante l'utilizzo di simulazioni CFD che hanno permesso di esplorare una molteplicità di soluzioni in tempi relativamente modesti.

Note la tipologia di girante e le dimensioni di massima da rispettare, si sono esplorate tre diverse lunghezze assiali di palettatura, $A_x = 5$ mm, 15 mm, 25 mm, con un numero di pale variabile da un 5 a 35 e portata di fluido compresi tra 0.5 e 1.0 kg/s.

Analizzando i risultati delle simulazioni si è visto che il comportamento della turbina cambiava radicalmente con la lunghezza assiale della schiera palettata; infatti se la turbina con palette corte trovava giovamento dall'incremento del numero di pale, quella con lunghezza lunghe esibiva un comportamento opposto mostrando i maggiori valori di coppia col minimo numero di pale. La turbina di 15 mm lunghezza ha invece mostrato un massimo assoluto di coppia di spunto per un numero di palette pari a 15 rivelandosi quella con migliori prestazioni fra quelle considerate.

La turbina è stata realizzata e si è avviata una campagna di prove sperimentali su un banco prova di tipo inerziale appositamente allestito al fine di verificarne le prestazioni.

La turbina realizzata ha erogato una coppia allo spunto di circa 250 mNm con una portata di 1.0 kg/s, mantenendola pressoché costante in tutto il range di interesse della velocità e soddisfacendo così ampiamente le specifiche progettuali.

Riconoscimenti

Questa ricerca è parte del progetto DIT (Termoporazione Dinamica Irreversibile) finanziato a valere sui fondi PO FESR 2007/2013.

Bibliografia

- [1] A. Beccari, “Macchine”, 1991, Edizioni CLUT Torino, ISBN 88-7992-033-2.
- [2] ASME, “The guide to hydropower mechanical design”, 1996, HCI Publications; ISBN 978-0965176507.
- [3] M.S. Guñey, K. Kaygusuz, “Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review”, 2010, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14, pp. 2996–3004.
- [4] V. Beran, M. Sedlacek, F. Marsik, “A new bladeless hydraulic turbine”, 2013, Applied Energy 104, pp. 978-983.
- [5] L.M.C Ferro, L.M.C. Gato, A.F.O. Falcao, “Design of the rotor blades of a mini hydraulic bulb-turbine”, 2011, Renewable Energy 36, pp. 2395-2403.
- [6] S.J. Williamson, B.H. Stark, J.D. Booker, “Performance of a low-head pico-hydro Turgo turbine”, 2013, Applied Energy, volume 102, pp. 114-1126.
- [7] A.A. Lahimer, M. A. Alghoul, K. Sopian, N. Amin, N. Asim, M. I. Fadhel, “Research and development aspects of pico-hydro power”, 2012, Renewable and Sustainable Energy Reviews 16, pp. 5861-5878.
- [8] Wang, L., Wei, D., “Application of computational fluid dynamic for hydraulic design”, 2012 Applied Mechanics and Materials, vol. 121-126, pp. 578-582.
- [9] Xiao, H., Yu, B., “Hydraulic design of water turbine based on the Computational Fluid Dynamics”, International Conference on Electrical and Control Engineering ICECE 2010, art. 5630698, pp. 2789-2792.
- [10] A.S. Bahaj, W.M.J. Batten, G. McCann, “Experimental verifications of numerical predictions for the hydrodynamic performance of horizontal axis marine current turbines”, 2007, Sustainable Energy Research Group, School of Civil Engineering and the Environment, University of Southampton, Renewable Energy 32, pp. 2479-2490 .
- [11] P. Drtina, M. Sallaberger, “Hydraulic turbines - Basic principles and state-of-the art computational fluid dynamics applications”, 1999, Journal of Mechanical Engineering Science 213, pp. 85-102.