



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

Sede Amministrativa: Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Ingegneria Industriale

CORSO DI DOTTORATO DI RICERCA IN: Ingegneria Industriale

CURRICOLO: Thermo-mechanical Energy Engineering

CICLO XXX

PROGETTO E ANALISI DI POMPE ROTODINAMICHE MULTISTADIO DAL DESIGN COMPATTO

Tesi svolta in Apprendistato di Alta Formazione e Ricerca presso Franklin Electric srl

Coordinatore: Ch.mo Prof.ssa Luisa Rossetto

Supervisore: Ch.mo Prof. Massimo Masi

Dottorando: Fontana Federico

Indice

Indice	i
Sommario	v
<u>Capitolo 1: Tipologia di pompe multistadio</u>	<u>1-1</u>
<i>Pompe rotodinamiche multistadio</i>	1-1
<i>Organi fissi</i>	1-5
<i>Vincoli tecnologici</i>	1-7
<i>Motivazione del lavoro</i>	1-8
<u>Capitolo 2: Modellazione numerica</u>	<u>2-1</u>
<u><i>Studio di letteratura sulla modellazione multistadio</i></u>	<u>2-1</u>
<u><i>Valutazione del modello di turbolenza k-ω</i></u>	<u>2-3</u>
<i>Metodologia</i>	2-3
<i>Risultati</i>	2-5
<i>Conclusioni</i>	2-7
<u><i>Modellazione numerica di una pompa multistadio con correzioni analitiche</i></u>	<u>2-8</u>
<i>Pompa in esame</i>	2-9
<i>Metodo di calcolo</i>	2-10
<i>Risultati</i>	2-12
<i>Conclusioni</i>	2-15
<i>F. Fontana, M. Masi, CFD modelling to aid the design of steel sheet multistage pumps</i>	A2-1
<u>Capitolo 3: Perdite secondarie - Misura delle perdite volumetriche</u>	<u>3-1</u>
<u><i>Perdite secondarie</i></u>	<u>3-1</u>
<i>Perdite per ventilazione</i>	3-2
<i>Perdite volumetriche</i>	3-3
<i>Perdite meccaniche</i>	3-4
<u><i>Misura delle perdite volumetriche su geometrie di interesse industriale</i></u>	<u>3-4</u>
<i>Introduzione</i>	3-4
<i>Apparato strumentale</i>	3-5
<i>Metodo di misura</i>	3-6

<i>Analisi dei dati</i>	3-7
<i>Risultati</i>	3-7
<i>Effetto della velocità di rotazione</i>	3-8
<i>Effetto della posizione assiale della pseudo-girante</i>	3-9
<i>Effetto del disegno della gabbia</i>	3-9
<i>Effetto della rigidità radiale dell'anello di rasamento</i>	3-10
<i>Conclusioni</i>	3-11
<u>Capitolo 4: Integrazione fra modello numerico e dati sperimentali</u>	<u>4-1</u>
<i><u>Stima delle prestazioni</u></i>	<u>4-1</u>
<i>Introduzione</i>	4-1
<i>Metodologia</i>	4-3
<i>Risultati</i>	4-5
<i>Conclusioni</i>	4-8
<i><u>Stima della spinta assiale</u></i>	<u>4-9</u>
<i>Introduzione</i>	4-9
<i>Metodologia</i>	4-10
<i>Risultati</i>	4-11
<i>Conclusioni</i>	4-14
<u>Capitolo 5: Perdite fluidodinamiche in stadi dal design compatto</u>	<u>5-1</u>
<i>Introduzione</i>	5-1
<i>Metodologia</i>	5-2
<i>Risultati</i>	5-4
<i>Conclusioni</i>	5-11
<i>F. Fontana, Estimation of the head loss in the annular chamber of multistage centrifugal pumps featuring a compact design</i>	A5-1
<u>Capitolo 6: Sviluppo di linee guida per il progetto di stadi dal design compatto in lamiera stampata</u>	<u>6-1</u>
<i>Introduzione</i>	6-1
<i>Metodologia sperimentale</i>	6-2
<i>Risultati sperimentali</i>	6-3
<i>Modello analitico</i>	6-4
<i>Risultati del modello analitico</i>	6-7
<i>Conclusioni</i>	6-9

<u>Capitolo 7: Metodo di progetto di stadi dal design compatto</u>	<u>7-1</u>
<i>Definizione del progetto vincolato</i>	7-1
<i>Dati di progetto</i>	7-1
<i>Scelta della configurazione dello stadio</i>	7-1
<i>Scelta dei parametri di progetto</i>	7-2
<i>Sezione di uscita della girante</i>	7-3
<i>Camera anulare</i>	7-3
<i>Canali di ritorno</i>	7-3
<i>Verifica virtuale e correzioni</i>	7-4
<u>Conclusioni</u>	<u>C-1</u>
<u>Bibliografia</u>	<u>L-1</u>
<u>Nomenclatura</u>	<u>N-1</u>

Sommario

In questo lavoro vengono presentati i risultati della ricerca condotta nell'ambito del progetto "Sviluppo di una metodologia di progettazione per pompe centrifughe multistadio mediante modelli di calcolo analitici e numerici". Il progetto è stato attivato nel contesto del XXX ciclo di dottorato, a seguito dell'accordo fra la Scuola di dottorato in Ingegneria Industriale dell'Università di Padova e l'azienda Franklin Electric srl di Dueville (VI). L'attività di ricerca svolta rappresenta un'evoluzione degli studi condotti in relazione alla tesi di laurea, ponendosi in continuità con essi per tematica e metodologia di studio.

L'obiettivo del progetto è lo sviluppo di strumenti e conoscenza a supporto del progetto di stadi dal design compatto per pompe multistadio rotodinamiche, realizzati per stampaggio e saldatura di lamiera.

La presente memoria è organizzata in capitoli, ciascuno focalizzato su un diverso tema di ricerca. Al termine di alcuni di essi viene riportata la pubblicazione scientifica scaturita dalle ricerche presentate nel capitolo stesso.

Nel primo capitolo di questa memoria vengono presentate le tipologie di macchine multistadio che popolano il mercato. In particolare, viene contestualizzato l'utilizzo di stadi dal design compatto prodotti con la tecnologia in oggetto.

Nel secondo capitolo vengono presentati i risultati degli studi riguardanti i metodi di modellazione numerica della macchina. In dettaglio, viene prima analizzato il problema della modellazione della turbolenza mediante un modello a due equazioni. A tal riguardo, viene presentata la valutazione del modello di turbolenza $k-\omega$ di Wilcox per simulazioni di interesse industriale. A seguire viene descritto e validato sperimentalmente un approccio di modellazione numerica di macchine multistadio concepito per combinare accuratezza e rapidità di calcolo.

Nel terzo capitolo viene descritta una tecnica sperimentale di caratterizzazione delle tenute a rasamento usate nella tipologia di stadi in esame. Le caratteristiche di portata di fuga in funzione della differenza di pressione a cavallo della tenuta vengono presentate per diverse condizioni operative e varianti progettuali.

I dati sperimentali così raccolti vengono utilizzati nel quarto capitolo per definire due ulteriori approcci di modellazione dello stadio. Questi approcci completano il modello numerico già presentato nel capitolo 2, introducendo la stima delle portate di fuga attraverso le tenute dello stadio e la valutazione dei loro effetti su prestazioni e rendimento dello stadio. Le capacità previsionali del modello a minor costo computazionale vengono validate sperimentalmente per tre diverse geometrie dello stadio. Inoltre, viene valutata l'accuratezza del calcolo della spinta assiale mediante i due modelli introdotti.

Nel quinto capitolo i risultati numerici ottenuti con questi modelli vengono utilizzati per ricavare le caratteristiche individuali degli organi che compongono lo stadio. In particolare, le perdite nella camera anulare e nei canali di ritorno, nonché il rendimento di diffusione di questi organi vengono presentati per diverse geometrie dello stadio.

Nel sesto capitolo vengono sviluppate delle linee guida per il progetto di macchine multistadio. Anzitutto, vengono presentati i valori dei numeri adimensionali di prestazione ottenuti per macchine multistadio rappresentative dello stato dell'arte nel settore considerato. Il confronto con la letteratura relativa a macchine tradizionali mette in evidenza l'inadeguatezza di quest'ultima per la stima del valore ottimale del *loading factor* di stadi compatti. Viene quindi presentato un modello analitico che permette di stimare le prestazioni e il rendimento di uno stadio dal design compatto al variare del *loading factor*, fissati i vincoli di progetto.

Il settimo capitolo descrive un metodo di progetto di stadi dal design compatto. Il metodo utilizza gli strumenti di analisi descritti nei capitoli precedenti e i risultati ottenuti nelle diverse fasi dello studio per supportare scelta delle principali dimensioni della macchina.

Capitolo 1:

Tipologie di pompe multistadio

Pompe rotodinamiche multistadio

Una pompa centrifuga multistadio o multicellulare è una turbomacchina composta da più stadi in serie, disposti sulla stessa linea d'albero e attraversati dalla medesima portata nominale.

Si definisce stadio l'insieme delle componenti idrauliche elementari che si ripetono una o più volte nella pompa. In termini generali, uno stadio è composto da almeno: una girante, degli elementi fissi che raccolgono il flusso uscente dalla girante e lo convogliano allo stadio successivo (o alla mandata della pompa nel caso dell'ultimo stadio) e degli organi di tenuta.

Oltre agli stadi, una pompa multistadio presenta delle parti necessarie per l'assemblaggio degli stadi stessi in una struttura compatta, per il convogliamento del fluido lungo il percorso desiderato, per l'equilibratura della spinta assiale e per la tenuta verso l'esterno, nonché gli opportuni supporti per consentire la rotazione dell'albero della pompa (cuscinetti volventi, radenti, idrodinamici o altro).

Poiché il fluido pompato dalla macchina può essere considerato incompressibile (nei limiti d'interesse tecnico), gli stadi di una pompa multistadio possono essere realizzati tutti con la medesima geometria nominale delle parti funzionali, purché:

- il senso di rotazione sia comune a tutti gli stadi (per es., stadi installati sullo stesso albero e in verso concorde);
- si riescano a riprodurre, con buona approssimazione, le medesime caratteristiche del flusso all'ingresso di ciascuno di essi. A questo compito sono chiamati gli organi fissi dello stadio, che, in genere, includono una stella di pale per eliminare la componente tangenziale del moto del fluido rispetto all'asse della macchina.

In mancanza di questi requisiti, gli stadi possono avere geometrie differenti fra loro, in relazione alle condizioni in cui gli stessi si trovano ad operare. Risulta evidente che la realizzazione di una macchina con stadi nominalmente identici consente notevoli vantaggi economici (unificazione dei componenti, modularità della costruzione, riduzione dei costi e dei tempi di sviluppo). In assenza di specifica precisazione, tutti gli sviluppi e le considerazioni contenuti in questo lavoro vanno riferiti a quest'ultima tipologia costruttiva.

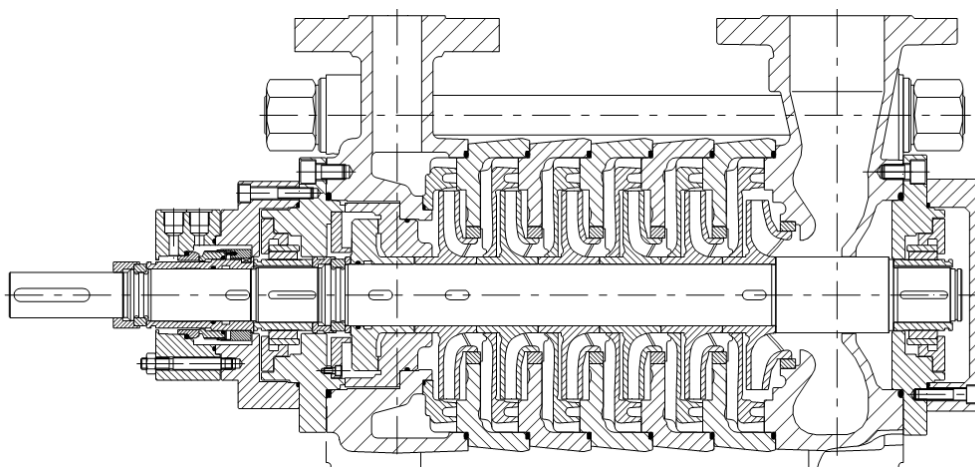


Fig. 1.1: pompa multistadio con diffusori e canali di ritorno palettati. Gli stadi sono orientati nello stesso verso rispetto alla direzione assiale [Gulich, 2008]. Il flusso avviene da destra a sinistra, in figura. Nel primo stadio è presente una girante differente dalle successive.

La configurazione costruttiva di una pompa multistadio è determinata dalla disposizione relativa degli stadi, dall'interfacciamento fra stadi successivi e dalla posizione delle bocche di aspirazione e mandata.

Anzitutto, come già osservato, le giranti possono essere disposte tutte nello stesso verso (il flusso procede sempre nella stessa direzione rispetto all'asse della macchina; si veda ad esempio la fig. 1.1) o con versi opposti, al fine di bilanciare almeno in parte le spinte assiali (fig. 1.2).

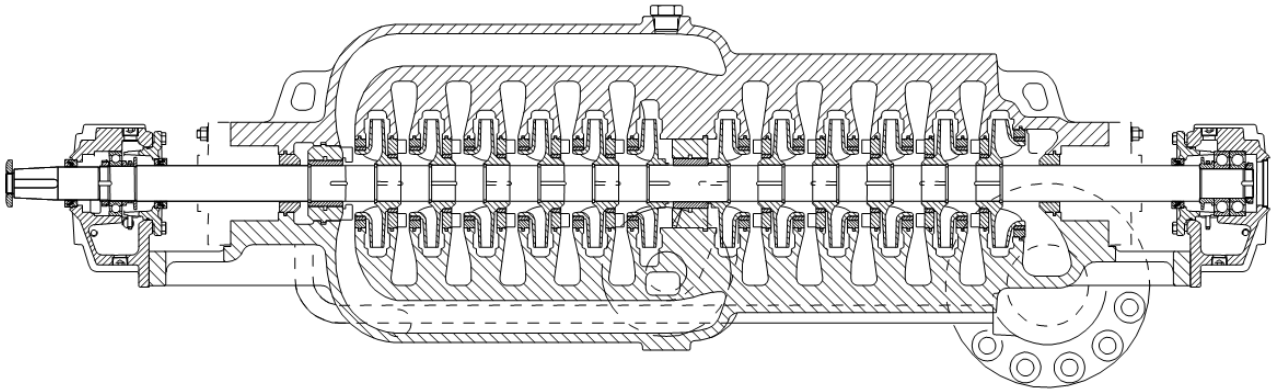


Fig. 1.2: pompa multistadio con stadi contrapposti. Gli stadi successivi sono collegati mediante un collettore a doppia chiocciola posto all'uscita della girante. Configurazione BB3 secondo lo standard API 610 [Gulich, 2008]. Flusso da destra a sinistra nella prima bancata (lato destro), invertito nella seconda.

Una seconda distinzione è basata sulla forma dei condotti di collegamento fra gli stadi. Le giranti, infatti, possono scaricare la portata elaborata in una chiocciola di raccolta, che, mediante un opportuno condotto, indirizza il liquido all'aspirazione della girante successiva (soluzioni a doppia chiocciola come quella in fig. 1.2 vengono ugualmente utilizzate). Questa soluzione è usata tipicamente per la configurazione con le giranti fra cuscinetti (si veda lo standard API 610) e limitatamente ad applicazioni per elevata pressione statica (indicativamente, centinaia di bar). In alternativa, il flusso può essere raccolto in un volume a simmetria assiale (eventualmente palettato) e indirizzato alla girante successiva mediante dei canali di ritorno palettati. Questi ultimi vengono percorsi in direzione centripeta per riportare il flusso dal diametro massimo dello stadio a quello di ingresso della girante (fig. 1.1). In questo caso, il flusso uscente dalla girante può essere raccolto in un condotto diffusore, eventualmente palettato, oppure, in pompe di piccola taglia, direttamente nello stesso volume che alloggia la girante.

La costruzione con canali di collegamento a simmetria assiale, rispetto a quella con chiocciola di raccolta, permette di realizzare alcuni importanti vantaggi di carattere tecnico-economico [Lobanoff & Ross]:

- a) minore ingombro radiale complessivo, costruzione più compatta;
- b) minore costo e minore peso complessivo;
- c) maggiore libertà nella scelta della tecnologia produttiva e dei materiali (leghe da fonderia, laminati metallici, materiali polimerici termoplastici e termoindurenti);
- d) maggiori possibilità di pulizia dei condotti (nel caso di realizzazione per fusione);
- e) maggiore libertà nella scelta della configurazione della pompa.

In relazione alla configurazione della pompa, la posizione delle bocche di aspirazione e mandata è una delle caratteristiche principali. Le bocche possono essere poste in linea (vale a dire coassiali fra loro e su lati opposti della macchina), entrambe in direzione radiale rispetto all'asse (non necessariamente complanari) o, infine, assialmente all'aspirazione e radialmente alla mandata. Si confrontino ad es. le norme API 610 ed EN 13709.

La configurazione della pompa ha significativi riflessi sulla fluidodinamica interna della stessa, poiché determina il percorso che il liquido pompato deve seguire e, pertanto, influisce sulle caratteristiche del campo di moto (ad es. sull'uniformità del flusso in ingresso al primo stadio, sulle perdite fluidodinamiche interne alla pompa, etc.).

In questo lavoro sono state considerate solamente pompe riconducibili alle tipologie “multistadio verticale” e “multistadio sommersa”, individuate dalle seguenti caratteristiche:

- a) le giranti sono disposte tutte nello stesso verso;
- b) per le pompe verticali, le bocche di aspirazione e mandata sono poste in linea; nel caso di pompe sommerse, la mandata è assiale mentre l’aspirazione è distribuita sulla circonferenza della macchina e avviene direttamente dall’ambiente in cui la pompa è immersa;
- c) le pompe sono progettate per lavorare con l’albero in posizione verticale. Ciò non esclude che queste macchine possano operare con l’asse orizzontale; tuttavia, per le installazioni in superficie, lo sviluppo in verticale della pompa, assieme alla disposizione in linea delle flange, è di particolare interesse dal punto di vista dell’installazione, in quanto permette di ridurre l’ingombro planimetrico. Per le installazioni sommerse il funzionamento in posizione verticale è un vincolo imprescindibile per l’installazione nei pozzi.
- d) Per ragioni tecniche ed economiche, il progetto di queste pompe è soggetto a vincoli stringenti sulla dimensione radiale massima della macchina. Ne consegue, ad esempio, il fatto che queste pompe siano generalmente accoppiate a motori elettrici a induzione a due poli, al fine di ottenere le prestazioni più elevate consentite dall’ingombro radiale ammissibile.

Per contenere l’ingombro radiale, in queste macchine la parte fissa dello stadio è costituita da collettori assial-simmetrici anziché dalla chiocciola di raccolta. Tali collettori sono provvisti di una o più schiere di pale per annullare (o quantomeno ridurre) la componente tangenziale di velocità impressa al fluido dalla girante. In questo modo è possibile ottenere condizioni di ingresso del flusso simili in tutti gli stadi. Inoltre, parte dell’energia cinetica associata alla componente tangenziale della velocità può essere recuperata in forma di pressione statica. Le pale fisse possono essere progettate secondo diversi criteri e disposte in vario modo rispetto alla girante.

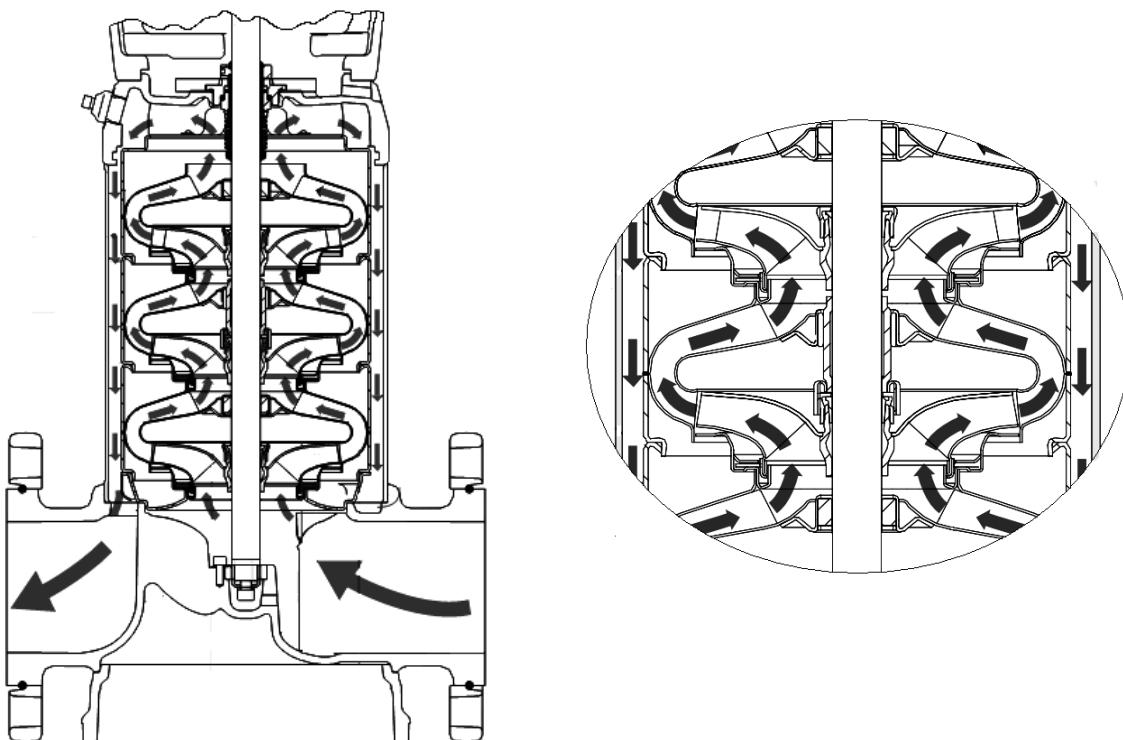


Fig. 1.3: sezione di una pompa a tre stadi e dettaglio di uno stadio con diffusore palettato. É indicato sommariamente il percorso del liquido fra aspirazione e mandata

Nel caso di pompe multistadio verticali il vincolo dell’allineamento delle bocche di aspirazione e mandata della pompa condiziona fortemente il flusso all’interno della macchina stessa (fig. 1.3). Nella configurazione trattata in questo lavoro, la bocca di aspirazione è posta in prossimità della prima girante, nella zona inferiore

della pompa. La direzione del flusso cambia da radiale centripeta ad assiale ascendente fra l'ingresso della macchina e quello del primo stadio. All'uscita dall'ultimo stadio, il verso del flusso si inverte. Tramite il condotto anulare compreso fra gli stadi (posizionati al centro) e una camicia esterna, il fluido percorre la macchina in direzione assiale discendente e raggiunge la camera anulare di mandata posta alla base della pompa. Da questa il liquido imbecca il condotto di mandata.

La modularità della costruzione è un'altra caratteristica importante. La struttura della pompa e gli stadi, realizzati tutti con le stesse geometrie nominali, sono concepiti in modo tale da poter coprire un ampio campo di prestazioni nel piano portata-prevalenza agendo esclusivamente sullo sviluppo assiale della macchina, incrementandone o riducendone il numero di stadi. Aggiungendo a questo la possibilità di utilizzare delle giranti "ridotte" (cioè di diametro esterno minore rispetto a quello della girante di partenza), con una stessa geometria nominale dello stadio è possibile soddisfare un esteso campo di esigenze in termini di prevalenza, fissata una portata nominale. Tutto ciò rende queste pompe versatili e potenzialmente riconvertibili ad esigenze diverse da quelle originali.

La relativa semplicità di assemblaggio e smontaggio, che facilita le operazioni di manutenzione, è un altro vantaggio garantito da questa configurazione rispetto ad altre tipologie di pompe multistadio.

Sul piano dell'efficienza energetica, l'utilizzo di pompe multistadio permette di frazionare la prevalenza richiesta in modo da ottenere un valore del numero tipo del singolo stadio più favorevole [Stepanoff]. Com'è noto, infatti, a parità di portata nominale i rendimenti più elevati si ottengono per stadi con velocità specifica compresa fra 40 e 60 giri/min circa (fig. 1.4). La possibilità di frazionare lo scambio di energia, inoltre, estende il campo di impiego delle pompe centrifughe ad applicazioni caratterizzate da piccole portate ed elevate prevalenze (tipicamente sotto forma di altezza statica) che altrimenti dovrebbero essere servite da macchine volumetriche.

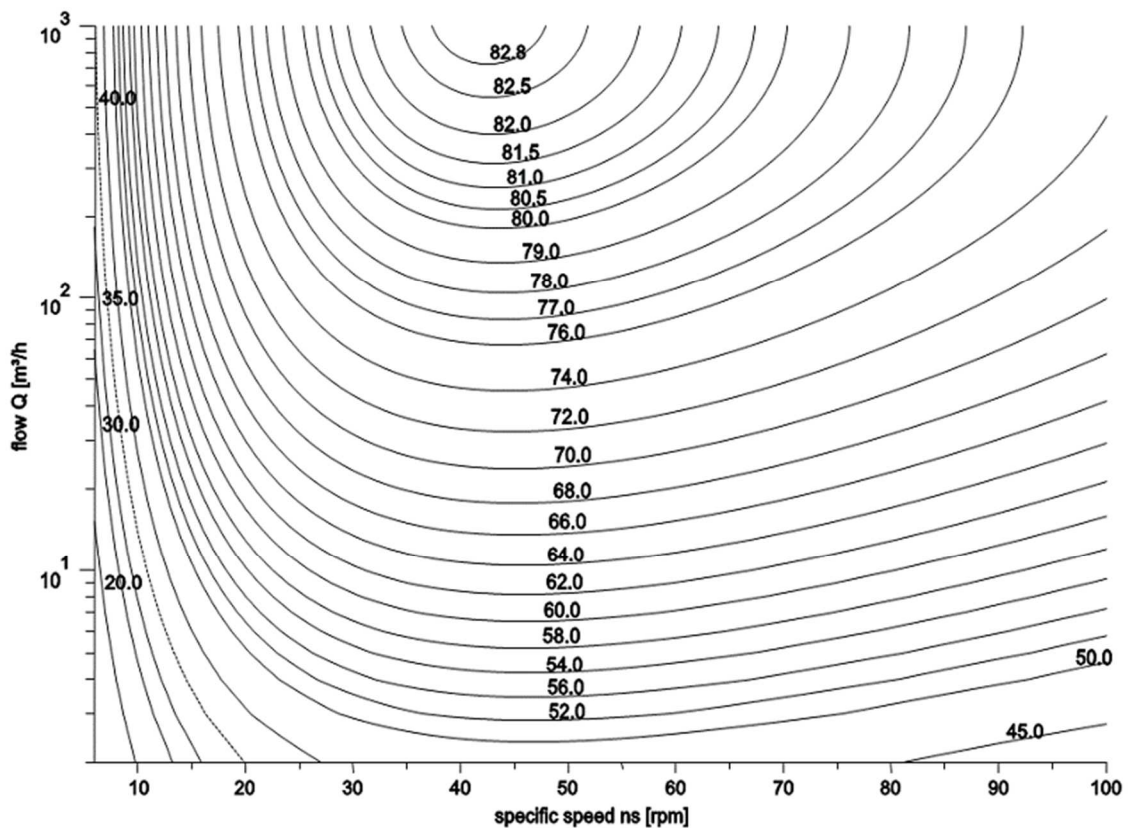


Fig. 1.4: collinari di rendimento massimo per l'indice di efficienza MEI 0,7 [Falkner] in funzione del numero di giri specifico e della portata nominale per pompe multistadio verticali

A titolo di esempio, una pompa a dieci stadi, ciascuno dei quali di numero tipo 0.50, presenta delle prestazioni che, a parità di velocità di rotazione, richiederebbero una macchina a singolo stadio di numero

tipo inferiore a 0.1, cioè con una macchina volumetrica. A tal proposito si ricorda che l'impiego di macchine rotodinamiche al posto di quelle volumetriche permette di conseguire importanti vantaggi, quali maggiori rendimenti, minori rumorosità e vibrazioni, tendenzialmente minore esigenza di manutenzione, maggiori regolarità di funzionamento e possibilità di regolazione (a velocità di rotazione fissata).

Organi fissi

Un componente fondamentale e caratteristico del progetto di pompe multistadio è il sistema di organi fissi e canali di collegamento fra gli stadi. Questi assumono diversa denominazione in relazione alla geometria e alla funzione dei canali. Un termine generico con cui vengono indicati tali canali è "canali di guida". Limitatamente al tratto finale di questi, percorso in verso centripeto, in letteratura è comune la locuzione "canali di ritorno". Se presente, la porzione iniziale dei canali, che è percorsa in verso centrifugo e può essere provvista di palette, viene indicata come diffusore (fig. 1.5). Con lo stesso termine vengono indicati anche i canali dotati di palettatura continua dall'uscita della girante fino all'uscita dello stadio, usati in alcune realizzazioni (si veda ad esempio la fig. 1.6, lato destro).

In termini generali, lo scopo di questi canali è ridurre la velocità del liquido all'uscita dalla girante, in particolare con riferimento alla componente tangenziale, recuperando parte dell'energia cinetica come energia di pressione. Questo processo viene indicato con il termine diffusione. La decelerazione della componente tangenziale della velocità si rende necessaria per realizzare nella girante dello stadio successivo gli stessi triangoli di velocità nominali e quindi elaborare nominalmente la stessa energia in tutti gli stadi. Anche la componente meridiana della velocità può essere soggetta a decelerazione nel passaggio dall'uscita della girante alla mandata della pompa per l'ultimo stadio. Al contrario, in tutti gli altri stadi che, nel caso considerato, presentano la medesima geometria nominale, la sezione di uscita di uno stadio coincide con quella d'ingresso dello stadio successivo. Questo vincola l'entità della velocità meridiana media nelle sezioni di ingresso ed uscita dello stadio. Di conseguenza, spesso nel progetto si decide di mantenere costante la sezione meridiana effettiva lungo tutto lo stadio (cioè per la girante ed il diffusore), allo scopo di mantenere costante la velocità di attraversamento evitando le perdite intrinsecamente connesse alla diffusione [Tuzson], che non sarebbero compensate dal guadagno ottenibile nelle zone a deflusso rallentato, dal momento che in qualche tratto del condotto si dovrebbe realizzare nuovamente l'accelerazione del flusso.

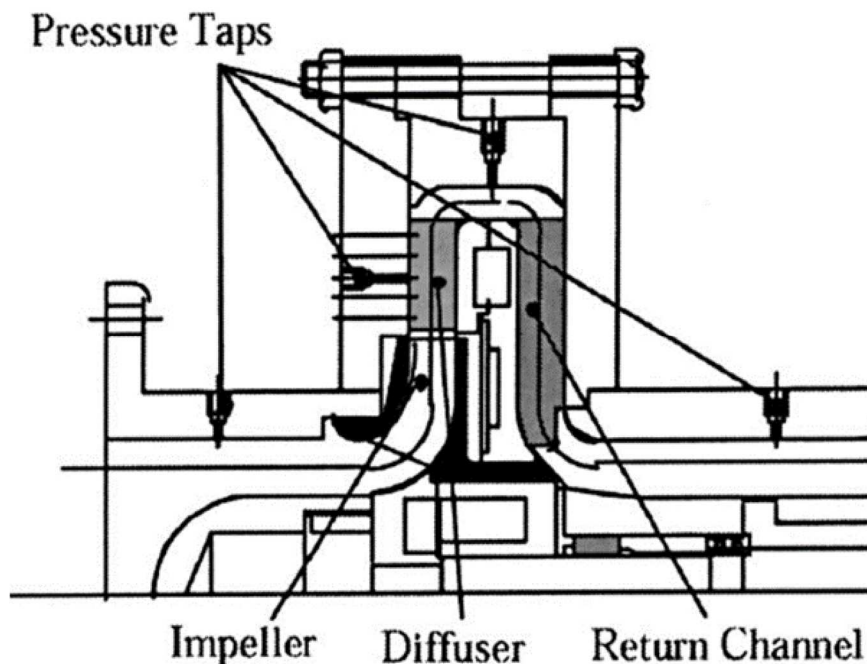


Fig. 1.5: stadio a flusso radiale. Evidenziati in figura la girante, il diffusore e canali di ritorno palettati. La palettatura è interrotta in corrispondenza del gomito. Flusso da sinistra a destra (da [Wang et al., 2003]).

Nelle soluzioni costruttive tradizionali lo stadio presenta un diffusore dotato di pale fisse affacciato alla sezione di uscita della girante. Si vedano, a titolo di esempio, le sezioni meridiane mostrate nelle figure 1.5 e 1.6. L'uso di diffusori non palettati seguiti da canali di ritorno palettati è una soluzione concettualmente possibile ma praticamente inutilizzata nell'ambito delle pompe rotodinamiche. Data la sua scarsissima diffusione nelle realizzazioni industriali, questa soluzione non viene considerata in questo lavoro.

La conformazione meridiana del diffusore è generalmente legata a quella della girante. Per giranti radiali, infatti, si utilizzano tipicamente canali sviluppati radialmente, con una brusca inversione del flusso nel piano meridiano in corrispondenza del diametro massimo (fig. 1.6 a sinistra). Al contrario, per giranti a flusso misto vengono impiegati canali di collegamento a flusso semi-assiale. Nel caso delle pompe multistadio verticali o sommerse i diffusori a flusso semi-assiale vengono impiegati anche in presenza di giranti radiali, al fine di limitare l'ingombro radiale massimo della costruzione (fig. 1.6 a destra). A titolo di esempio, confrontando le sezioni meridiane della fig. 1.6 si osserva che la soluzione di destra, a parità di diametri D_1 e D_2 , presenta un ingombro radiale massimo più contenuto.

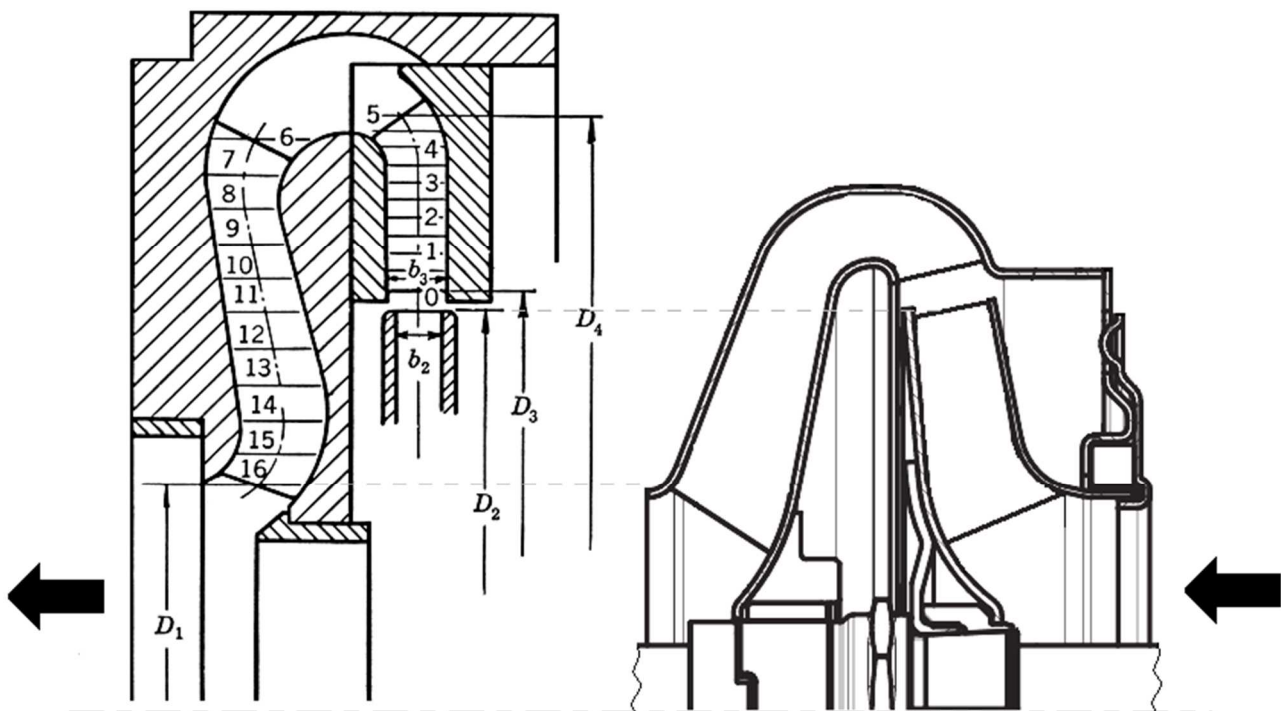


Fig. 1.6: confronto fra due diverse soluzioni costruttive del diffusore/canale di ritorno. A sinistra, diffusore radiale seguito da canali di ritorno palettati. La palettatura è interrotta in corrispondenza del cambio di direzione radiale del flusso [Stepanoff]. A destra, soluzione con pala continua e canali a flusso misto. Le frecce indicano la direzione del flusso nei due stadi.

Nel caso di stadi a flusso radiale, i canali del diffusore possono essere delimitati da palettatura continua dall'uscita della girante fino all'uscita dal canale di ritorno (concettualmente simile a quella a destra in fig. 1.6) oppure da palettatura interrotta (come nello stadio a sinistra in fig. 1.6). Nel secondo caso, il "gomito" in cui avviene l'inversione della velocità radiale è privo di palettatura. Tale soluzione permette di ridurre l'ingombro radiale massimo e alleggerire il singolo componente fino al 30% e l'intera pompa fino al 10-15%, secondo [Lugovaya et al.]. Dal punto di vista del rendimento non è chiaro in termini assoluti quale delle due soluzioni dia i risultati migliori; di conseguenza, la letteratura di settore consiglia entrambe [Lugovaya et al.].

A differenza delle macchine tradizionali, negli stadi di macchine radiali dal design compatto non è presente il diffusore. Il flusso in uscita dalla girante è raccolto in una camera anulare, da cui raggiunge i canali di ritorno (fig. 1.7). Sul piano meridiano il flusso presenta inizialmente velocità radiale centrifuga ed una componente assiale più o meno intensa, in relazione alla geometria dello stadio e alle condizioni operative; realizza quindi una deflessione in corrispondenza del diametro massimo dello stadio e procede in direzione radiale

centripeta lungo i canali di ritorno palettati. Questa soluzione viene impiegata limitatamente a stadi di potenza indicativamente inferiore a 1 kW e numero tipo indicativamente minore o uguale a 0,7. Una rappresentazione schematica è visibile in fig. 1.7. La figura evidenzia la girante, la camera anulare e i canali di ritorno. Il flusso nel piano meridiano è indicato schematicamente tramite frecce.

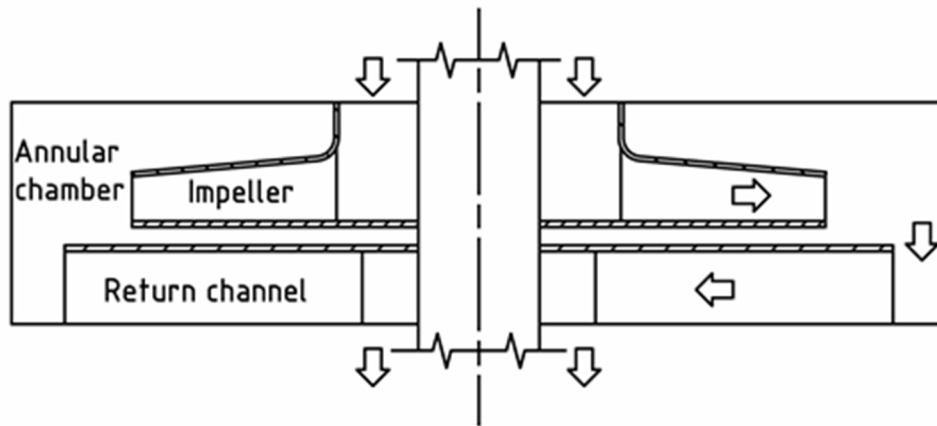


Fig. 1.7: due stadi dal design compatto con canali di ritorno palettati.

Questa soluzione risulta essere economica e particolarmente semplice dal punto di vista costruttivo. L'assenza di organi che ricevono il flusso all'uscita della girante e le dimensioni ampie della camera anulare rispetto alla girante possono però causare elevate perdite per diffusione, penalizzando sia le prestazioni che il rendimento della macchina. Ulteriori approfondimenti riguardo questa tipologia costruttiva sono esposti nei capitoli seguenti.

Infine, un aspetto importante da considerare è la tecnologia di fabbricazione impiegata. Questa detta importanti vincoli costruttivi, come evidenziato nel paragrafo che segue.

Vincoli tecnologici

Le tecniche di produzione impongono dei vincoli progettuali specifici. Limitatamente a prodotti metallici, si può distinguere principalmente fra tecnologie di fonderia e di stampaggio e saldatura di laminati. Questa distinzione non è sufficiente per determinare i vincoli costruttivi da rispettare. Ad esempio, limitando l'analisi al caso della lamiera, diverse tecniche di stampaggio e, soprattutto, di saldatura impongono limiti progettuali completamente diversi.

Nel seguito, salvo dove diversamente specificato, si farà riferimento a prodotti realizzati per stampaggio a freddo con stampi "a passo" e saldatura "a proiezione" (una particolare tecnica di saldatura a resistenza, in cui i punti di saldatura sono costituiti da piccoli risalti ottenuti su uno dei due elementi da unire). Inoltre, di seguito si considera solo il caso di palette stampate singolarmente, trascurando invece la tecnica delle stelle di pale ricavate da un unico disco di lamiera. Queste tecniche di fabbricazione, unite a considerazioni di natura economica, impongono i seguenti vincoli:

- a) l'utilizzo di pale fisse solo nel canale di ritorno;
- b) l'utilizzo di pale a semplice curvatura, sia per la girante che per il raddrizzatore;
- c) l'utilizzo di pale continue, per garantire accuratezza nel posizionamento e resistenza strutturale;
- d) l'utilizzo di pale a spessore costante;
- e) l'adozione di curvature accentuate dei singoli elementi, per conferire rigidità strutturale e facilitarne lo stampaggio;
- f) l'adozione di risalti di saldatura in numero e distribuzione adeguati alle esigenze strutturali e tecnologiche;
- g) l'utilizzo di canali a sezione trasversale rettangolare.

Capitolo 1

L'utilizzo della lamiera impone un disegno costruttivo in cui "il vuoto" prevale sul "pieno", cioè ampi volumi liberi vengono delimitati da superfici metalliche sottili, diversamente da quanto accade per le tecnologie di fonderia.

Questi vincoli tecnologici rendono la configurazione a design compatto particolarmente attraente per questi stadi. Le caratteristiche costruttive degli stessi devono rispettare i canoni visibili in figura 1.7.

Motivazione del lavoro

Come evidenziato nei paragrafi precedenti, gli stadi dal design compatto sono utilizzati in macchine multistadio a flusso radiale per le quali esistono stringenti vincoli sul diametro massimo della pompa. Questa tipologia costruttiva è molto diffusa nell'ambito di realizzazioni in lamiera stampata.

La produzione di pompe in lamiera stampata è relativamente recente se confrontata con la lunga tradizione che accompagna le macchine ottenute per fusione. Questa tecnologia si è diffusa nei mercati più maturi poiché permette di ottimizzare l'utilizzo di materiali costruttivi relativamente pregiati, come l'acciaio inossidabile nelle diverse varianti di composizione. D'altra parte, i vincoli tecnologici imposti da questa tecnologia richiedono lo sviluppo di soluzioni geometriche profondamente diverse da quelle tradizionali.

Tale sviluppo ad oggi è stato principalmente condotto in ambito industriale, mentre il mondo accademico ha prestato un limitato interesse a riguardo. Pertanto, la letteratura a supporto del progetto di queste macchine è tuttora carente. In questo scenario, il presente lavoro ambisce a:

- a) evidenziare la necessità di metodi di progetto dedicati per le macchine in oggetto;
- b) fornire strumenti di progetto e analisi prestazionale degli stadi dal design compatto;
- c) sviluppare linee guida per il progetto degli stadi compatti.

Capitolo 2:

Modellazione numerica

Studio di letteratura sulla modellazione di pompe multistadio

Il presente capitolo si focalizza sulle tecniche di simulazione numerica del comportamento idraulico di uno stadio di pompa centrifuga. Lo studio comprende sia la definizione del dominio di calcolo e della griglia, sia la scelta delle condizioni al contorno per la corretta rappresentazione fisica del problema, sia la modellazione della turbolenza.

Anzitutto, lo studio di una macchina multistadio può essere realizzato a diversi livelli [Fontana & Masi]:

- a) Di singoli componenti (girante isolata, diffusore isolato, collettore, etc.)
- b) Di stadio isolato (dall'ingresso all'uscita di uno stadio)
- c) Di più stadi
- d) Di intera macchina, comprensiva di camera di aspirazione, di tutti gli stadi, di collettori o passaggi interni, di camera di mandata.

Risulta evidente che un modello più completo può potenzialmente fornire risultati più accurati, in quanto include l'interazione fra i vari componenti e richiede di specificare condizioni al contorno meglio note o poco influenti (poiché le sezioni di ingresso e uscita si allontanano dai componenti oggetto dell'analisi). Per contro, la completezza del modello si riflette sul peso computazionale dello stesso.

La letteratura inerente la modellazione di macchine multistadio risulta ad oggi piuttosto limitata, in particolare con riferimento alle tipologie costruttive considerate in questo studio. Il problema è stato affrontato in [Zhou et al., 2012] simulando solo il primo stadio ed un generico stadio intermedio, assieme ai condotti di aspirazione e mandata, al fine di stimare le prestazioni di una pompa sommersa a 6 stadi. La periodicità azimutale del dominio non è stata sfruttata. La griglia di calcolo ha richiesto 2.5 milioni di celle per una trascurabile dipendenza dei risultati dalla stessa. Gli autori hanno utilizzato l'approccio *MRF* (Multiple Reference Frame) per le simulazioni stazionarie. Vari modelli di turbolenza sono stati considerati, tutti associati all'uso di funzioni di parete e di y^+ medio di circa 50. La differenza fra i risultati dei diversi modelli è risultata modesta. Tutti i modelli hanno sovrastimato le prestazioni della macchina; gli scarti minori (circa il 3% del valore misurato) sono stati ottenuti attorno al punto di progetto con i modelli $k-\omega$ e $k-\epsilon$ standard.

Un approccio di modellazione molto simile è descritto in [Shi et al.], con la principale differenza dell'uso di griglie non strutturate. L'indipendenza dalla griglia è stata ottenuta con 1.1 milioni di celle. Gli scarti minimi, ottenuti con il modello $k-\epsilon$ standard, sono dell'ordine del 7-8%. Conclusioni molto simili a quelle del precedente lavoro possono essere evidenziate.

In [Huang et al.] è stata modellata una pompa a 4 stadi completa, complessiva di condotti di aspirazione e mandata. La griglia non strutturata consta di 1 milione di celle. L'uso del modello di turbolenza $k-\epsilon$ standard ha prodotto errori dell'ordine del 5 e 8% per prestazioni ed efficienza alla portata nominale.

Tre pompe a 2, 3 e 4 stadi sono stati simulate considerando l'intera macchina in [La Roche-Carrier et al.]. Gli autori hanno utilizzato l'approccio *MRF* ed il modello di turbolenza $k-\epsilon$ standard, ottenendo scarti fra 5-6% alla portata nominale e 16% a portate superiori a questa.

In [Rakibuzzaman et al.] è descritta la modellazione di una pompa a 6 stadi mediante griglia non strutturata di 27 milioni di celle per rappresentare tutti gli stadi e i condotti di collegamento. Il modello $k-\omega$ SST ha fornito errori minimi del 5 e 8% nella stima di prestazioni ed efficienza.

In [Yang & Cheng] è stata studiata una macchina a 6 stadi mediante modellazione integrale degli stadi e dei condotti di collegamento. L'influenza della densità della griglia sul calcolo è risultata trascurabile con circa

8 milioni di celle. L'uso del modello di turbolenza k- ϵ standard ha prodotto sottostime della prevalenza e dell'efficienza dell'ordine del 5 e del 2%, rispettivamente, su buona parte del campo di lavoro. Scarti più elevati sono stati ottenuti a basse portate.

In [Lee et al.] sono state inizialmente stimate le prestazioni di 6 diverse geometrie dei canali di ritorno mediante modellazione integrale di una macchina a due stadi. Successivamente, per le 3 migliori soluzioni geometriche è stata ripetuta la simulazione per 6 stadi. Il modello di turbolenza k- ϵ standard e l'approccio MRF sono stati impiegati. Il modello a 2 stadi ha raggiunto una trascurabile dipendenza dalla densità di griglia per un numero di celle poliedriche dell'ordine di 3 milioni. La turbolenza è stata simulata con il modello k- ϵ standard, usando un valore medio di y^+ a parete di 100 e 4 strati di celle prismatiche. Gli errori medi ottenuti sono dell'ordine di 3% per le prestazioni e 7% per il rendimento, rispetto ai valori sperimentali.

Una pompa a quattro stadi è stata studiata numericamente in [Li et al.], includendo le camere di aspirazione e mandata nel modello, assieme ai quattro stadi completi e comprensivi dei passaggi interni alle tenute a rasamento. Il dominio di calcolo è stato discretizzato con griglia strutturata, fatta eccezione per le camere di aspirazione e mandata. Il modello risultante ha richiesto oltre 8 milioni di celle per restituire una dipendenza dei risultati dalla griglia inferiore all'1%. La turbolenza è stata modellata col modello k- ϵ standard, adottando a parete valori di y^+ fra 30 e 60 e le funzioni di parete basate sulla legge logaritmica. Le simulazioni con approccio MRF hanno prodotto stime della prevalenza caratterizzate da scostamenti dal dato sperimentale inferiori a 1% su buona parte del campo di lavoro. Per il rendimento, lo scostamento tipico è dell'ordine del 3%. L'analisi delle caratteristiche idrauliche dei singoli stadi indica che le prestazioni e la potenza assorbita dagli stadi successivi al primo sono sostanzialmente uguali fra loro, ma inferiori rispetto a quelle del primo stadio.

Per contro, in [Kaupert] le prestazioni di una pompa a 10 stadi sono state valutate simulando un solo stadio completo. Circa 200'000 nodi per ciascun canale della girante e del diffusore si sono resi necessari per ottenere una dipendenza dalla griglia sotto l'1%, su griglia strutturata. L'autore ha utilizzato il modello k- ϵ standard con funzioni di parete, pur adottando valori di y^+ a parete inferiori a 10. Sono state confrontate le soluzioni ottenute con modello stazionario (*mixing plane*) e mediante media temporale dei risultati del modello tempo-variante, riscontrando una differenza inferiore al 2% fra i due approcci. Correzioni empiriche (non descritte nella pubblicazione) sono state adottate per rappresentare gli effetti delle perdite volumetriche e meccaniche. Lo scarto dai valori sperimentali ottenuto con questo approccio è di circa il 5% per l'efficienza e inferiore per la prevalenza della macchina.

Un secondo esempio di stima delle prestazioni di una macchina multistadio mediante simulazione di un solo stadio completo è presentato in [Roclawski & Hellmann, 2006 (1)]. In questo caso gli autori hanno utilizzato l'approccio MRF per simulare il singolo stadio di pompa sommersa, assieme al modello di turbolenza k- ϵ standard. La griglia di calcolo è composta da una regione strutturata per la girante ed i volumi circostanti ed una non strutturata per i canali di ritorno e l'indipendenza dei risultati dalla griglia è stata ottenuta per 2.9 milioni di celle. La simulazione ha permesso di stimare con accuratezza del 3% la curva di rendimento. Viceversa, per le prestazioni sono stati ottenuti sovrastime dell'ordine del 6% ed una forma della curva caratteristica poco rappresentativa di quella sperimentale.

In [Michaelides et al.], invece, un singolo passaggio di girante ed uno del diffusore sono stati utilizzati per stimare le prestazioni e l'efficienza di due multistadio sommerse. Gli autori hanno utilizzato circa 140 mila nodi per ciascuno dei due canali. Gli scarti ottenuti con questi modelli sono inferiori al 4%, per una delle due geometrie, e superiori al 10% per l'altra. Dunque, non è possibile dare un giudizio univoco circa l'accuratezza del metodo. Inoltre, i modelli sono stati utilizzati per studiare l'effetto della pre-rotazione all'ingresso dello stadio sulle sue prestazioni. Gli autori hanno concluso che la pre-rotazione influenza le prestazioni dello stadio, ma non ha effetti significativi né sul suo rendimento, né sul campo di velocità all'uscita della girante.

Una conclusione simile è suggerita dalle analisi numeriche descritte in [Wang et al., 2013]. In questo lavoro, infatti, vengono confrontate le mappe di energia cinetica turbolenta sulle sezioni assiali medie delle giranti e dei diffusori di 4 stadi successivi. Dal confronto emerge chiaramente la somiglianza dei risultati

ottenuti per tutti gli stadi successivi al primo. Inoltre, i risultati del primo stadio differiscono da quelli degli stadi successivi solamente nella regione più interna della girante (indicativamente, quella contenuta entro un diametro pari alla metà del diametro massimo della girante). Poiché in prima approssimazione l'energia cinetica turbolenta è legata al modulo della velocità media, i risultati possono essere estesi a questa grandezza.

In sintesi, tutti gli autori citati hanno utilizzato modelli RANS a due equazioni, ottenendo generalmente delle sovrastime delle prestazioni della macchina, in particolare a portata superiore a quella di massimo rendimento. Il modello $k-\epsilon$ standard (cioè quello di Launder e Spalding) è risultato il più utilizzato. Alcuni autori ([Zhou et al., 2012], [Shi et al.]) hanno confrontato diversi modelli di turbolenza, osservando che i modelli $k-\omega$ e $k-\epsilon$ in versione standard hanno dato i migliori risultati, in termini di accuratezza. Si osserva, tuttavia, che tutti gli studi hanno impiegato le funzioni di parete basate sulla legge logaritmica per le condizioni al contorno sulle superfici solide, anche congiuntamente ai modelli $k-\omega$ standard e $k-\omega$ SST, o valori di y^+ a parete incompatibili con la corretta risoluzione dello strato limite. Si tratta quindi di un utilizzo improprio dei modelli stessi, che potrebbe averne alterato i risultati. Questo potrebbe spiegare la scarsa differenza nelle stime di prestazioni ed efficienza ottenute con i diversi modelli, come osservato anche in [Roclawski & Hellmann, 2006 (2)].

In questi lavori, griglie strutturate, non strutturate ed ibride sono state impiegate, congiuntamente a diversi approcci di modellazione della macchina e della turbolenza. Il confronto fra i lavori considerati indica che la dimensione dei modelli necessaria per ottenere l'indipendenza del risultato dalla griglia è circa dimezzata nel caso di modelli non strutturati, rispetto a modelli strutturati. Indicativamente, sono necessari non meno di 1,5 milioni di celle per stadio per ottenere una dipendenza dei risultati dalla griglia inferiore all'1%, con griglie strutturate. Lo scarto ottenuto su modelli strutturati, dell'ordine di 3-5% rispetto al valore sperimentale, è circa metà di quello ottenuto con modelli non strutturati, a parità di approccio di modellazione della macchina e della turbolenza.

I diversi approcci di modellazione della rotazione (stazionari, quali il *mixing plane* e il *MRF*, e non) forniscono risultati equiparabili in termini di stime dei parametri macroscopici della pompa, nel campo di utilizzo tipico. Tuttavia, avvicinandosi alla portata nulla, l'affidabilità del calcolo stazionario si riduce.

La combinazione di diversi tipi di griglia di calcolo, diversi modelli di turbolenza a due equazioni ed approcci di modellazione fisica e geometrica della pompa restituisce, per la quasi totalità dei casi considerati, delle sovrastime delle prestazioni della macchina. L'accuratezza ottenuta sembra influenzata principalmente dal tipo di griglia utilizzato.

Valutazione del modello di turbolenza $k-\omega$

Nella simulazione di dispositivi industriali, l'utilizzo di modelli RANS rimane ad oggi una necessità, a causa della dimensione dei domini da considerare nel calcolo e degli elevati livelli di turbolenza tipicamente coinvolti in questi dispositivi. Nel presente paragrafo viene valutata l'applicabilità del modello di turbolenza $k-\omega$ di Wilcox a simulazioni di interesse industriale. Il modello è ritenuto superiore rispetto al più utilizzato $k-\epsilon$ (nelle sue diverse declinazioni) in merito la capacità di prevedere la fluidodinamica in regioni con forti gradienti di pressione contrari alla direzione del moto ([Wilcox, 1993], [Menter]). I parametri considerati nello studio sono l'accuratezza dei risultati, da un lato, ed il peso computazionale, dall'altro.

Metodologia

Lo studio è stato condotto nell'ambiente di simulazione OpenFoam.

Per lo studio è stata considerata una geometria relativamente semplice e di largo impiego per la validazione ed il test di modelli di turbolenza, ovvero il flusso in un canale semi-infinito. Per questo test case la letteratura porge dati sperimentali e risultati di simulazioni numeriche con diversi modelli di turbolenza e con tecnica DNS ([Bredberg et al.], [Moser et al.]).

Il canale è stato simulato per moto turbolento (il numero di Reynolds riferito alla velocità media, Re , è superiore a 20'000, [Pope]), imponendo la velocità media sulla sezione di ingresso (Re fissato e costante). Di conseguenza, il valore del numero di Reynolds d'attrito, Re_τ (definito sulla base della velocità limite d'attrito u^* , della viscosità cinematica ν e della semi-larghezza del canale δ , secondo l'eq. 2.1), può essere calcolato in modo esatto solo al termine della simulazione [Pope] e varia in relazione ai risultati della stessa. È stato considerato un valore di circa 590, in modo da confrontare i risultati ottenuti con i dati forniti da [Moser et al.].

$$Re_\tau = \delta u^*/\nu \quad \text{eq. 2.1}$$

Questo metodo è stato preferito rispetto all'imposizione del gradiente di pressione nell'intento sia di riprodurre concettualmente l'approccio di studio sperimentale, sia di replicare l'approccio numerico utilizzato nella simulazione di casi di studio reali (per i quali il gradiente di pressione non è generalmente un dato del problema, ma un risultato).

Lo studio ha utilizzato mesh completamente strutturate. Il modello utilizzato misura 1 metro in lunghezza ed ha semi-larghezza di 10 mm, dunque ha un rapporto fra lunghezza e diametro equivalente di 50 volte. Nonostante la simmetria del dominio e del campo di moto, il canale è stato simulato nell'altezza completa, onde evitare di influenzare i risultati accidentalmente imponendo delle condizioni al contorno sul piano medio.

La griglia di calcolo è stata progressivamente affinata in direzione normale alla parete per ridurre il valore di distanza dalla parete (y^+). Congiuntamente, la griglia è stata ridotta in direzione longitudinale per mantenere invariata la forma della cella ed evitare errori numerici dovuti al rapporto di forma della stessa. In entrambe le direzioni è stato utilizzato un infittimento progressivo (rispettivamente, dal piano medio verso la parete e nella direzione del flusso), per mera convenienza di calcolo.

Sulla sezione di ingresso sono stati imposti i valori della portata volumetrica (cioè della velocità media) e delle grandezze turbolente. All'uscita del dominio è stata imposta la pressione statica, mentre per le altre grandezze è stata utilizzata la condizione di gradiente nullo (o di Neumann). Le pareti sono state trattate come idraulicamente lisce e con attrito. Per queste pareti sono stati utilizzati i seguenti gruppi di condizioni al contorno descritti in Tabella 51, al fine di testare le diverse indicazioni in [Wilcox, 2008], [Menter], [Menter & Esch] e l'ipotesi di basso numero di Reynolds (substrato laminare a parete).

Identificativo	k	ω	ν_τ
Caso A	Gradiente nullo	$\sqrt{\omega_{vis}^2 + \omega_{log}^2}$	$\max\left(\nu\left(\frac{\kappa y^+}{\log(Ey^+)} - 1\right); 0\right)$
Caso B	$\rightarrow 0$	$\sqrt{\omega_{vis}^2 + \omega_{log}^2}$	0
Caso C	$\rightarrow 0$	Gradiente nullo	0
Caso D	Gradiente nullo	$\sqrt{\omega_{vis}^2 + \omega_{log}^2}$	Gradiente nullo
Caso E	Gradiente nullo	$\frac{40000 \nu}{k_s^2}$	Gradiente nullo
Caso F	Gradiente nullo	$\sqrt{\omega_{vis}^2 + \omega_{log}^2}$	0

Tabella 2.1: Casi di studio e relativi gruppi di condizioni al contorno per le grandezze turbolente sulle pareti solide.

Nelle precedenti valgono le posizioni $\omega_{vis} = \frac{6 v_w}{\beta_1 \sqrt{y}}$ e $\omega_{log} = \sqrt{\frac{k}{c_\mu^{0.25} \kappa y}}$, secondo le indicazioni in [Menter & Esch], mentre k_s è la rugosità superficiale di una parete idraulicamente liscia [Wilcox, 2008].

Per la discretizzazione spaziale delle equazioni è stato utilizzato lo schema “linearUpwind” (schema misto del primo/secondo ordine. Si veda ad es. [Versteeg & Malalasekera]). Tutte le simulazioni sono stazionarie nel tempo.

I risultati delle simulazioni sono stati analizzati su una sezione posta a 980 mm dalla sezione di ingresso, per garantire il raggiungimento di condizioni di flusso pienamente sviluppate. Su questa sezione i valori delle grandezze fluidodinamiche sono stati campionati lungo la normale alla parete, all’altezza dei centri delle celle.

I risultati ottenuti sono rappresentati in forma adimensionale, mediante la distanza adimensionale da parete (y^+) ed il rapporto fra la velocità media (U) e la velocità limite d’attrito (u^*).

L’incidenza delle condizioni al contorno a parete (Tabella 2.1) è stata valutata confrontando i risultati ottenuti per i 6 casi a parità di griglia di calcolo e di condizioni al contorno sulle sezioni di ingresso ed uscita. Per il gruppo di condizioni al contorno individuate dal Caso A è stato eseguito uno studio di dipendenza dalla griglia di calcolo, al fine di determinare il valore di y^+ necessario a raggiungere una soddisfacente indipendenza.

Risultati

La Tabella 2.2 riporta i principali risultati ottenuti, a parità di griglia di calcolo e velocità media nel canale, variando le condizioni al contorno sulle pareti per le grandezze turbolente. La colonna centrale della tabella indica il valore del rapporto fra la velocità limite d’attrito (rappresentativa dello sforzo di taglio a parete) e la velocità media nel canale, moltiplicato per 1000 per facilità di lettura. Il corrispondente valore di Re_τ è riportato nella colonna di destra.

Si osserva che i risultati dei casi A, B, D ed F, ovvero tutti i casi aventi la medesima condizione al contorno su ω [Menter & Esch] e diverse condizioni per le altre grandezze turbolente, presentano risultati identici. Si deduce, quindi, che le condizioni al contorno imposte a k e alla viscosità turbolenta non influenzano significativamente la simulazione. Il caso E, per il quale è stata utilizzata la condizione al contorno su ω suggerita in [Wilcox, 2008], mostra una differenza di circa il 3% rispetto ai casi considerati in precedenza. Infine, la condizione di gradiente nullo per ω (caso C) fornisce risultati decisamente differenti rispetto a tutti gli altri casi considerati.

	y^+	$1000 u^* / U_{ave}$	Re_τ
Caso A	0.275	53.69	607
Caso B	0.275	53.69	607
Caso C	0.400	78.27	884
Caso D	0.275	53.69	607
Caso E	0.267	52.23	590
Caso F	0.275	53.69	607

Tabella 2.2: Confronto fra i risultati delle simulazioni

I grafici di fig. 2.1 confrontano i risultati ottenuti per la medesima griglia di calcolo con i diversi gruppi di condizioni al contorno della Tabella 2.1. In particolare, il grafico compara i profili di velocità adimensionale in funzione della distanza adimensionale dalla parete. Il risultato della simulazione numerica DNS estratto da [Moser et al.] è rappresentato per confronto. Ad esclusione del caso C, tutti i gruppi di condizioni al contorno mostrano un buon accordo con la curva di riferimento e differenze trascurabili fra loro per valori di y^+ fino a circa 10. Per valori maggiori di y^+ i risultati del caso E si discostano dai casi A, B, D ed F, che rimangono pressoché identici fra loro. Per valori di y^+ di poche decine di unità, la curva di riferimento risulta meglio

approssimata dal caso E, mentre oltre 50 si avvicina ai risultati degli altri casi. Infine, per valori oltre 400 la curva di riferimento è compresa fra i risultati del caso E e quelli dei casi A, B, D ed F.

La fig. 2.2 confronta i profili a parete dei parametri turbolenti adimensionalizzati: k^+ e v_t^+ . Anche in questo caso si osserva un buon accordo fra i casi analizzati, ad esclusione del caso C. Tuttavia, per quanto riguarda l'energia cinetica turbolenta, nessuno dei casi analizzati riproduce correttamente il profilo di riferimento ([Moser et al.]) per valori di y^+ al di sotto di 150. Al contrario, per v_t^+ si osserva uno scostamento meno significativo fino a y^+ di circa 150, che aumenta vistosamente sopra questo valore. La simulazione degli effetti della turbolenza risulta quindi di limitata efficacia per tutti i casi considerati. Ad esclusione del gruppo di condizioni al contorno individuate dal caso C, tutte le condizioni al contorno considerate nello studio forniscono risultati di qualità confrontabile.

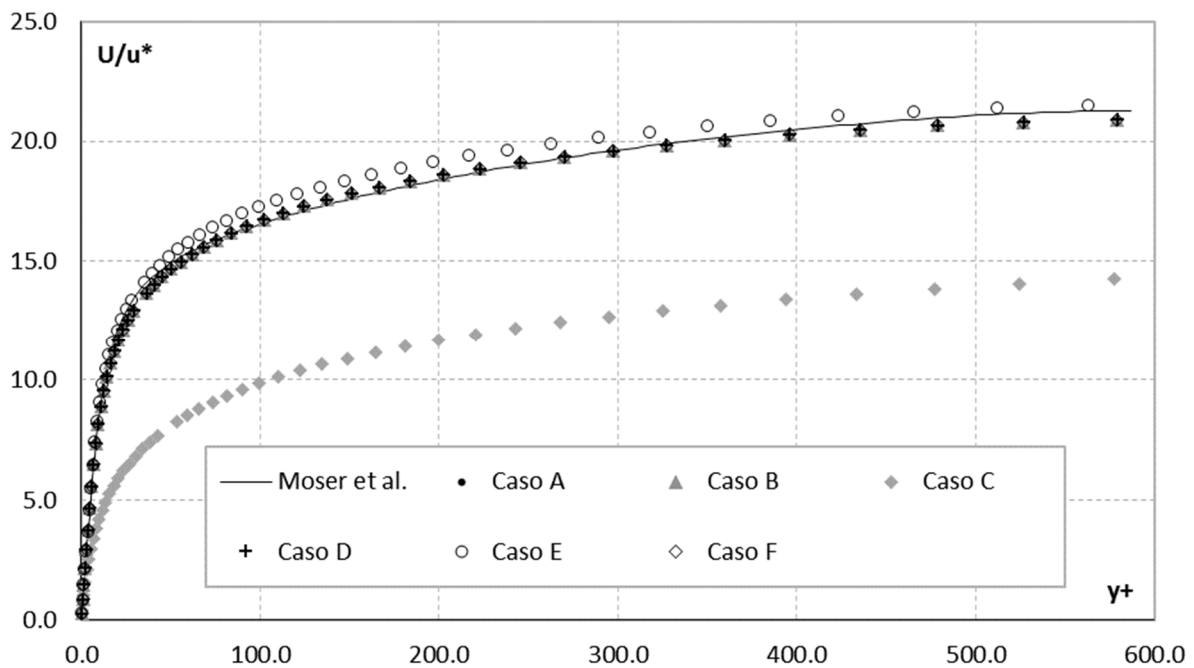
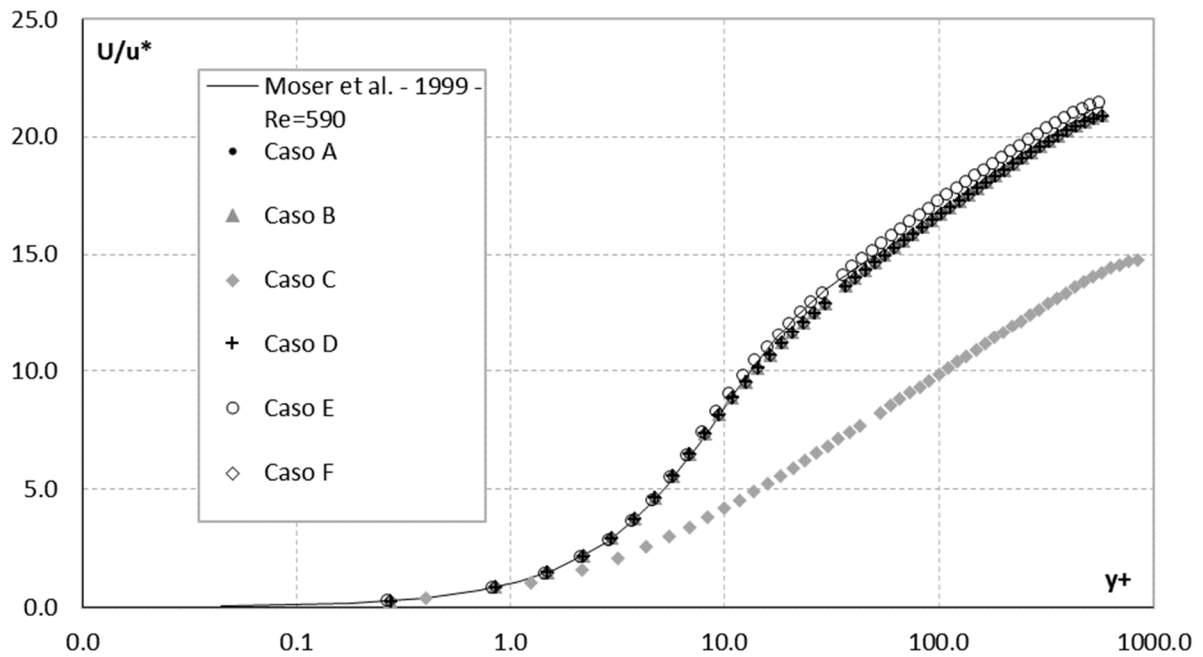


Fig. 2.1: Confronto fra i risultati delle simulazioni con diverse condizioni al contorno per le grandezze turbolente e il calcolo DNS secondo [Moser et al.]. Profilo di velocità a parete, in coordinate adimensionali. Ascissa in scala logaritmica (in alto) ed in scala lineare (in basso).

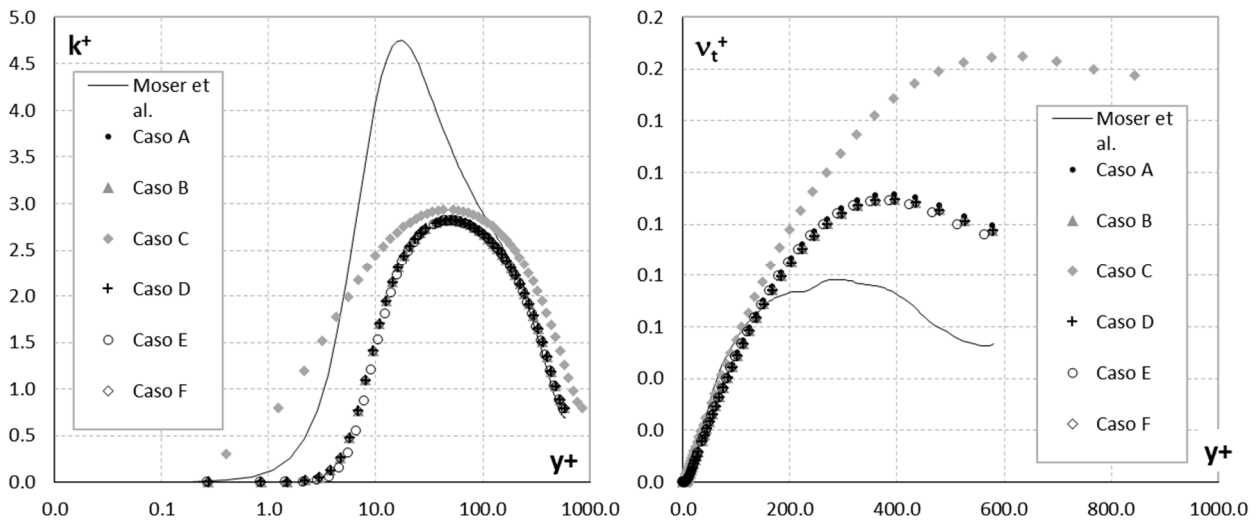


Fig. 2.2: Confronto fra i profili delle grandezze turbolente a parete. A sinistra, k^+ in funzione di y^+ ; a destra, v_t^+ in funzione di y^+ .

Per il gruppo di condizioni al contorno individuate dal caso A è stato eseguito uno studio di sensitività dei risultati al valore di y^+ a parete. In fig. 2.3 sono riportati i valori della velocità limite d'attrito adimensionalizzata al variare del valore di y^+ a parete. L'indipendenza è raggiunta per valori di y^+ dell'ordine di 0.01 unità. Per ottenere uno scarto inferiore all'1% di tale valore è necessario adottare valori di y^+ a parete al di sotto di 0.2 unità. Questo risultato è consistente con le indicazioni fornite in [Bardina et al.]. Si evidenzia che, in termini assoluti, tale valore di y^+ corrisponde ad una distanza dalla parete di circa 3 μm .

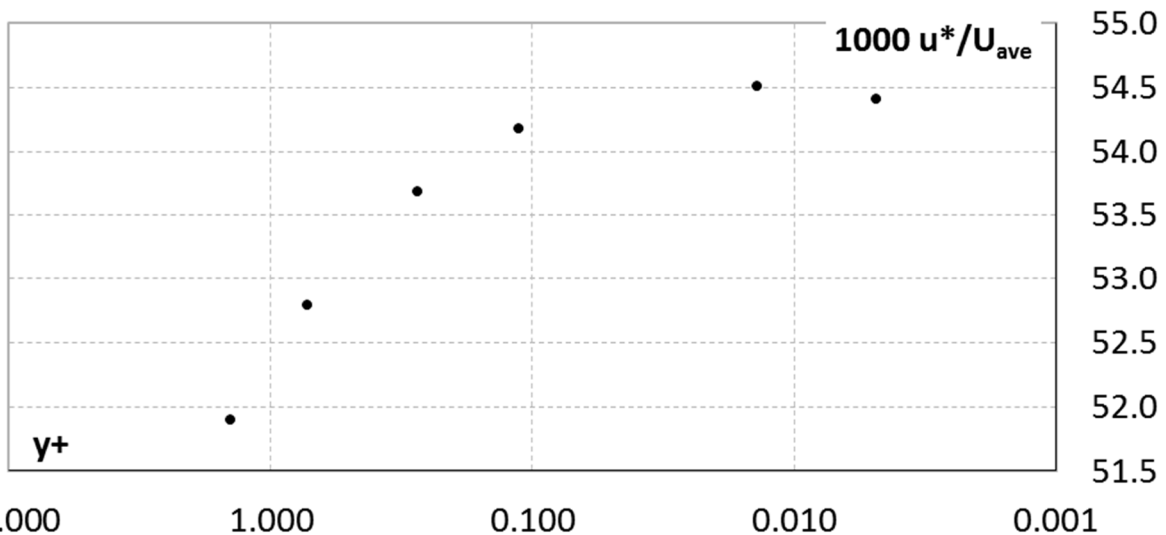


Fig. 2.3: i valori della velocità limite d'attrito adimensionalizzata rispetto alla velocità media nel canale, al variare del valore di y^+ a parete. Condizioni al contorno come per il caso A.

Conclusioni

Il modello di turbolenza $k-\omega$ è stato testato rispetto alla soluzione del campo di moto in un canale semi-infinito. Lo studio ha mostrato che i risultati del modello sono scarsamente influenzati dalle condizioni al contorno utilizzate per k e per la viscosità turbolenta, mentre risultano significativamente dipendenti dal

valore di ω alle pareti. I diversi gruppi di condizioni al contorno aventi il valore di ω alla parete imposto hanno fornito valori delle grandezze turbolente confrontabili fra loro. Rispetto ai valori di riferimento riportati in letteratura per una simulazione DNS dello stesso test case, le due formulazioni per il calcolo di ω a parete hanno mostrato un'accuratezza del profilo di velocità calcolato variabile con la posizione considerata all'interno dello strato limite. Rispetto alle grandezze turbolente, tuttavia, nessun gruppo di condizioni al contorno ha mostrato un soddisfacente accordo con i dati di riferimento. Pertanto, non è possibile stabilire una preferenza fra le condizioni al contorno per ω suggerite da diversi autori sulla base dei risultati ottenuti.

Il raggiungimento dell'indipendenza dei risultati dalla densità della griglia di calcolo a parete richiede valori della distanza adimensionale del primo nodo dalla parete stessa di almeno un ordine di grandezza al di sotto dell'unità. Pertanto, l'utilizzo di questo modello comporta un notevole aggravio in termini di costo computazionale rispetto a modelli che utilizzano le leggi di parete. Tale aumento di costo non garantisce un'efficace modellazione della turbolenza a parete, come osservato. Inoltre, estendendo questi risultati ad altri problemi di carattere industriale di piccola e media scala (dimensione tipica di 1 mm), la dimensione assoluta corrispondente alla distanza adimensionale richiesta (dell'ordine di 0.1 μm) si scontra con l'accuratezza geometrica del modello (definizione delle superfici e dei dettagli geometrici). Si conclude quindi che il modello mal si presta all'utilizzo per simulazioni routinarie di carattere industriale, a meno di non utilizzare le funzioni di parete. In questo caso, l'analisi della letteratura ha indicato motivi di preferenza rispetto al modello k- ϵ di Launder e Spalding (o standard).

Modellazione numerica di una pompa multistadio con correzioni analitiche

Condizione indispensabile per la fruibilità di strumenti di simulazione numerica nell'ambito della progettazione industriale è che gli stessi siano in grado di fornire indicazioni progettuali in tempi utili allo sviluppo del prodotto. Data la rapidità con cui evolvono gli scenari nei mercati odierni, risposte troppo lente risultano di scarsa utilità oppure limitano la possibilità di esplorare un numero congruo di soluzioni diverse. Accanto alla necessaria accuratezza richiesta allo strumento, un requisito significativo risulta quindi essere il peso computazionale del modello.

In questo capitolo viene quindi proposto un approccio di modellazione numerica di pompe multistadio caratterizzato da un basso costo computazionale. Il modello mira a rappresentare gli effetti dell'interazione fra stadi successivi senza la necessità di simulare più stadi. Il modello numerico viene validato rispetto ai dati sperimentali ricavati su una pompa a sei stadi. Una trattazione dettagliata è disponibile in [Fontana & Masi], riportato al termine del capitolo.

Nonostante l'analisi e la verifica prestazionale di pompe rotodinamiche sia stata massicciamente supportata dalla simulazione numerica negli ultimi due decenni, nella modellazione di macchine multistadio una notevole incertezza è tuttora presente riguardo l'approccio da utilizzare. La costruzione multistadio della macchina, infatti, introduce una significativa interazione fra stadi successivi, che ne influenza le prestazioni [Zhou et al., 2012]. Pertanto, le prestazioni di stadi caratterizzati dalla medesima geometria nominale possono differire a causa delle diverse condizioni al contorno presenti all'ingresso degli stadi stessi, come dimostrato numericamente in [Salvadori et al., 2007], [Wang et al., 2014], [Li et al.].

Gli stadi possono essere classificati, in relazione alla loro posizione e alle condizioni alle loro interfacce, come primo stadio, stadi intermedi ed ultimo stadio. Trascurando l'influenza del campo di moto a valle di uno stadio sul comportamento dello stadio stesso, la classificazione può essere ridotta a primo stadio e stadi intermedi (nel seguito, questo termine viene usato per indicare tutti gli stadi successivi al primo). Queste due classi devono essere necessariamente considerate separatamente, poiché la condizione al contorno sulla sezione di ingresso influenza significativamente la loro fluidodinamica.

Gli approcci di modellazione di pompe multistadio descritti in letteratura possono essere suddivisi in due classi, di seguito indicate come "approccio multistadio" ed "approccio singolo-stadio". Il primo approccio è stato utilizzato in [Zhou et al., 2012], [Zhou et al., 2013], [Shi et al.], [Huang et al.], [La Roche-Carrier et al.], [Rakibuzzaman et al.], [Yang & Cheng], [Li et al.]. In tutti questi lavori è stato modellato un numero di stadi

compreso fra 2 e tutti quelli della macchina reale. In particolare, [Zhou et al., 2012], [Zhou et al., 2013] e [Shi et al.] sono state studiate delle pompe sommerse a 6 e 5 stadi. Le prestazioni delle macchine sono state valutate modellando solamente 2 stadi e considerando il comportamento del secondo stadio come rappresentativo di quello di tutti gli stadi intermedi. Pertanto, alle prestazioni del primo stadio modellato sono state sommate quelle del secondo stadio modellato moltiplicate per il numero di stadi intermedi. I modelli così costruiti hanno richiesto l'utilizzo di un numero di celle compreso fra 1 e 2.5 milioni di celle per raggiungere una soddisfacente indipendenza dei risultati dalla griglia.

Al contrario, in [Huang et al.], [La Roche-Carrier et al.], [Rakibuzzaman et al.], [Yang & Cheng], [Li et al.] l'intera pompa multistadio è stata modellata. In questo caso la dimensione dei modelli utilizzati varia da 1 a 27 milioni di celle, in relazione al numero di stadi simulati, alla complessità geometria dei condotti di collegamento inter-stadio interni alla pompa, al livello di discretizzazione e alla tipologia di mesh utilizzata.

Complessivamente, l'analisi della letteratura ha mostrato che l'approccio multistadio consente di stimare le prestazioni e l'efficienza della macchina con scarti rispetto ai valori sperimentali dell'ordine del 3-5% (crescenti allontanandosi dalla portata nominale) quando abbinato a griglie di calcolo strutturate; gli scostamenti risultano circa doppi per griglie non strutturate. Concettualmente, questo approccio di simulazione è in grado di cogliere gli effetti dell'interazione fra gli stadi. D'altra parte, il notevole aggravio computazionale rende la soluzione poco appetibile per l'uso industriale.

L'approccio singolo-stadio è stato utilizzato in [Kaupert] e [Roclawski & Hellmann, 2006 (1)]. In questi lavori, l'influenza della costruzione multistadio è stata trascurata e le prestazioni calcolate per il singolo stadio sono state confrontate direttamente con quelle misurate sull'intera macchina. Le griglie di calcolo, completamente strutturate o miste, hanno richiesto circa 2 milioni di elementi per lo stadio completo. Le differenze osservate nelle stime di prestazioni ed efficienza sono comprese fra 3 e 6% dei valori misurati. Inoltre, i risultati di [Kaupert] indicano una scarsa incidenza dell'approccio di modellazione della rotazione (modello stazionario o tempo-variante).

In [Michaelides et al.] una ulteriore semplificazione del modello a singolo stadio è stata introdotta. Infatti, un solo canale della girante e uno del diffusore sono stati considerati, assumendo perfetta periodicità del moto. Il raggiungimento dell'indipendenza del calcolo dalla griglia è stato ottenuto con circa 140'000 celle per ciascun canale. I risultati hanno mostrato scarsa ripetibilità, poiché gli scostamenti dai valori sperimentali risultano sotto al 4% per una delle due macchine simulate e oltre il 10% per l'altra. In quest'ultimo lavoro, inoltre, i modelli numerici sono stati utilizzati per stimare l'influenza della pre-rotazione sulla fluidodinamica degli stadi. I risultati indicano che la pre-rotazione all'ingresso dello stadio ne riduce la prevalenza, senza però penalizzarne significativamente il rendimento e lasciando inalterato il campo di velocità all'uscita della girante. Per ulteriori approfondimenti si rimanda a [Fontana & Masi], in appendice al capitolo.

La letteratura, pertanto, suggerisce che l'approccio singolo-stadio è potenzialmente in grado di fornire risultati di accuratezza confrontabile con quella dell'approccio multistadio, richiedendo, indicativamente, una dimensione dei modelli di mezzo milione di celle per passaggio completo (girante e diffusore/canale di ritorno).

In questo studio è stato considerato un ulteriore sviluppo dell'ultima strategia di modellazione proposta. Questo consiste nel considerare per via analitica l'interazione fra stadi successivi, al fine di migliorare le previsioni del modello senza aggravarne il costo computazionale.

Pompa in esame

La pompa allo studio è una pompa verticale multistadio con bocche di aspirazione e mandata in linea. È dotata di sei stadi a flusso radiale con un diametro massimo inferiore a 140 mm. La costruzione della pompa è rappresentata schematicamente in fig. 2.4. Il flusso all'interno della pompa procede dal condotto di aspirazione verso una camera di pieno che alimenta il primo stadio. In ciascuno stadio il flusso attraversa la girante (50.00) per poi raccogliersi nella camera anulare circostante, attraverso cui raggiunge i canali di ritorno a flusso centripeto. Questi ultimi hanno il compito di convogliare il fluido verso lo stadio successivo,

annullandone nel contempo la componente tangenziale di velocità. All'uscita dall'ultimo stadio il flusso incontra la camera superiore (40.01) che alloggia la tenuta meccanica (30.01). Qui il verso del flusso si inverte e il liquido raggiunge il condotto di mandata attraverso il passaggio anulare all'esterno degli stadi. Ciascuna girante è provvista di una tenuta "a rasamento" realizzata fra il disco di copertura della girante ed un "anello di rasamento" (40.02). La tenuta riduce la portata di fuga che ricircola fra uscita ed ingresso della girante.

L'albero della pompa è guidato da un cuscinetto a sfere (20.06), posto alla sommità della pompa, nella flangia di accoppiamento con il motore, e da un cuscinetto a strisciamento (o più d'uno per numeri di stadi maggiori; 50.01) installato in uno degli stadi e lubrificato dal liquido pompato. Il cuscinetto a sfere, inoltre, scarica la spinta assiale dall'albero alla struttura della pompa.

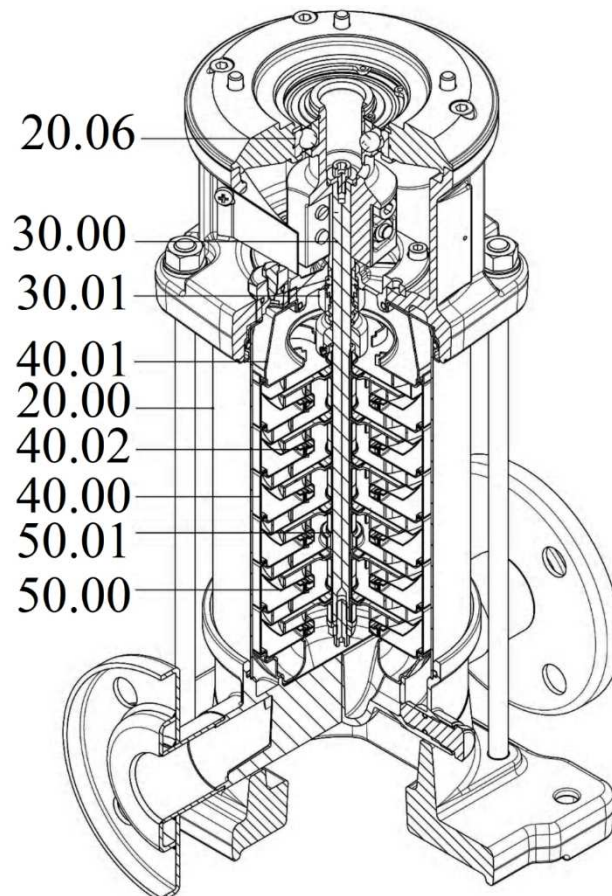


Fig. 2.4: spaccato della macchina in esame.

Le prestazioni e l'efficienza della pompa sono state rilevate in un impianto di prova a norma ISO 9906. Durante il test il cuscinetto a sfere è stato rimosso per evitare le perdite meccaniche associate a questo componente. La spinta assiale e radiale è stata supportata dai cuscinetti del banco di collaudo.

Metodo di calcolo

Il dominio di calcolo è stato ridotto ad un solo stadio. Per questo, sono stati considerati un canale palare della girante, un canale di ritorno e la corrispondente porzione della camera anulare e dei volumi circostanti la girante (si ricorda che la periodicità di girante e canali di ritorno è la medesima. Si veda la fig. 2.5). La periodicità è stata modellata mediante interfacce cicliche arbitrarie. Queste interfacce non richiedono nodi in posizioni corrispondenti mediante trasformazioni rigide sulle due superfici accoppiate. La portata volumetrica totale della girante è stata imposta sulla sezione di ingresso (INLET), mentre la pressione statica è stata fissata sulla sezione di uscita dello stadio (OUTLET). Tutte le superfici solide sono state considerate idraulicamente lisce e con attrito. I volumi compresi fra i dischi della girante e le superfici fisse dello stadio

sono stati delimitati radialmente da superfici cilindriche poste in prossimità delle tenute (rispettivamente, quella costituita da girante ed anello di rasamento, “FUGA 1”, e quella ricavata fra albero e coperchio dei canali di ritorno, “FUGA 2”). Nel funzionamento reale, queste sezioni sono attraversate dalle portate di fuga della girante e dei canali di ritorno. Poiché, tuttavia, la portata e il profilo di velocità su queste sezioni non sono noti, le stesse sono state trattate come pareti prive di attrito, ovvero come superfici fluide prive di moto normale. Il modello, dunque, trascura completamente le perdite volumetriche. I risultati del precedente studio relativo alla modellazione della turbolenza hanno mostrato che il modello $k-\omega$ privo di funzioni di parete richiede l'utilizzo di griglie molto fitte per il raggiungimento dell'indipendenza del calcolo, con conseguente aumento del costo computazionale. Questo modello dunque si scontra con i requisiti di rapidità di calcolo prefissati in questo studio; inoltre, per applicazioni industriali di media e piccola scala, i requisiti di discretizzazione numerica richiesti possono scontrarsi con i limiti dei modelli fisici e geometrici. Per le stesse ragioni, negli studi riportati in letteratura il modello $k-\omega$ è stato utilizzato congiuntamente a funzioni di parete o valori di y^+ troppo elevati per una corretta modellazione dello strato limite, fornendo risultati confrontabili con quelli del modello $k-\epsilon$ standard. Pertanto, in questo lavoro è stato preferito quest'ultimo modello. Sulle superfici solide sono state utilizzate le leggi di parete ed il valore di y^+ è stato mantenuto fra 25 e 70.

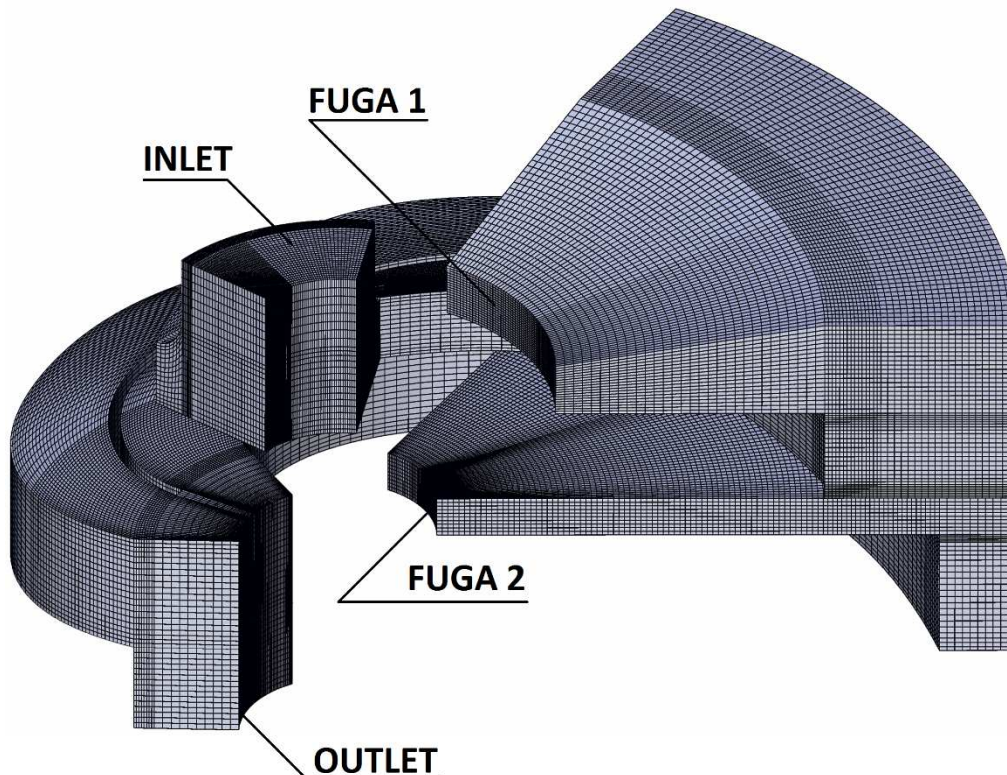


Fig. 2.5: Dominio di calcolo utilizzato nella simulazione. Sono indicate le superfici di contorno “INLET”, “OUTLET”, “FUGA 1” e “FUGA 2”

Poiché il modello fisico dello stadio non presenta pre-rotazione all'ingresso del dominio, nel seguito viene indicato come modello del primo stadio.

L'interazione fra stadi successivi è stata considerata mediante la correzione analitica proposta di seguito. Si assume che l'interazione sia limitata alla presenza di pre-rotazione non nulla all'ingresso degli stadi intermedi. Si osserva che, per la costruzione della pompa multistadio, il flusso di quantità di moto angolare (MF) all'ingresso dello stadio eguaglia il valore presente all'uscita dello stadio precedente. Tale quantità può essere valutata mediante l'eq. 2.2:

$$MF = \int_{outlet} \rho \cdot c_m \cdot r \cdot c_u \cdot dA \quad \text{eq. 2.2}$$

Nella precedente, c_m è la componente meridiana di velocità, c_u quella tangenziale, r la distanza dall'asse di rotazione, ρ la massa volumica del fluido e dA l'area di un elemento infinitesimo della sezione di uscita dello stadio.

Secondo l'equazione di Eulero per le turbomacchine, il valore di MF riduce lo scambio di energia nella girante. La corrispondente riduzione della potenza trasferita al fluido è ottenuta moltiplicando MF per la velocità di rotazione ω secondo l'eq. 2.3:

$$\Delta P_{st} = MF \cdot \omega \quad \text{eq. 2.3}$$

A questa riduzione di potenza scambiata corrisponde una riduzione di potenza idraulica in ragione del rendimento η , in ultima analisi, una riduzione di prevalenza del generico stadio intermedio, pari a (eq. 2.4):

$$\Delta H_{st} = \eta \cdot \Delta P_{st} / \rho Q g \quad \text{eq. 2.4}$$

In prima approssimazione, nell'eq. 2.4 viene utilizzato il rendimento complessivo calcolato per il primo stadio. I risultati riportati in [Michaelides et al.] indicano che tale valore sia scarsamente affetto dalla pre-rotazione. Pertanto, il rendimento del generico stadio intermedio si considera uguale a quello del primo stadio. Lo stesso lavoro, inoltre, suggerisce che la fluidodinamica di tutto lo stadio, ad eccezione della porzione di ingresso della girante, non sia influenzata dalla presenza della pre-rotazione. Pertanto, il modello del primo stadio è rappresentativo di quanto avviene negli stadi successivi, a patto di ridurre la potenza e la prevalenza calcolate secondo le quantità date dalle eq. 2.3 e 2.4. Il risultato di queste correzioni viene indicato di seguito come modello dello stadio intermedio.

Risultati

La validazione numerica del modello ha mostrato che sono necessari circa 0.15 milioni di celle per l'intero dominio al fine di raggiungere risultati che si discostano non più dell'1% dal valore ottenuto per oltre 0.8 milioni di celle [Fontana & Masi].

In fig. 2.6 i risultati del modello del primo stadio (cioè privi di correzioni per la pre-rotazione) sono confrontati con le curve per stadio ottenute sperimentalmente. Il grafico di sinistra confronta le prestazioni della pompa, in termini di numeri di flusso ($Q/(\omega \cdot r_2^3)$) e di pressione ($gH_{st}/(u_2^2)$); quello di destra confronta le curve di numero di potenza ($\Delta P_{st}/(\rho \cdot \omega^3 \cdot r_2^5)$) in funzione del numero di flusso.

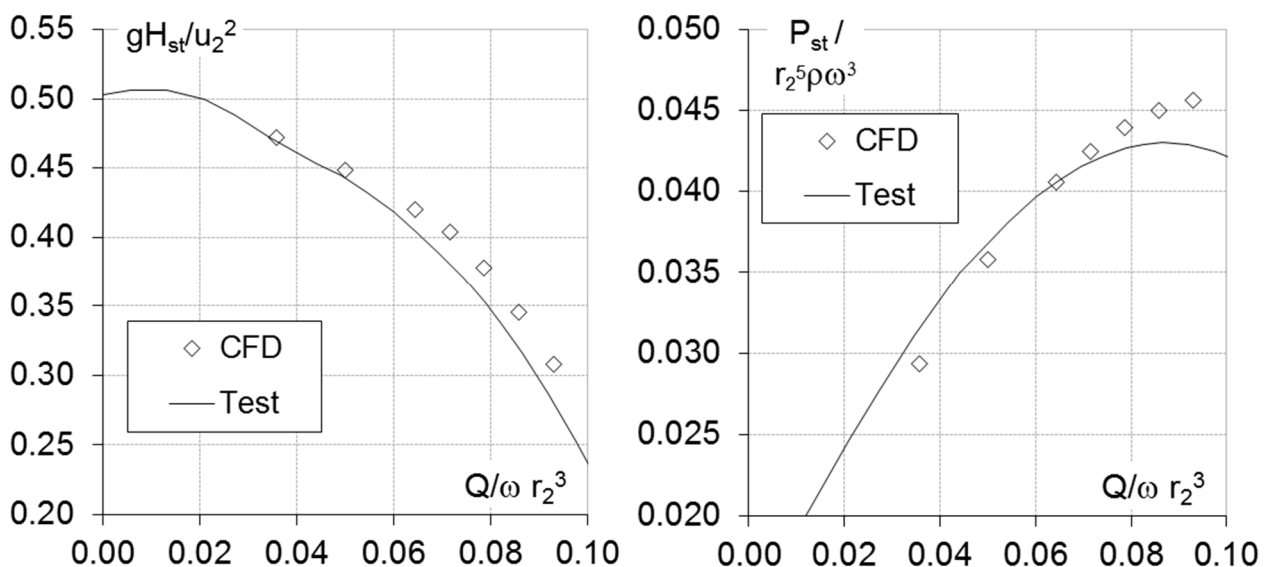


Fig. 2.6: Confronto fra risultati del modello del primo stadio (marker vuoti) e dati sperimentali per stadio (linea continua). A sinistra, numero di pressione in funzione del numero di flusso; a destra, numero di potenza in funzione del numero di flusso.

Si osserva che, in generale, le curve stimate numericamente mostrano degli andamenti paragonabili alle curve sperimentali. Tuttavia, la prevalenza calcolata risulta superiore a quella misurata in tutti i punti di lavoro considerati. Inoltre, la differenza aumenta con la portata, fino ad un massimo del 9% del valore sperimentale. Per quanto riguarda la potenza, si notano scostamenti dei valori calcolati da quelli sperimentali che vanno dal -7% (per la più piccola portata simulata) a +7% (per la massima portata analizzata). Inoltre, i dati numerici indicano un continuo aumento della potenza al crescere della portata, laddove gli esperimenti mostrano un massimo della potenza.

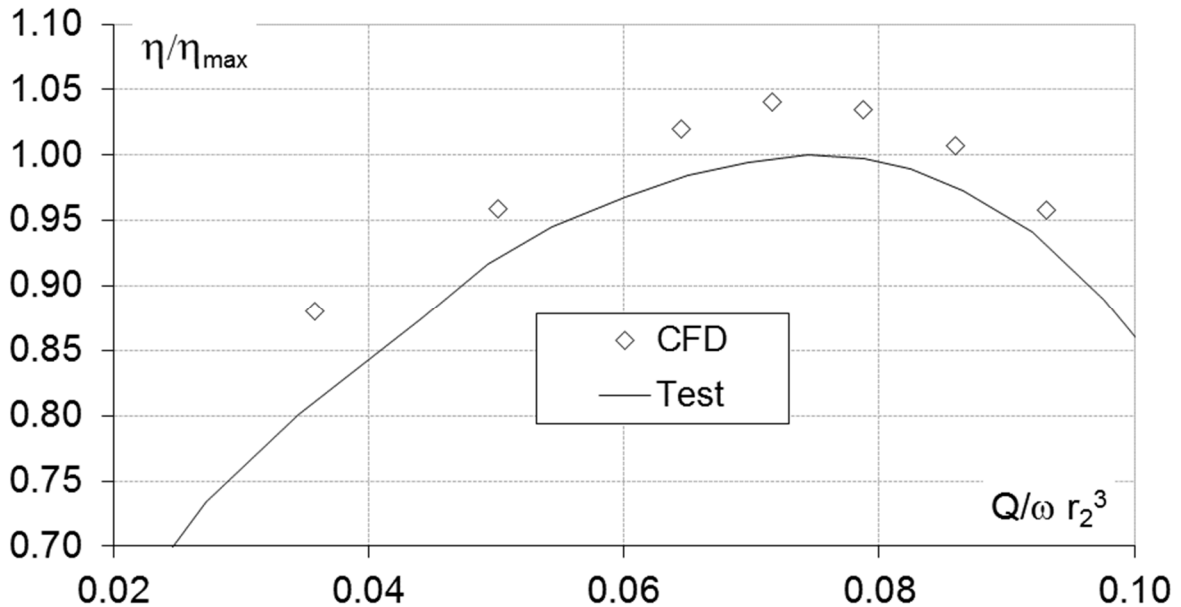


Fig. 2.7: Rendimento in funzione del numero di flusso; risultati del modello del primo stadio (marker vuoti) e dati sperimentali (linea continua).

In fig. 2.7 sono confrontati i valori misurati e calcolati del rendimento al variare del numero di flusso. Il rendimento è rappresentato come frazione del valore massimo misurato. Nel complesso si osserva un accordo qualitativo fra le due curve. La portata di massimo rendimento è individuata con buona approssimazione. Tuttavia, i valori calcolati risultano sempre al di sopra del valore sperimentale, fino all'8% per la minore portata simulata e fino al 4% per gli altri punti considerati. Si ricorda che le perdite meccaniche e volumetriche non sono considerate nel modello.

Il valore di MF all'uscita dello stadio è stato valutato dai risultati del modello del primo stadio ed è rappresentato in fig. 2.8, a sinistra, in forma adimensionale e in funzione del numero di flusso. I dati evidenziano una crescita più che lineare rispetto al coefficiente di flusso. Si deduce che la velocità tangenziale media del flusso all'uscita dello stadio aumenta con la portata.

Per evidenziare ulteriormente questa dipendenza, il grafico di destra di fig. 2.8 mostra il valore della velocità angolare equivalente, definita come:

$$\omega_{eq} = \frac{MF}{\int_{outlet} \rho \cdot c_m \cdot r \cdot c_u \cdot dA} \quad \text{eq. 2.5}$$

Questa grandezza rappresenta la velocità angolare di un flusso uniforme e rotante come un corpo rigido attorno all'asse della macchina che presenta lo stesso valore di MF del flusso calcolato alla portata considerata. Il parametro è rappresentato come frazione della velocità di rotazione della macchina. Si osserva chiaramente un andamento crescente del rapporto stesso con la portata. Per il valore minimo di portata considerato, la velocità equivalente è il 5% della velocità di rotazione. All'estremo opposto del campo di studio, invece, il suo valore supera il 30% della velocità di rotazione. Pertanto, il suo impatto sulle prestazioni degli stadi intermedi non è trascurabile.

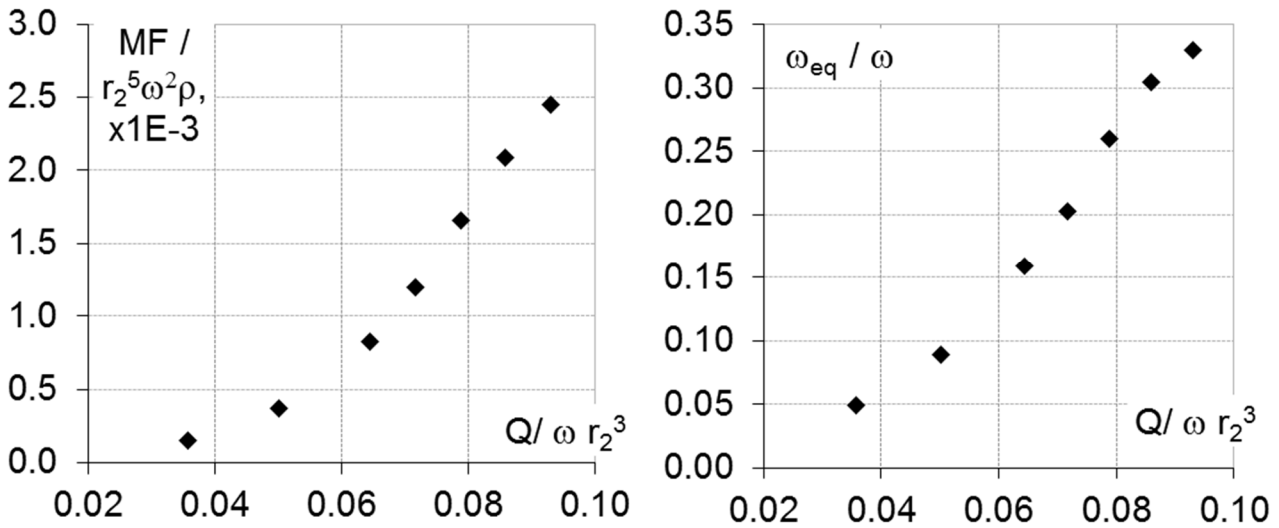


Fig. 2.8: lato destro, MF in funzione del numero di flusso. Valore adimensionalizzato. Lato sinistro: velocità angolare equivalente in funzione del numero di flusso. Valore espresso come frazione della velocità di rotazione della macchina.

Il confronto fra questi risultati ed il grafico di fig. 2.7 suggerisce che la pre-rotazione all'ingresso degli stadi intermedi influisce limitatamente sul rendimento dello stadio. Infatti, diversamente si sarebbe dovuto osservare uno scostamento fra le curve sperimentale e numerica poco marcato alle portate base e crescente con la portata stessa.

Le prestazioni e l'assorbimento di potenza degli stadi intermedi sono calcolate sottraendo ai valori calcolati per il modello del primo stadio le correzioni ottenute dalle equazioni 2.3 e 2.4. I valori relativi all'intera macchina si ottengono sommando quelli del primo stadio a quelli degli stadi intermedi moltiplicati per la loro numerosità (5, nel caso in esame). I valori medi per stadio dei numeri di pressione e di potenza sono rappresentati in funzione del numero di flusso in fig. 2.9, rispettivamente a sinistra e a destra.

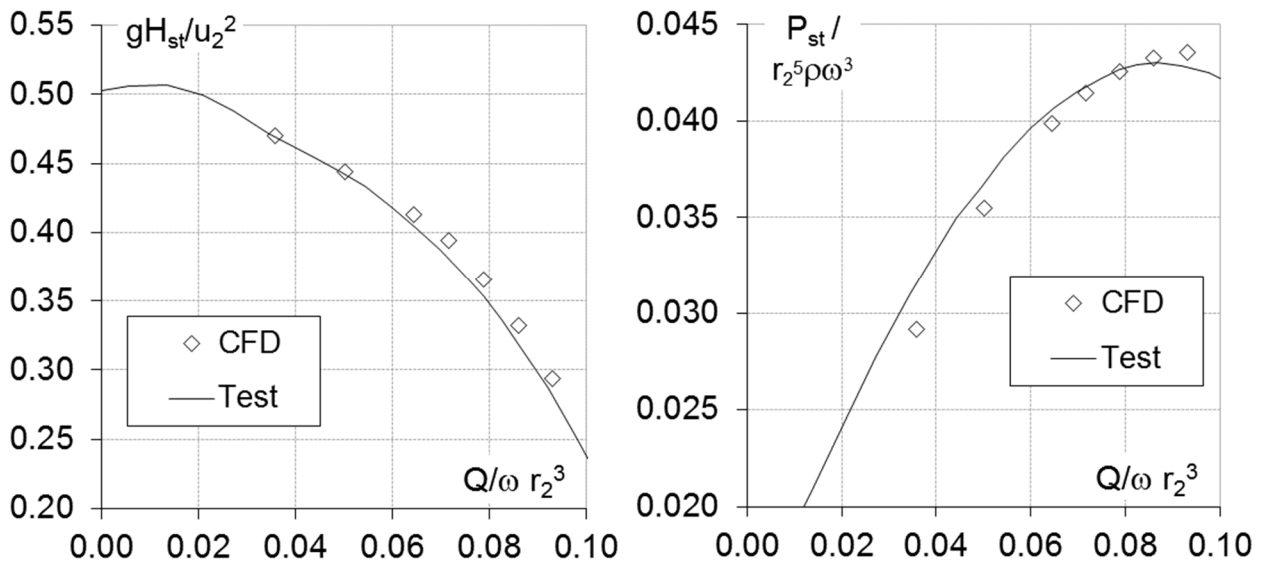


Fig. 2.9: Confronto fra risultati del modello numerico corretto (marker vuoti) e dati sperimentali per stadio (linea continua). A sinistra, numero di pressione in funzione del numero di flusso; a destra, numero di potenza in funzione del numero di flusso.

Per quanto riguarda le prestazioni, si osserva un netto miglioramento delle stime rispetto al grafico di fig. 2.6. Il massimo scarto dal dato sperimentale risulta pari al 4.5% di quest'ultimo e si verifica alla massima portata analizzata. Analogamente, le stime del numero di potenza mostrano un migliore accordo con i dati

sperimentali. Il picco di potenza è meglio rappresentato, con un errore di circa 1.5% volte il valore sperimentale. Il massimo scostamento è aumentato a 8% del valore sperimentale e si registra per la minima portata analizzata. In tutti gli altri punti, tuttavia, lo scarto è inferiore al 4%. Si ricorda che questi dati non considerano l'effetto delle perdite volumetriche.

Si osserva infine che i risultati del modello proposto presentano il medesimo livello di accuratezza dei migliori esempi di letteratura relativi ad approcci multistadio, senza richiedere un analogo sforzo computazionale.

Conclusioni

In questo studio è stato sviluppato un approccio di modellazione di pompe multistadio a basso costo computazionale. Questo approccio permette di stimare le prestazioni e la potenza assorbita dalla macchina tenendo in considerazione l'interazione fra gli stadi, pur evitando la simulazione degli stadi successivi al primo. L'interazione fra gli stadi è stata modellata mediante un approccio analitico-numerico basato concettualmente sull'equazione di Eulero e sul flusso di momento angolare residuo all'uscita dello stadio. Quest'ultimo viene calcolato dai risultati della simulazione di un singolo stadio e successivamente utilizzato per correggere le stime di prestazioni e potenza assorbita. Il modello è stato validato sperimentalmente su una pompa multistadio verticale a 6 stadi. La validazione ha mostrato una capacità previsionale del modello comparabile a quella dei migliori risultati riportati in letteratura per approcci di modellazione multistadio, caratterizzati da un costo computazionale molto più elevato.

In accordo con quanto osservato in un precedente lavoro, l'analisi dei dati indica che la pre-rotazione ha un limitato effetto sul rendimento degli stadi intermedi per valori fino al 30% della velocità di rotazione della macchina.

Inoltre, i risultati suggerisco che l'assunzione di periodicità e stazionarietà del moto non pregiudica la valutazione della fluidodinamica media dello stadio.

CFD modelling to aid the design of steel sheet multistage pumps

Federico Fontana^a and Massimo Masi^b

^a *Department of Industrial Engineering, Università degli Studi di Padova, Padova, Italy,
Federico.fontana.3@studenti.unipd.it*

^b *Department of Management and Engineering, Università degli Studi di Padova, Vicenza, Italy,
Massimo.masi@unipd.it*

Abstract:

Multistage, steel-sheet, centrifugal pumps require shapes that differ from those commonly featured by cast or moulded units. The available literature on pumps design deals mainly with the latter and does not support satisfactorily the hydraulic design of the former. The availability of experimental data is scarce as well. On the other hand, validated CFD models proved to be an effective design tool. The paper deals with the numerical investigation of a vertical multistage pump. It aims at presenting a CFD modelling approach that is computationally low-cost and suited for the early and intermediate steps of hydraulic design of mass production pumps. A single passage of one intermediate stage was modelled by using the Multiple Reference Frame technique and the Arbitrary Matching Interface approach within the open source OpenFOAM® environment. The influence of the multistage configuration on numerical predictions was accounted analytically. Standard k-epsilon model and wall function approach were used for turbulence closure. This modelling strategy was validated by comparison of the calculated hydraulic performance, efficiency and power consumption with experimental data.

Keywords:

Centrifugal pump, CFD, Multistage pump, Performance analysis, Simulation strategies.

1. Introduction

The modelling of multistage centrifugal pumps adds issues to those common for single stage pumps. In fact, in a multistage pump the hydraulic behaviour of the stages differs according to their position, although the nominal geometry of each stage is the same (see e.g. [1]). From the topological point of view, it is possible to divide the entire stack of stages into three classes, namely: 1) the first stage, 2) the intermediate stages, 3) the last stage. On the other hand, from the hydraulic point of view the last two classes can be merged together, assuming that the hydraulic behaviour of the last stage is not affected by the downstream flow field. Vice versa, the first stage must be distinguished from the others because it features different flow conditions at the impeller inlet.

Multistage centrifugal pumps are often studied by means of numerical tools. In the literature, two different approaches are proposed for the simulation of multistage machines. One of these, hereinafter named *multi-stage approach*, accounts for the multistage construction of the pump by modelling several stages; the other one, hereinafter named *single-stage approach*, studies the entire machine by means of a numerical model of a single stage. The first approach is conceptually able to describe the differences between the hydraulic behaviour of the stages according to their position. For this reason it has become popular in the academic research. In turn, the second approach is very attractive for most of the pump manufacturers. In fact, it features low computational requirements which best suit the needs of the industrial development.

In the following, a brief overview of the literature dealing with these two CFD modelling approaches is presented.

1.1. Multi-stage approach

Zhou et al. [1] analysed a submersible, borehole, six-stage pump. Only two stages and the inlet and outlet ducts were modelled. The authors suggested an analytical expression of general validity to compare the numerical results with the performance of the actual pump, regardless of the number of

stages. This analytical expression accounts for the difference in the performance between the first stage and the other ones. The azimuthal periodicity of the geometry was not exploited and the entire stages were modelled. As a result, the fully structured mesh required about 1.5 million of cells to show a grid dependence of the results below 1%, and around 2.5 millions for negligible dependence. The MRF approach was used to model the rotation of the two impellers. Several turbulence models were considered, each one employing standard wall functions (the average value of y^+ was around 50). Although the results from the various models were quite close to each other, the standard k -omega resulted in the best agreement with the experimental data, followed by the standard k -epsilon. Each turbulence model over-predicted the pump head, and the smallest difference (equal to 3% of the measured value) was obtained around the BEP. The volumetric efficiency was ignored in the model.

For a similar pump, Shi et al. [2] used 1.1 million of cells to obtain a negligible grid dependence of the results on unstructured grids. Several two-equation turbulence models with standard wall functions ($30 < y^+ < 500$) were compared. In agreement with [1], all the computations over-predict both the head and the efficiency. The differences from experiments were about 7% and 8%, respectively. The standard k -epsilon resulted in the best agreement.

Huang et al. [3] modelled a prototype, 4-stage, centrifugal pump which embedded multiple outlets to manage different head requirements. The machine behaves similarly to a traditional multistage pump when the last stage outlet is the active delivery section. With reference to this operating condition, the authors predicted the pump head and its efficiency with differences from experiments up to 5% and 8%, respectively, near the BEP. The model comprised four entire stages and the suction and delivery chambers as well. Almost 1 million of tetrahedral cells was used to model the machine. However, the dependence of the results on the adopted grid is not reported. The standard k -epsilon turbulence model was employed.

La Roche-Carrier et al. [4] analysed three multistage pumps with 2, 3 and 4 identical stages, respectively. The meshes included all of the stages and the actual inlet and outlet geometries as well. The periodicity along the azimuth was unexploited. The standard k -epsilon turbulence model and standard wall functions were used, while rotation was simulated through the MRF approach. The difference between numerical results and measurements was, on average, 6% in performance and 5% in efficiency. The worse agreement was found at high flow rates, with differences up to about 16% in the head. The results highlighted a slight increase in efficiency with the number of stages, in agreement with the experimental observations reported in [5].

Rakibuzzaman et al. [6] studied a complete multistage pump, comprising an inlet duct, a suction chamber, 6 equal stages, a top chamber for flow-path reversal, an outer annulus, a delivery chamber and an outlet duct. The unstructured mesh counted around 27 million of cells. Grid dependence of the results was not assessed. The k -omega SST turbulence model was employed (details about the wall treatment strategy are not available). On the whole, the authors obtained differences from experiments of around 5% in head and 8% in efficiency. The worse agreement was found at high flow rates where the head and the efficiency were over-estimated by 11% and 13%, respectively.

1.2. Single-stage approach

Kaupert [7] studied a ten-stage machine. The structured grid required 160 thousand of nodes for each impeller channel and 220 thousand for each diffuser channel in order to limit the dependence of the results from grid density below 1%. The author used the standard k -epsilon turbulence model with wall functions (y^+ was kept below 10). Both steady state simulations with mixing plane technique and unsteady simulations with moving grid technique were performed. The results of the latter were time averaged to be compared with experiments and with the steady state computations. Volumetric and mechanical losses were accounted for by means of some empirical corrections. However, no details about them are given in the paper. This modelling strategy resulted in a difference from experiments of 5% in efficiency and even less in head. Furthermore, steady-state

results showed to differ from the time-averaged results of the unsteady computations by less than 2%.

Roclawski and Hellmann [8] studied a submersible bore-hole pump by employing the MRF approach and the standard k -epsilon model to simulate an entire stage coupled with the inlet and outlet ducts. They used hexahedral cells to mesh the impeller and tetrahedral cells for the return channels. The computation reached grid independent results on a 2.9 million of cells mesh, with y^+ ranging between 10 and 250 (authors did not clearly state whether near wall prism layers were used or not). Efficiency estimate differed from experiments of about 3% at BEP and the trend of the efficiency curve was generally well predicted. On the other hand, the head was over-estimated by about 6% and the trend of the performance curve was not well captured.

In [9], two new designs for the impeller of a mixed-flow multistage pump were studied by means of a slightly different strategy. In fact, the authors modelled only one channel for both the impeller and the diffuser of the stage. They employed the mixing plane approach, with k -epsilon turbulence model and wall functions. Around 140 thousand of nodes for both the impeller mesh and the diffuser mesh led to results almost independent on grid density. The comparison of the numerical results with experiments showed a good agreement in the trend of the performance curve for almost the entire range of pump operation. On the other hand, a clear conclusion on the reliability of the CFD predictions can not be stated. In fact, the head prediction at BEP differed from the experiments less than 4% for one design and more than 10% for the other one. In addition, the experimental curve was under-estimated in the first case and over-estimated in the second one. The numerical model was also used to study the effect of the pre-swirl due to the upstream stage on the fluid-dynamics of the intermediate stages. It resulted that the pre-swirl reduced the stage head but did not modify the efficiency. Furthermore, the local analysis of the flow field showed that the impeller outlet velocity was unaffected by pre-swirl.

1.3. Aim of the study

The aim of this work is to present a development of the single-stage, single-channel approach. This modelling strategy was conceived as a time-effective tool for the industrial development of vertical multistage pumps and was applied here to a machine made by cold forming and welding of stainless steel sheets. In fact, this type of pumps have spread worldwide during the last decades for a wide range of applications and they are now among the most representative examples of clean water pumps. A further spread of such machines is expected in the next future and much industrial research will be performed with the aid of CFD models.

2. Methodology

2.1. The pump

The machine under analysis is a vertical multistage-stage pump featuring in-line suction and delivery (see, for instance [10]). The pump comprises six radial stages of equal geometry, with an outer diameter of the casing of about (..omissis..) mm. The pump design is shown schematically in Fig. 1, part (a). The suction opening feeds the first impeller through a suction chamber, shown in the bottom of the figure. The outlet section of the last stage delivers the fluid within a top chamber (component no. 40.01 in Fig.1), where the reversal of the flow path takes place. Then, the flow reaches the delivery chamber through an annular channel bounded by the stage casing and the outer sleeve (40.00 and 20.00, respectively). In the top chamber, a mechanical seal (30.01) avoids the leakage through the gap between the shaft and the casing.

Each stage features a six-blade, radial flow impeller (50.00) surrounded by a cylindrical chamber, which collects the flow and feeds six return channels. A floating wear ring (40.02) is placed at the impeller neck to reduce the leakage flow between discharge and suction of the impeller.

The pump shaft (30.00) is supported by one ball bearing (20.06) placed at the motor flange and one ceramic bushing embedded in the second stage (50.01).

In the stages, all of the wetted parts, with the exception of the wear rings and the bushing, are manufactured from cold formed, stainless steel sheets, with a smooth surface.

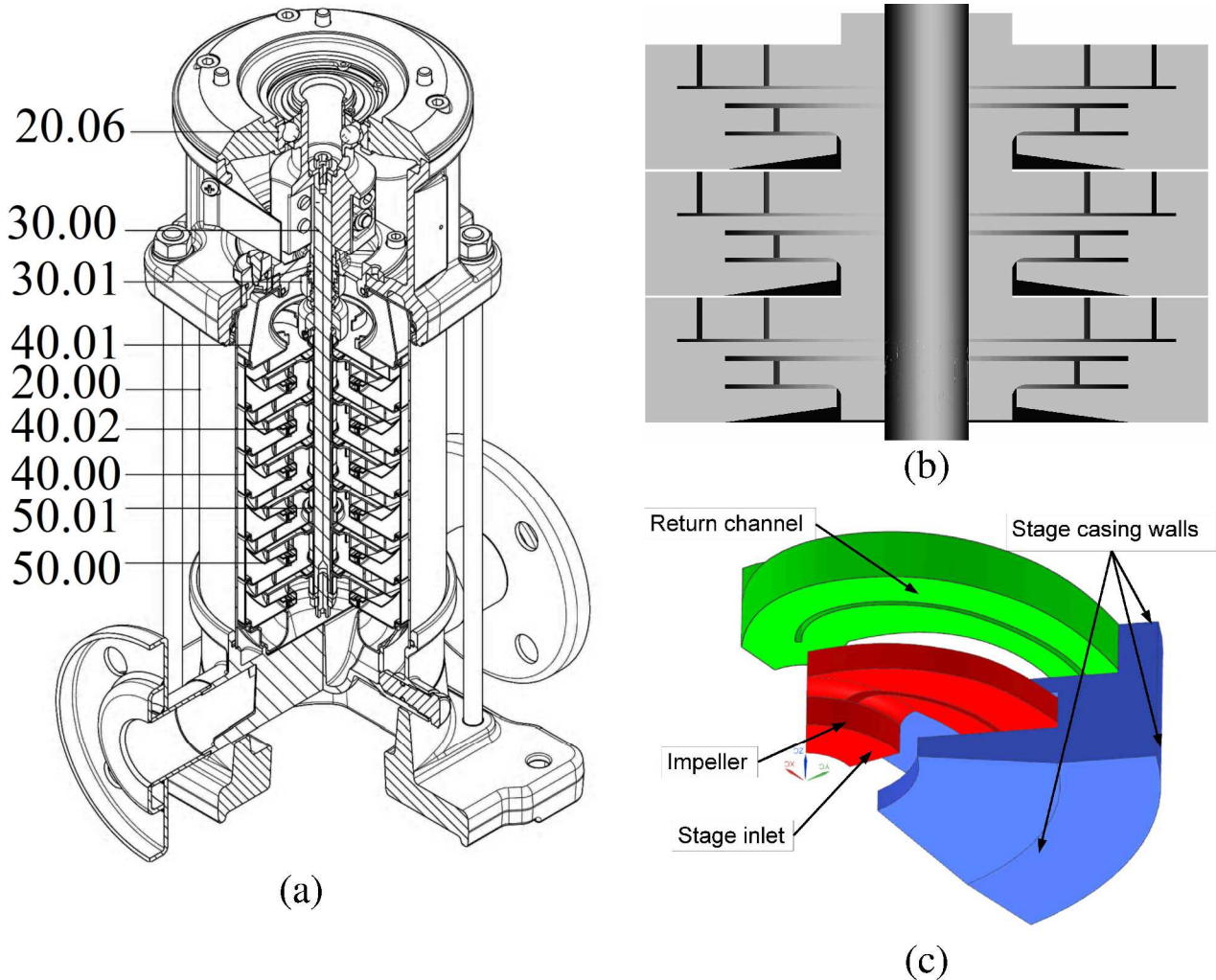


Fig. 1. The pump under analysis: a) view of the multistage pump assembly, b) schematic view of a three-stage assembly, c) geometrical model of the fluid volumes of one impeller channel and one return channel.

The pump performance and efficiency were measured in an ISO 9906 compliant test rig at a constant rotational velocity. The test was performed after removing the ball bearing, in order to avoid the mechanical losses due to this component. Consequently, the axial thrust was supported by the test equipment. The measured head and power were divided by the number of stages to obtain the corresponding values per stage (i.e. any difference in the behaviour of the stages due to their position was neglected).

2.2. Numerical model

The head and the absorbed power of the multistage pump were investigated numerically within the OpenFOAM ® 2.1.1 environment.

In agreement with [9], the numerical model was limited to one impeller channel and one return channel of a single stage, in order to reduce the computational effort. In fact, it was estimated that the dynamic head in the outer annular channel of the pump assembly does not exceed 1% of the total head per stage. Thus, the corresponding head losses were considered negligible and were not accounted for. The losses through the suction, top and discharge chambers were neglected, as well.

The computational domain is shown in Fig. 1, part (c). For sake of clarity, a schematic view of the fluid volumes in a three stage assembly is shown in part (b) of the same figure.

The computational mesh (Fig. 2, part (a)) is a hexahedral block structured grid everywhere but at the return channel entrance, where the steady blades feature a rather small attack angle. Thus, the use of a block structured mesh in this region would have resulted in a severe non-orthogonality of the cell faces. To avoid this problem, a prismatic mesh was used (Fig. 2, part (b)).

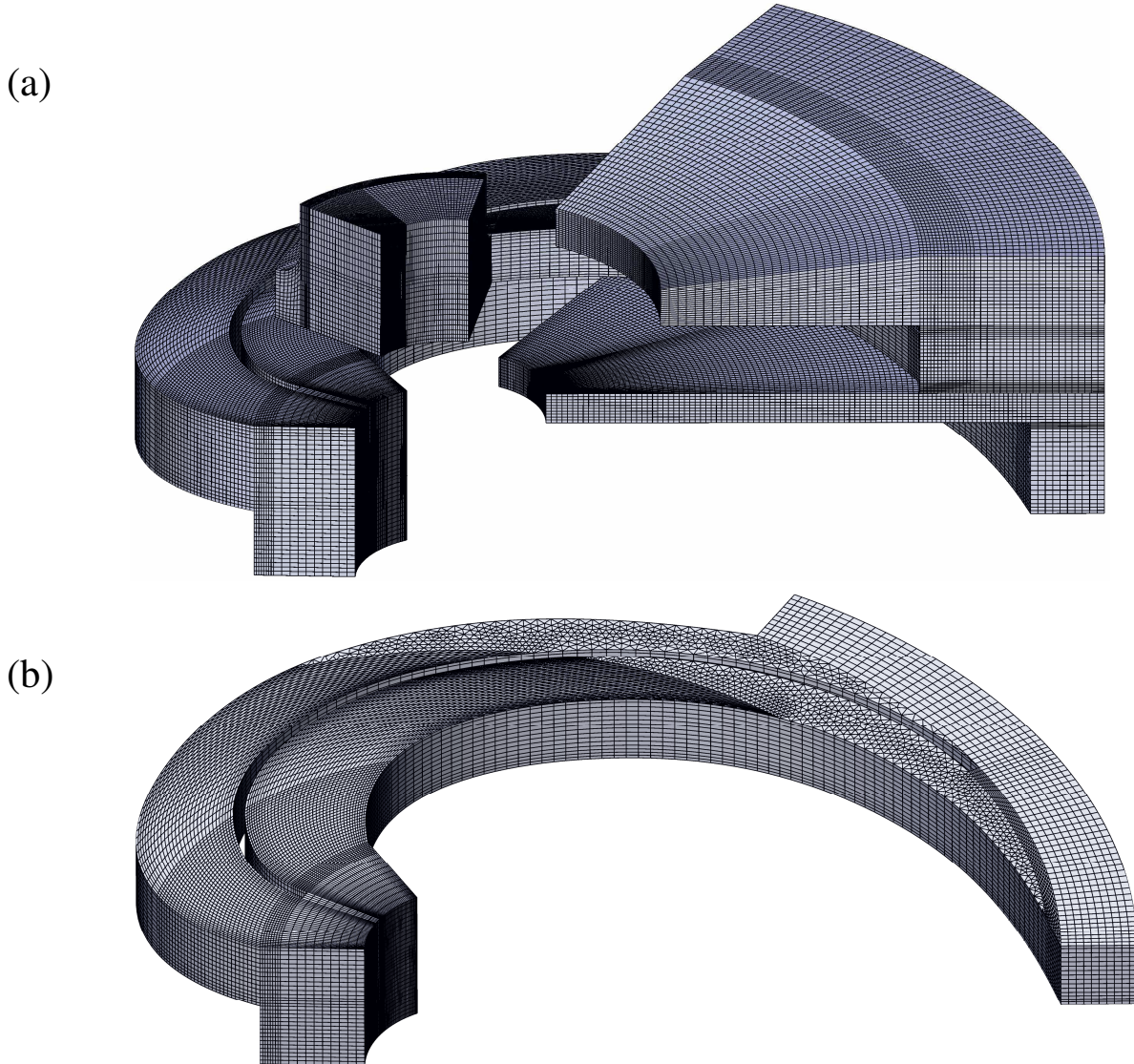


Fig. 2. Meshing strategy: a) overview of the mesh, b) detail of the mesh in the return channel.

The dependence of the results on grid refinement was tested at the nominal flow rate. To this aim, four levels of grid refinement were considered, which corresponded to around 0.15, 0.37, 0.53 and 0.83 million of cells. Details of the four grids are reported in Table 1 and Table 2.

The standard k -epsilon turbulence model was used and the rotation was simulated through the MRF approach.

A uniform, normal velocity and the turbulence parameters were specified as boundary conditions at the inlet section, whereas zero gauge pressure was set at the outlet patch. These sections were placed roughly in the same position as in the real geometry, i.e. no fake inlet or outlet ducts were used (see Fig. 2). The no-slip condition was set for each solid surface. These were treated as hydraulically smooth surfaces. The wall shear stress and epsilon at the walls were calculated according to the standard wall functions, while a zero gradient condition was used for k (for all of the grids, the average value of y^+ over each solid boundary was kept between 25 and 70). Arbitrary matching interface (AMI) technique was employed to couple the periodic boundaries along the azimuth angle. AMI was also used to couple the overlapping faces that connected the volume

surrounding the impeller with the one facing the return channel entrance. No leakage flow was modelled.

Table 1. Number of linear elements along the main directions of the three computational grids

Total number of cells (millions)	Number of elements					
	Impeller channel			Return channel		
	Meridional	Azimuthal	Axial	Meridional	Azimuthal	Axial
0.15	45	45	10	90	55	10
0.37	65	60	10	120	70	15
0.53	120	60	15	180	70	15
0.83	120	90	20	200	90	20

Table 2. Characteristic length of the cell edge along the main directions of each computational grid

Total number of cells (millions)	Characteristic length [mm]					
	Impeller channel			Return channel		
	Meridional	Azimuthal	Axial	Meridional	Azimuthal	Axial
0.15	1.5	1	0.5	1.8	0.7	0.7
0.37	1	0.6	0.5	1.4	0.5	0.4
0.53	0.5	0.6	0.35	0.9	0.5	0.4
0.83	0.5	0.5	0.25	0.8	0.4	0.35

Steady state simulations were performed. The RANS equations were solved with the SIMPLE loop (i.e. with the *MRFSimpleFoam* solver) until the computed head and torque reached steady values over iterations.

The mechanical and volumetric losses were completely neglected both in the simulation and during the post processing of the results.

2.3. Effects of the multistage construction

It was assumed that the multistage construction of the pump affects the hydraulic behaviour of the intermediate stages only by means of the pre-swirl at their inlet. In turn, the pre-swirl was assumed to have a negligible influence on the velocity field at the impeller outlet [9]. Thus, the flow field outside of the impeller was considered to be the same in the first (i.e. swirl-less) and in the intermediate stages. Consequently, the operation of the intermediate stages was evaluated by means of the results of the swirl-less, single-stage model, after the corrections described in the following.

According to Euler equation for turbomachines, in steady conditions the specific work of the impeller depends on the net moment of momentum flux through the impeller itself. In the real machine, the outlet section of one stage coincides with the inlet section of the following stage. Thus, according to the previous assumptions, the moment of momentum flux (MF) through the inlet section of each intermediate stage equals that through the outlet section of the swirl-less, single-stage model. MF was computed according to (1), in which c_m is the streamwise velocity, c_u is the tangential velocity, r is the distance from the machine axis, ρ is the fluid density and dA is the area of an elemental surface.

$$MF = \int_{Outlet} \rho \cdot c_m \cdot r \cdot c_u \cdot dA. \quad (1)$$

In agreement with Euler equation, each intermediate stage features a lower head (see [9]) and a lower power compared with the values of the swirl-less, single-stage model. In particular, the reduction in the absorbed power due to the pre-swirl is given by the product between the quantity MF and the angular velocity of the pump shaft, ω , as in (2):

$$\Delta P_{st} = MF \cdot \omega. \quad (2)$$

The corresponding reduction in the hydraulic power can be evaluated by means of the pump efficiency and allows to calculate the correction of the head, according to (3):

$$\Delta H_{st} = \eta \cdot \Delta P_{st} / \rho Q g. \quad (3)$$

The pump efficiency was computed from the numerical results of the swirl-less, single-stage model and was assumed to be unaffected by the pre-swirl [9].

To obtain the corrections of power and head for the entire multistage machine, the values calculated by (2) and (3) have to be multiplied by the number of stages but one. In fact, the first stage is not affected by pre-swirl at its inlet.

3. Results

The numerical validation of the model is reported in sub-section 3.1. Sub-section 3.2 highlights the difference between the experimental data and the raw numerical results from the single-stage, swirl-less model. In sub-section 3.3, the experimental validation of the modelling strategy proposed in section 2.3 is discussed.

3.1. Numerical validation of the model

Figure 3 summarizes the results of the investigation into the dependence of numerical results on grid size. The parameters considered in the analysis were the head and the shaft torque of the single-stage model, at the nominal flow rate. Their relative difference from the values computed on the finer mesh is plotted versus the mesh size (in thousands of cells). The graph highlights that 0.15 million of cells were required to limit the grid dependence of the results below 1% of the corresponding asymptotic value (i.e., the head or the torque computed on the finer mesh). Moreover, 0.53 million of cells led to differences from the asymptotic values that were practically negligible (around 2‰ for both quantities). This mesh was used for the subsequent computations.

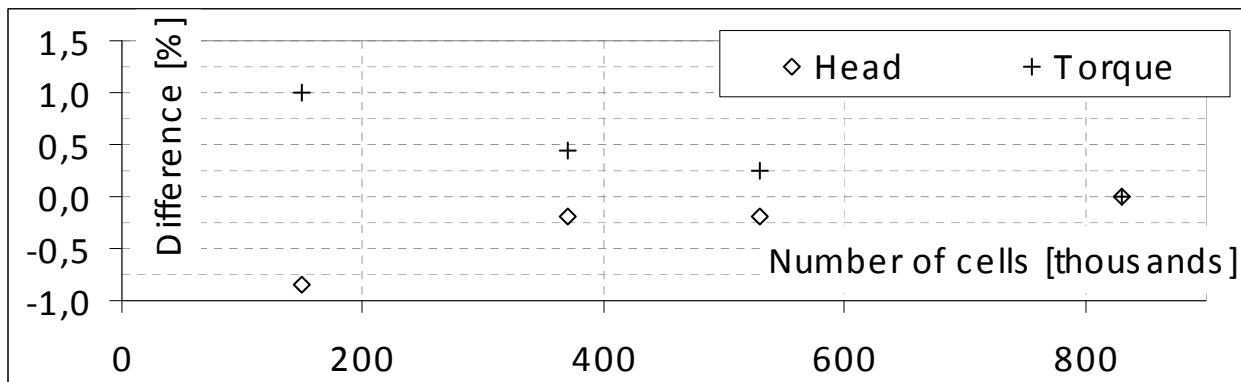


Fig. 3. Results of the grid dependence investigation. The relative difference in computed head and torque with reference to the simulation of the finer mesh are plotted versus the mesh size, in thousands of cells.

The present study required more than twice the number of cells per passage-per stage used in [1] and in [2] to reach the same level of grid dependence of the results. On the contrary, a similar mesh

density (around 480 thousand of cells per passage-per stage) was required in [8] to reach grid independence (it is worth noting that the authors did not state the criterion used to judge independence). Finally, the present results show a substantial agreement with the results in [9] and the recommendations in [11] (the same note as above applies to these references). These differences are due to the different types of mesh employed in these studies. In particular, the use of unstructured grids in [2] allowed for a finer meshing only where it was strictly needed, with a beneficial effect on the overall grid size.

3.2. Swirl-less, single-stage model

The results of the single-stage model without pre-swirl at the inlet are presented in the following.

Figure 4, part (a), shows the comparison between numerical predictions (empty markers) and experimental values (solid line) of the performance per stage. The data are presented in terms of the pressure coefficient, $\Psi = gH_{st}/(u_2)^2$, versus the flow coefficient, $\Phi = Q/(\omega r_2^3)$. On the whole, the figure shows a good agreement between the numerical results and the experiment. However, over-predictions of the head up to 9% were obtained. The comparison highlights an increase in the relative error of computations when the flow rate increases.

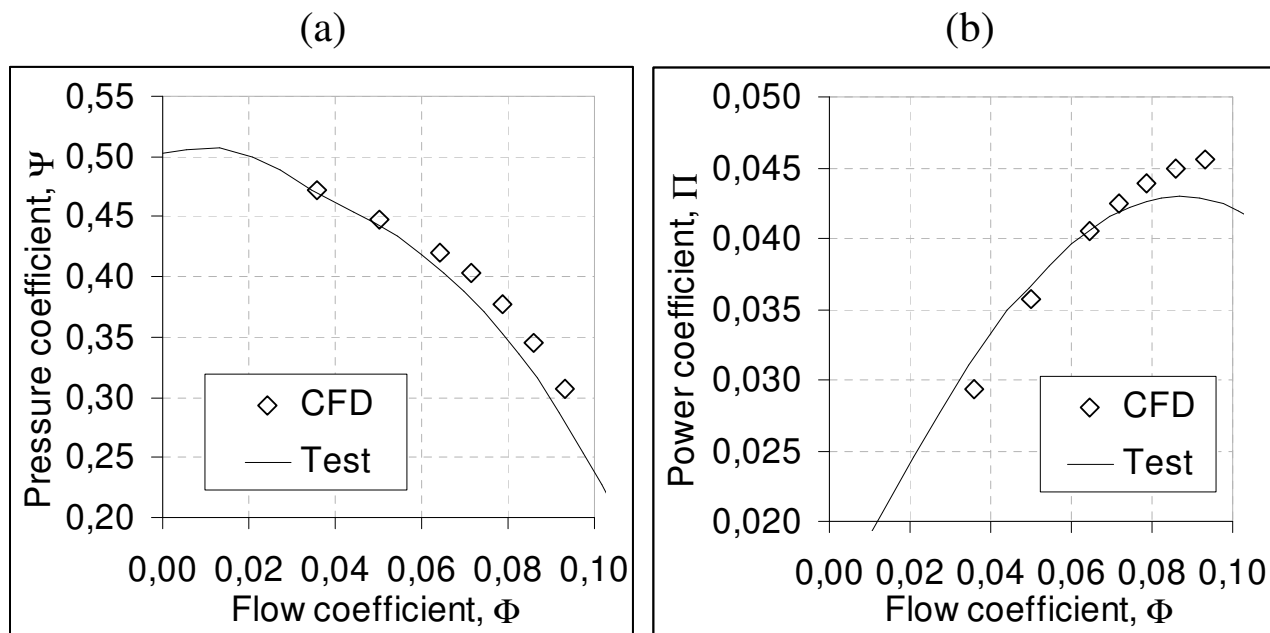


Fig. 4. Comparison between measurements (solid lines) and numerical results of the swirl-less, single-stage model (empty markers): a) head per stage versus the flow rate, b) absorbed power per stage versus the flow rate. The values are presented in dimensionless form.

Part (b) of Fig. 4 reports the measured and the computed curves of the dimensionless power coefficient Π (vertical axis) as a function of the flow coefficient (horizontal axis). Although the numerical results (empty markers) show a substantial agreement with the experiments (solid line), relative differences ranging from -7% to +7% occurred. In particular, the absorbed power is under-predicted at low flow rates and over-predicted at high flow rates. It is worth noting that the computed curve shows a continuous increase whereas the experimental curve reaches a maximum.

Both the measured (solid line) and predicted (empty markers) curves of efficiency versus the flow coefficient are shown in Fig. 5. The efficiency is normalized by the maximum measured value. The numerical predictions reproduce well the experimental trend. In particular, the predicted BEP flow rate agrees with measurements. However, the efficiency is over-predicted in the entire range of study. The maximum error is around 8% and occurs at the smallest flow rate simulated. The difference is no more than 4% for the other duty points analysed.

It is worth noting that the above considerations apply to the numerical data without any correction for mechanical losses, volumetric efficiency, and for the effects of the multistage construction.

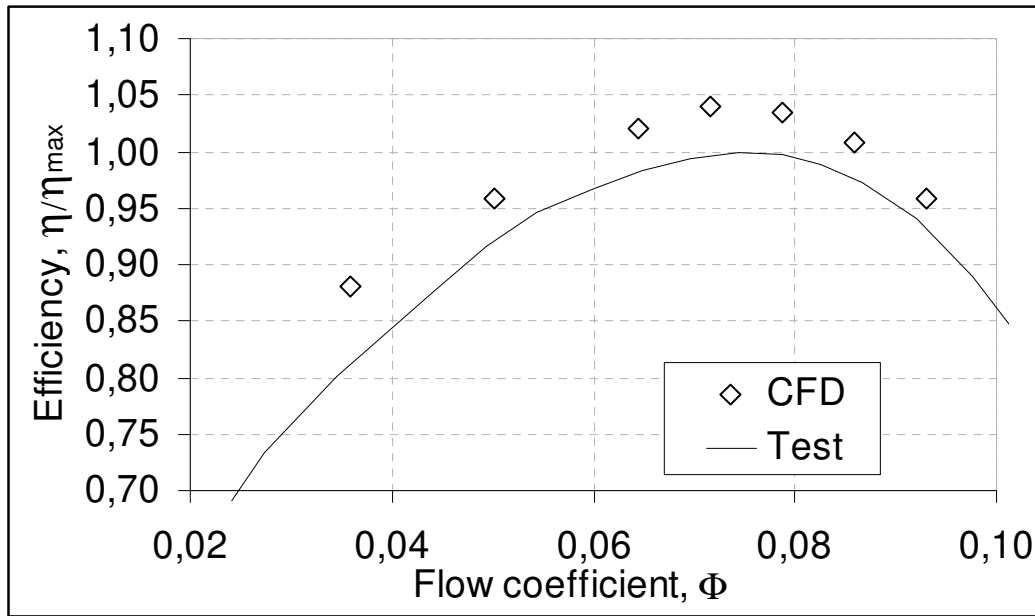


Fig. 5. Efficiency versus the flow rate: comparison between measurements (solid lines) and numerical results of the swirl-less, single-stage model (empty markers). The flow rate is presented in dimensionless form. The efficiency is normalized according to the maximum measured value.

3.3. Experimental validation of the modelling strategy

Figure 6, part (a) shows MF calculated over the outlet patch of the single-stage model versus the flow coefficient. It clearly appears that the trend of MF is more than linear, in the range of flow coefficient considered. This implies an increase of the residual swirl as the flow rate increases. To better understand this dependence, the average swirl velocity at the stage outlet was evaluated in terms of the equivalent angular velocity, ω_{eq} , defined by (4):

$$\omega_{eq} = \frac{MF}{\int_{Outlet} \rho \cdot \frac{Q}{A} \cdot r^2 \cdot dA} \quad (4)$$

(the meaning of the symbols is the same as in (1)). ω_{eq} is the uniform angular velocity of a flow which crosses the outlet section with a uniform meridional velocity and features the same value of MF as the simulated flow. It quantifies the average flow deflection from the radial direction at the outlet of the return channels.

The ratio between ω_{eq} and the shaft angular velocity is plotted in Fig. 6, part (b), as a function of the flow coefficient. The plot shows a growing trend. At low flow rates, this trend is more than linear, whereas it becomes less than linear when the flow rate increases further. This suggests that the equivalent angular velocity approaches either a maximum or a plateau beyond the highest flow rate considered in this study. ω_{eq} reaches values above the 30% of the shaft angular velocity at the right boundary of the range of operation investigated.

The effects of the pre-swirl on the head and the absorbed power are shown in part (a) of Fig. 7 (pressure coefficient versus flow coefficient) and part (b) of the same figure (power coefficient versus flow coefficient), respectively. The solid lines refers to the experimental values and the empty markers to the numerical results corrected according to the procedure described in section 2.3.

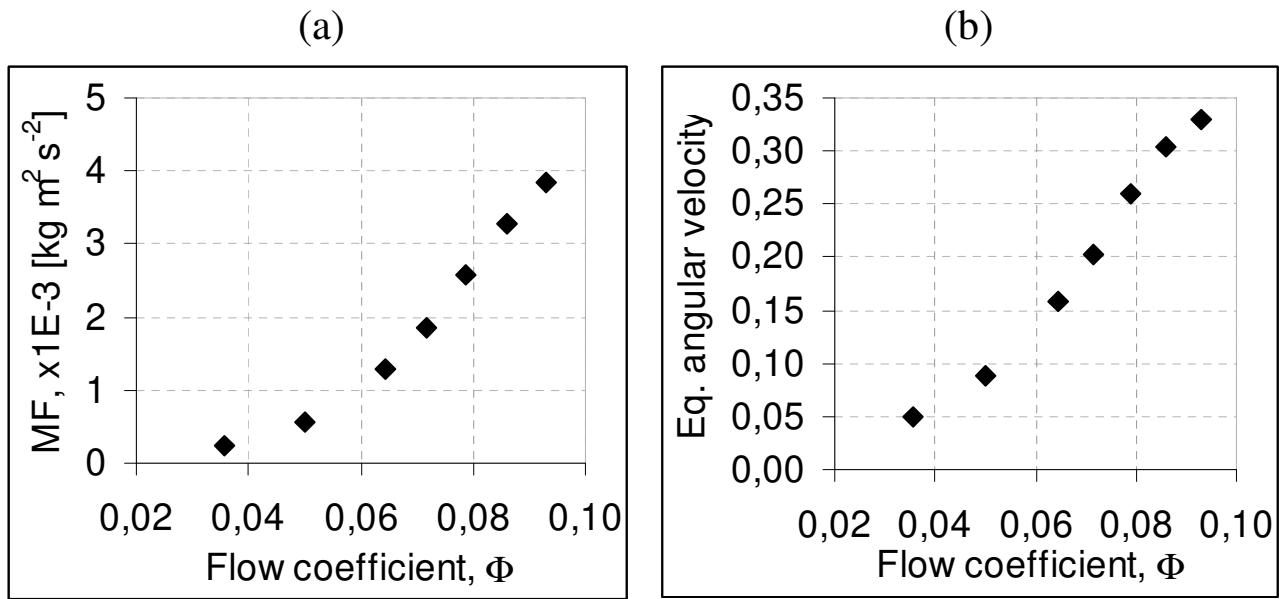


Fig. 6. Numerical estimates of the residual swirl at the outlet of the single-stage model: a) MF versus the flow rate, b) equivalent angular velocity versus the flow rate. The flow rate is presented in dimensionless form. The equivalent angular velocity is presented as a fraction of the shaft angular velocity.

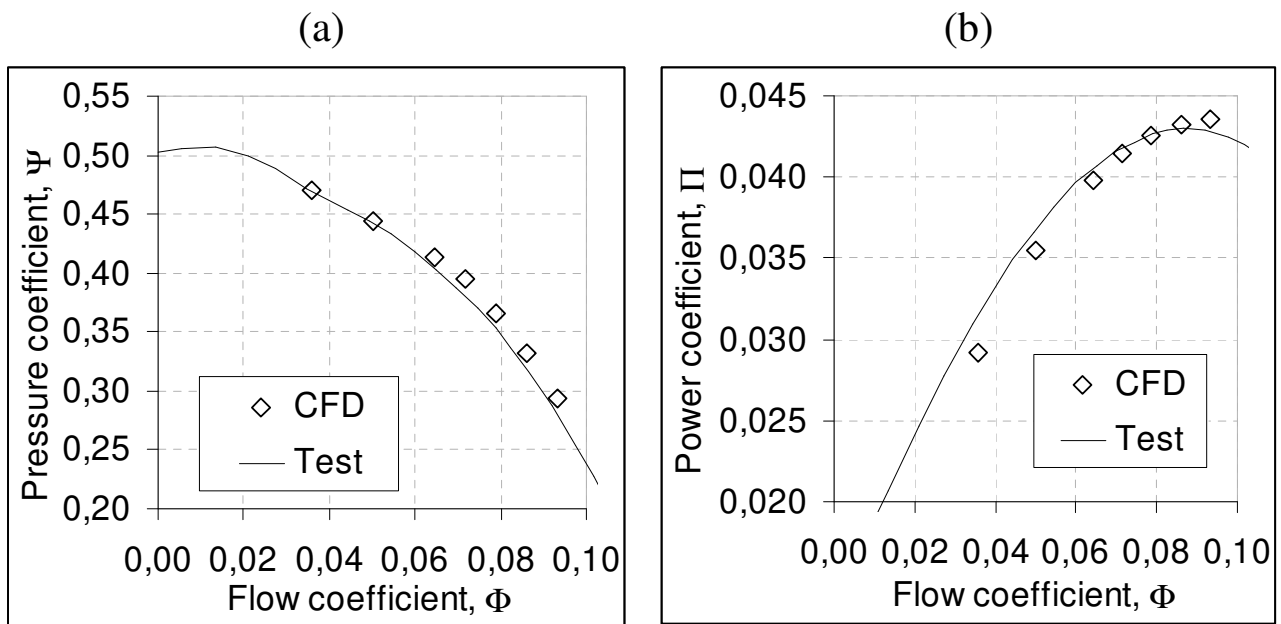


Fig. 7. Comparison between measurements (solid lines) and numerical results of the single-stage model after corrections for pre-swirl (empty markers): a) head per stage versus the flow rate, b) absorbed power per stage versus the flow rate. The values are presented in dimensionless form.

With reference to the head per stage, the differences between measurements and computations are below 5% over the entire range of study, with the best agreement at low flow rates. All of the numerical results over-predict the measured values. The trend of the experimental curve is well captured. It is worth noting that a further correction accounting for the effect of the leakage flow would require to subtract the leakage flow rate from the computed values. This will move the

numerical results toward left in the graph, and would likely reduce the gap from the experimental values.

Regarding the absorbed power, the computational results differed from measurements by about 8% of the measured value, at the lowest flow rate, and by no more than 4% for all the other duty points. The computed curve approximates well the measured peak of power. In fact, it over-estimates the maximum measured value by only 1.5%, and the experimental trend is well captured. As already noted for the performance curve, a correction for leakage flow would move the computed points toward left in the graph in Fig. 7, part (b). This would likely improve the agreement between the simulations and the experiments, in particular at low flow rates.

Finally, it is noted that, once corrected for the effects of the pre-swirl, the numerical estimates of the head and the absorbed power matched the experimental data with a level of confidence comparable to that of the models which consider more than one stage (e.g. [1], [2]).

4. Conclusions

A modelling strategy for the numerical analysis of multi-stage pumps was presented. This strategy was used for the study of a six-stage, vertical pump made from cold formed and welded sheets. To reduce the computational effort, only one impeller channel and one return channel of a single stage were modelled by means of the MRF approach.

A preliminary study on the sensitivity of the predictions of head and absorbed power on grid density was performed. The results proved that an almost totally structured mesh of about 150 thousand of cells allows to compute these engineering parameters with a difference from the asymptotic values below 1%.

The numerical model was also validated against experimental data. The good agreement between the numerical results and the experiments assessed that:

1. the assumption of flow periodicity along the azimuth is consistent with the physical behaviour of the pump and the unsteady interaction between the impeller and the diffuser has a limited influence on the global performance parameters.
2. The pre-swirl at the inlet of the intermediate stages has a weak influence on the velocity field at the impeller outlet and downstream of this section.
3. The head and the absorbed power of the intermediate stages can be predicted on the basis of the numerical results of a single-stage model with swirl-less inflow and analytical corrections.
4. The performance of the entire multistage machine can be evaluated with an accuracy of about 5% of the measured values by means of a numerical model of one impeller channel and one return channel of a single stage.

It is concluded that the single-stage modelling strategy presented in this study is capable of aiding the industrial development of stainless steel-sheet, multistage pumps, with the only recommendation that the effect of the residual swirl on the performance and absorbed power of the intermediate stages is taken into account.

Acknowledgments

The authors are grateful to Franklin Electric srl for the significant contribution to the development of this study.

Nomenclature

<i>A</i>	area, m ²
<i>BEP</i>	best efficiency point
<i>c</i>	fluid velocity, m/s
<i>g</i>	acceleration of gravity, m/s ²

H	head, m
k	turbulent kinetic energy, m^2/s^2
MF	flux of moment of momentum, $\text{kg m}^2/\text{s}^2$
MRF	moving reference frame
P	mechanical power absorbed by the pump, W
Q	volumetric flow rate, m^3/s
r	radial distance from the machine axis, m
u	circumferential velocity, m/s
y^+	dimensionless distance from the wall

Greek symbols

Δ	variation due to pre-swirl
Φ	flow coefficient, $\Phi = Q / (\omega \cdot r_2^3)$
η	pump efficiency
Π	power coefficient, $\Pi = P_{st} / (\rho \cdot \omega^3 \cdot r_2^5)$
ρ	fluid density, kg/m^3
Ψ	pressure coefficient, $\Psi = gH_{st} / (u_2^2)$
ω	angular velocity of the pump shaft, rad/s
ω_{eq}	equivalent angular velocity, rad/s

Subscripts and superscripts

2	impeller outlet section
m	meridional (i.e. streamwise) direction
st	value per stage
u	tangential direction

References

- [1] Zhou L., Shi W., Lu W., Hu B., Wu S., Numerical Investigations and Performance Experiments of a Deep-Well Centrifugal Pump With Different Diffusers. *J. Fluids Eng.* 2012;134:1-8.
- [2] Shi W., Zhou L., Lu W., Pei B., Lang T., Numerical Prediction and Performance Experiment in a Deep-well Centrifugal Pump with Different Impeller Outlet Width. *Chinese J. Mech. Eng.* 2013;26(1):46-52.
- [3] Huang S., Islam M. F., Liu P., CFD Analysis and Experimental Verification of Multi-stage Centrifugal Pump with Multi-outlet options. *Appl. Mech. and Mat.* 2013;331:94-97.
- [4] La Roche-Carrier N., Ngoma G.D., Ghie W., Numeric investigation of two-, three- and four-stage centrifugal pumps. In: Obaidat M.S., Kacprzyk J., Ören T., editors. 4th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications SIMULTECH 2014; 2014 August 28-30; Vienna, Austria. SCITEPRESS – Science and Technology Publications: 92-99
- [5] Dicmas J.L., *Vertical Turbine, Mixed Flow, and Propeller Pumps.* New York: McGraw-Hill Book Company; 1987.
- [6] Rakibuzzaman, Sang-Ho Suh, Kim Kyung-Wuk, Hyung-Ho Kim, Min Tae Cho, In Sik Yoon, A Study on Multistage Centrifugal Pump Performance Characteristics for Variable Speed Drive System. *Procedia Engineering* 2015; 105:270-275.

- [7] Kaupert K. A., An Evaluation of Impeller Blade Torque During an Impeller–Diffuser Interaction, *J. Fluids Eng.* 2004;126(6): 960-965.
- [8] Roclawski H., Hellmann D.-H., Rotor-Stator-Interaction of a Radial Centrifugal Pump Stage with Minimum Stage Diameter. In: Catrakis H.J., Sohrab S.H., Necasova S., editors. *Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics*; 2006 August 21-23; Elounda, Greece. WSEAS: 301-308.
- [9] Michaelides K.V., Tournlidakis A., Elder R.L., Use of CFD for the three-dimensional hydrodynamic design of vertical diffuser pumps. In: Elder R.L., Tournlidakis A., Yates M., editors. *Advances of CFD in Fluid Machinery Design*. Bury St Edmunds, UK: Professional Engineering Publishing - Wiley and Sons. 2002. p. 129-148.
- [10] E-tech, Product Catalogue EV Series 50Hz, edition 00105000_ed.07/2015. Available at: <<http://www.etechnpumps.com>> [accessed 04.2.2016].
- [11] Gülich J.F., *Centrifugal Pumps*. Berlin: Springer-Verlag; 2008.

Capitolo 3:

Perdite secondarie - Misura delle perdite volumetriche

Perdite secondarie

Le perdite volumetriche, meccaniche e di ventilazione sono fenomeni largamente descritti in letteratura ed il loro effetto negativo sulle prestazioni e/o sul rendimento della macchina è noto ([Stepanoff], [Daily & Nece], [Bilgen et al.], [Pantell]). Queste perdite vengono a volte indicate collettivamente come “perdite secondarie” ([Gulich, 2008], [Adami et al.]), sia per il fatto che non sono direttamente associate al flusso “principale” nella macchina (cioè quello utile), sia per l’impatto limitato che queste hanno su macchine di grandi dimensioni. Per contro, quanto più la taglia della macchina si riduce, tanto più queste voci di perdita assumono un ruolo non trascurabile. In questo capitolo si metterà in evidenza l’esistenza di un effetto scala che penalizza l’efficienza e le prestazioni ottenibili al diminuire della taglia della macchina, a parità di altre condizioni. La trattazione, di tipo prevalentemente qualitativo, è supportata da alcuni indiscutibili argomenti quantitativi.

La letteratura descrive con un certo dettaglio l’influenza del numero tipo sul peso relativo delle perdite secondarie rispetto al funzionamento complessivo della macchina. È noto e facilmente argomentabile che le perdite secondarie giocano un ruolo preponderante al diminuire del numero tipo della macchina. Questi ragionamenti possono essere naturalmente estesi alla trattazione di un singolo stadio di pompa multistadio, considerato a sua volta come una macchina. Le ragioni di questa dipendenza sono brevemente esposte di seguito:

- Perdite di ventilazione: fissata la potenza idraulica nominale della macchina (o dello stadio), il diametro della girante diminuisce al crescere del numero tipo. L’analisi dimensionale e le evidenze sperimentali dimostrano che la potenza di ventilazione è direttamente legata alla quinta potenza del diametro di estremità dell’elemento rotante ([Gulich, 2003], [Nemdili & Hellman], [Pantell]). Risulta quindi evidente che la potenza di ventilazione assume un peso relativo crescente all’aumentare del diametro, dunque al diminuire del numero tipo.
- Perdite volumetriche: le perdite volumetriche sono generate dall’esistenza di zone a pressione statica differente e sono direttamente legate all’entità di questa differenza. Ragionando nuovamente a potenza idraulica fissata, la portata nominale aumenta al crescere del numero tipo, mentre la differenza di pressione fra uscita ed ingresso della macchina (dello stadio) diminuisce. Trascurando fenomeni locali di dettaglio, lo stesso avviene per la differenza di pressione fra monte e valle della girante e, per estensione, a cavallo della sezione di fuga. Pertanto, la portata di fuga si riduce. La concomitanza dei due aspetti (incremento della portata utile e diminuzione di quella di fuga) determina una riduzione del peso relativo delle perdite volumetriche al crescere del numero tipo.
- Perdite meccaniche: le perdite meccaniche sono generalmente associate a fenomeni di attrito in componenti meccanici, quali cuscinetti, organi di tenuta fra superfici in movimento relativo e simili. Le dissipazioni energetiche in questi organi generalmente crescono con il carico agente sui componenti. Il carico, a sua volta, cresce con la pressione statica della macchina (per esempio, la spinta assiale) o con il diametro degli organi rotanti (sbilanciamento della girante). Ne consegue una maggiore incidenza delle perdite per macchine (o stadi) a basso numero tipo.

Di seguito si analizza in dettaglio la dipendenza di ciascuna perdita secondaria dalla taglia della macchina. Nella trattazione, si considerino due macchine geometricamente simili, in scala, operanti in similitudine (a meno del numero di Reynolds).

Perdite per ventilazione

La potenza idraulica acquisita dal fluido nell'attraversare la macchina e quella di ventilazione possono essere espresse mettendo in luce i parametri di similitudine:

$$P_h \propto \eta_h n^3 D_2^5 \quad \text{eq. 3.1}$$

$$P_{df} \propto k_{df} n^3 D_2^5 \quad \text{eq. 3.2}$$

Dalle precedenti, il rapporto fra le due grandezze risulta $P_{df}/P_h = k_{df}/\eta_h$; pertanto, tale rapporto è pari al rapporto fra coefficiente di ventilazione e rendimento idraulico della macchina. Quest'ultimo, a sua volta, è definito come il rapporto fra la potenza idraulica acquisita dal fluido e la potenza meccanica che il fluido riceve dai canali parali (escludendo quindi la potenza di ventilazione e le dissipazioni meccaniche) [Gulich, 2008]. Questo rendimento rappresenta l'effetto delle perdite di natura strettamente fluidodinamica (fenomeni viscosi e turbolenti) che hanno luogo nei canali della girante.

A parità di geometria, k_{df} decresce col numero di Reynolds [Daily & Nece] ed aumenta con la portata di fuga [Gulich, 2003]. Entrambe queste grandezze dipendono a loro volta dalle dimensioni della macchina (in particolare, la penalizzazione risulta maggiore al diminuire delle dimensioni della macchina). Inoltre, i test condotti su dischi rotanti in ambienti confinati hanno dimostrato l'esistenza di un valore ottimale del rapporto fra la distanza del disco dalle superfici fisse ed il suo diametro [Pantell]. Tale distanza ottimale può essere ottenuta con minore difficoltà tecnica nel caso di macchine di dimensioni maggiori, a causa della diversa incidenza delle tolleranze costruttive (si vedano, a tal proposito, la Tabella 3.1 e la trattazione relativa alle perdite volumetriche).

Il numero di Reynolds riferito alla periferia del disco, $Re_u = u_2 D_2 / \nu$, cresce quadraticamente con la taglia, a parità di velocità di rotazione e proprietà del fluido, determinando una riduzione del coefficiente di ventilazione. Tipicamente, quando il fluido pompato è acqua queste macchine operano in regime pienamente turbolento e con strati limite separati su facce rotanti e fisse (regime IV, [Daily & Nece]). In questo regime, k_{df} dipende dal numero di Reynolds secondo la potenza $Re_u^{-0.2}$. A velocità di rotazione fissata, la dipendenza rispetto al diametro risulta seguire la potenza $D_2^{-0.4}$. Va inoltre considerato che, per effetto delle maggiori dimensioni, tipicamente è possibile ridurre i giochi assiali all'interno della macchina ed adottare valori della distanza relativa fra superfici rotanti e fisse più favorevoli. La portata di fuga, in termini relativi alla portata nominale o di coefficiente di flusso, diminuisce al crescere delle dimensioni (come verrà mostrato a breve), pur aumentando in termini assoluti. Il rendimento idraulico, al contrario, aumenta leggermente con le dimensioni della macchina, cioè al crescere del numero di Reynolds. Complessivamente, dunque, risulta una maggiore penalizzazione per le piccole taglie, con dipendenza dalla dimensione secondo la potenza -0.4 o anche più spinta.

Dimensione nominale [mm]		Tolleranza [μm]
Da, escluso	A, incluso	
30	50	16
50	80	19
80	120	22
120	180	25

Tabella 3.1: Tolleranze dimensionali per la classe IT 06 e le dimensioni nominali comprese fra 30 e 180 mm, secondo [ISO 286]

Perdite volumetriche

Le perdite volumetriche possono essere espresse in funzione dei parametri di similitudine, modellando le medesime come l'efflusso da un orifizio. Il modello di riferimento considerato nel seguito è riconducibile alla formulazione:

$$Q_l \propto c_d D s c_{torr} \quad \text{eq. 3.3}$$

Di questi termini, la velocità torricelliana di riferimento ($c_{torr} = \sqrt{2gH}$) cresce linearmente con il diametro della girante. L'area di gola attraverso cui avviene l'efflusso può essere modellata come una corona circolare, di diametro direttamente proporzionale al diametro della girante, e di altezza pari al gioco medio fra gli elementi di tenuta (s). Pertanto, essa presenterebbe dipendenza quadratica dal diametro della girante, se la similitudine geometrica fosse strettamente rispettata. Tipicamente, invece, la dimensione del gioco è legata ai limiti tecnologici ed economici dei metodi di produzione utilizzati. Ne consegue che il gioco cresce con la dimensione della girante, ma in modo meno che proporzionale. Si considerino, per esempio, le tolleranze dimensionali su componenti meccanici, secondo [ISO 286]. Si osserva che, a parità di classe di tolleranza (dunque, indicativamente, di qualità del processo produttivo), il rapporto fra ampiezza del campo di tolleranza e dimensione nominale decresce rapidamente al crescere di quest'ultima. A titolo di esempio, considerando la classe di tolleranza IT 06 (Tabella 3.1) e due classi dimensionali consecutive, quali quella da 50 ad 80 mm e quella da 80 a 120 mm, i campi di tolleranza risultano estesi rispettivamente 19 e 22 micrometri. Ciò significa che, spostandosi fra gli estremi delle due classi dimensionali, è possibile avere una variazione del diametro nominale di 2.4 volte a fronte di un incremento di tolleranza di solo il 16%, mentre per variazioni del diametro nominale fino ad 1.5 volte è possibile mantenere la medesima tolleranza. Considerando i limiti superiori delle classi dimensionali per la stessa IT06, vale la dipendenza $s \propto D^{0.375}$ (in cui s è associata alla tolleranza e D alla dimensione nominale). Inoltre, il valore del gioco influenza anche quello del coefficiente d'efflusso. Di conseguenza, in [Gulich, 2008] la dipendenza della portata di fuga dal gioco è associata alla potenza 1.5 di quest'ultimo, a parità degli altri parametri. Complessivamente, quindi, la dipendenza della portata di fuga dalle dimensioni può essere espressa nella forma $Q_l \propto D^{2.5}$.

Seguendo un approccio alternativo, si osserva che, a rigore, il coefficiente d'efflusso dipende da due tipologie di numeri di Reynolds: uno legato alla velocità di rotazione della girante, l'altro alla velocità media di attraversamento del flusso e all'altezza del canale di passaggio [Gulich, 2008]. Se fosse rispettata rigorosamente la similitudine, questi due parametri assumerebbero valore costante al variare delle dimensioni. Tuttavia, fissate le proprietà del fluido, la velocità di rotazione e le considerazioni precedenti riguardo il rapporto fra diametro nominale e gioco, si osserva che i due numeri di Reynolds, che dipendono dal diametro e dal gioco, crescono poco più che linearmente con le dimensioni nominali. Il numero di Reynolds medio ottenuto da questi due parametri esercita una marcata influenza sul fattore d'attrito rispetto alle superfici laterali del condotto in regime laminare, che si annulla rapidamente passando al regime turbolento [Gulich, 2008]. Pertanto, al crescere del diametro nominale il fattore d'attrito si riduce, fino all'instaurazione del regime turbolento. Congiuntamente, tuttavia, la lunghezza relativa dei canali tende ad aumentare, come già osservato, per effetto della riduzione del gioco relativo. Nei limiti della trattazione qui considerata, quindi, si assume che i due effetti si bilancino. Va peraltro considerato che una porzione considerevole delle dissipazioni nella tenuta è legata alla brusca diffusione che si realizza all'uscita, piuttosto che all'attrito superficiale. Nel seguito si assume che il valore del coefficiente d'efflusso nell'eq. 3.3 rimanga pressoché costante. Nel complesso, quindi, si stima una dipendenza poco più che quadratica fra portata di fuga e dimensioni (ad esempio, $Q_l \propto D^{2.375}$ considerando $s \propto D^{0.375}$ come osservato in precedenza). Poiché la portata nominale cresce notoriamente con la potenza terza del diametro della girante, il modello proposto indica una diminuzione dell'incidenza delle perdite volumetriche al crescere della taglia. Tale riduzione avviene secondo una potenza del diametro compresa fra -0.5 e -1.

Perdite meccaniche

È necessario distinguere due casi: nel primo si considera una variazione di dimensioni tale da non comportare un cambio di taglia dei componenti meccanici; nel secondo scenario si analizza invece questa occorrenza.

Nel primo caso, si consideri che le perdite meccaniche in accoppiamenti soggetti ad attrito possono essere modellate come la somma di due contributi: un primo contributo indipendente dal carico (perdite “a vuoto”) ed un secondo direttamente legato al carico.

Risulta evidente che il peso relativo del primo contributo si riduce con la taglia della macchina, nella ragione di D^{-5} . Le componenti legate al carico, al contrario, possono dipendere dalla pressione (cioè dal quadrato del diametro), dalla spinta assiale (cioè dalla potenza quarta) o dal carico radiale dovuto allo sbilanciamento (nuovamente dalla potenza quarta, poiché la massa cresce come il volume e l'eccentricità, in prima approssimazione, come il diametro). Assumendo una dipendenza lineare fra carico e potenza dissipata, tutte queste componenti crescono più lentamente della potenza idraulica.

Nel caso di un cambio di taglia degli organi meccanici, spesso non si verifica un aumento di dimensioni confrontabile con quello della girante (ad esempio, la coppia da trasmettere alla girante per effetto dei carichi fluidodinamici dipende dalla quinta potenza del diametro della girante. Tale coppia deve essere trasmessa mediante un albero, la cui resistenza aumenta con la potenza terza del diametro. Questo diametro influenza la dimensione degli organi meccanici da utilizzare). Vanno inoltre considerati compromessi costruttivi e standardizzazione delle soluzioni costruttive, frequenti in macchine di piccola taglia. A questo si devono aggiungere le considerazioni tecnico-economiche già formulate in precedenza riguardo la qualità costruttiva dei componenti meccanici al crescere della loro taglia, nonché la possibilità di ricorrere a soluzioni tecnologiche più raffinate su macchine di taglia maggiore.

Secondo [Stepanoff], tuttavia, queste perdite sono generalmente di piccola entità rispetto alle altre voci di perdite secondarie. Secondo il modello proposto in [Gulich, 2008], la dipendenza dalle dimensioni segue la potenza -1.2.

Misura delle perdite volumetriche su geometrie di interesse industriale

Introduzione

Come evidenziato nei paragrafi precedenti, le perdite secondarie possono rappresentare una quota significativa della potenza impiegata dalla macchina, in particolare per taglie medie e piccole (dalle centinaia di Watt ad alcuni kilowatt). Pertanto, nella valutazione delle prestazioni e dell'efficienza della macchina, in sede di progetto risulta interessante poter stimare l'entità di questi contributi. Allo stato attuale si presentano tre modalità di stima delle perdite: la prima è basata su caratterizzazione sperimentale dei componenti; la seconda su indicazioni di letteratura; la terza, ad oggi sempre più perseguibile, è rappresentata dalle simulazioni numeriche.

Si osserva che la letteratura riguardante le perdite volumetriche è stata in principalmente sviluppata sulla base di test condotti su geometrie ideali, quali ad esempio cilindri coassiali ([Bilgen et al.], [Yamada], [Cornish]). In altri casi, gli studi sono stati effettuati su geometrie simili a quelle utilizzate in macchine tradizionali prodotte per fusione [Gulich, 2008].

Nell'ambito delle pompe prodotte per stampaggio e saldatura di lamiera, tuttavia, le soluzioni di tenuta sviluppate dai costruttori differiscono da quelle tipiche di macchine tradizionali, non essendo possibile ricavare per lavorazione meccanica le superfici funzionali. In questo caso, generalmente, la tenuta fra gli ambienti di mandata e di aspirazione della girante viene realizzata accoppiando con piccolo gioco la superficie esterna del disco di copertura della girante ad un anello (di seguito anche “anello di rasamento”), prodotto generalmente in materiale polimerico. Detto anello può essere vincolato alle parti fisse (cassa o involucro dello stadio) oppure ruotare a velocità intermedia fra quella della girante e zero, strisciando su una superficie fissa. Anche nel primo caso, tipicamente anelli di tenuta ed involucri degli stadi non sono completamente

solidali, data la differenza fra i materiali utilizzati per i due componenti, la necessità di accomodare le oscillazioni radiali ed i vincoli tecnico-economici. Gli anelli vengono quindi alloggiati in apposite sedi ("gabbie") di varia geometria, ricavate nell'involucro dello stadio. Un esempio schematico della sezione di una tenuta a rasamento è mostrato in fig. 3.1.

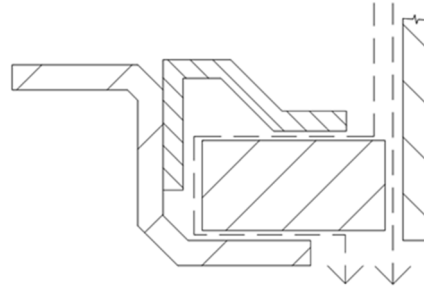


Fig. 3.1: rappresentazione schematica della sezione della tenuta a rasamento e dei possibili percorsi di fuga. La rappresentazione non è in scala, a vantaggio della visibilità.

A seguito delle caratteristiche costruttive descritte in precedenza, in queste tenute sono presenti due possibili percorsi di fuga: il primo paragonabile a quello presente nelle macchine tradizionali, in cui la sezione di attraversamento è schematizzabile come una corona circolare fra girante ed anello; il secondo dovuto al contatto imperfetto fra l'anello medesimo e la rispettiva sede.

Risulta evidente che la descrizione quantitativa del comportamento di questi elementi di tenuta per via teorica obbliga ad operare pesanti assunzioni, che ne minano l'affidabilità. Analogamente, la modellazione numerica di questi organi risulta soggetta a notevoli incertezze. Ad esempio, si consideri il fatto che i passaggi interni alla tenuta possono avere dimensioni superiori di un solo ordine di grandezza alla rugosità tipica delle superfici affacciate. La stessa modellazione geometrica dei passaggi, quindi, risulta molto incerta. Infine, se dovessero essere inserite nella modellazione di un intero stadio, questi dettagli geometrici richiederebbero di risolvere la fluidodinamica su scale molto diverse fra loro, con aggravio computazionale e a scapito dell'accuratezza del calcolo. Un esempio di modellazione numerica di una tenuta ad anello flottante è presentato in [Ha et al.]. Il metodo di calcolo proposto, tuttavia, è privo di validazione sperimentale.

Per ovviare a queste difficoltà, è stata condotta una campagna sperimentale per caratterizzare il comportamento idraulico delle tenute considerate. Data la notevole variabilità riscontrabile nella geometria, nelle condizioni di installazione e in quelle di funzionamento di queste tenute, l'obiettivo della presente analisi esula dal ricavare delle conclusioni di carattere universale riguardo gli organi in questione. Lo studio si limita, invece, alla caratterizzazione delle geometrie in esame, per consentire di predirne il comportamento in diverse condizioni di esercizio. Lo studio rappresenta un'estensione ed un completamento dell'attività presentata in [Fontana, 2013].

Apparato strumentale

Per la caratterizzazione idraulica delle tenute è stata utilizzata un'attrezzatura di misura sviluppata appositamente [Fontana, 2013]. Questa consiste in una camera di prova (fig. 3.2) provvista di un setto divisorio, sul quale è possibile installare l'elemento fisso della tenuta da testare. In questo modo si separa la camera stessa in due ambienti a pressione diversa. La camera è provvista di prese di pressione per misurare la pressione statica nell'ambiente di alta pressione, in prossimità della sezione di fuga, e in quello di bassa pressione. A queste porte sono stati collegati dei trasduttori di pressione estensimetrici, di range 5 bar ed accuratezza di 0.2% del fondo scala. La camera di prova è connessa ad una vasca di calma ed una pompa di circolazione sul lato in ingresso (ambiente di alta pressione); sul lato di uscita (ambiente di bassa pressione), invece, è collegata a delle valvole di regolazione ed un misuratore di portata (fondo scala 15 m³/h, incertezza 0.2% del valore letto). Il circuito di prova si richiude nella vasca di calma. L'impianto è mostrato schematicamente in fig. 3.3.

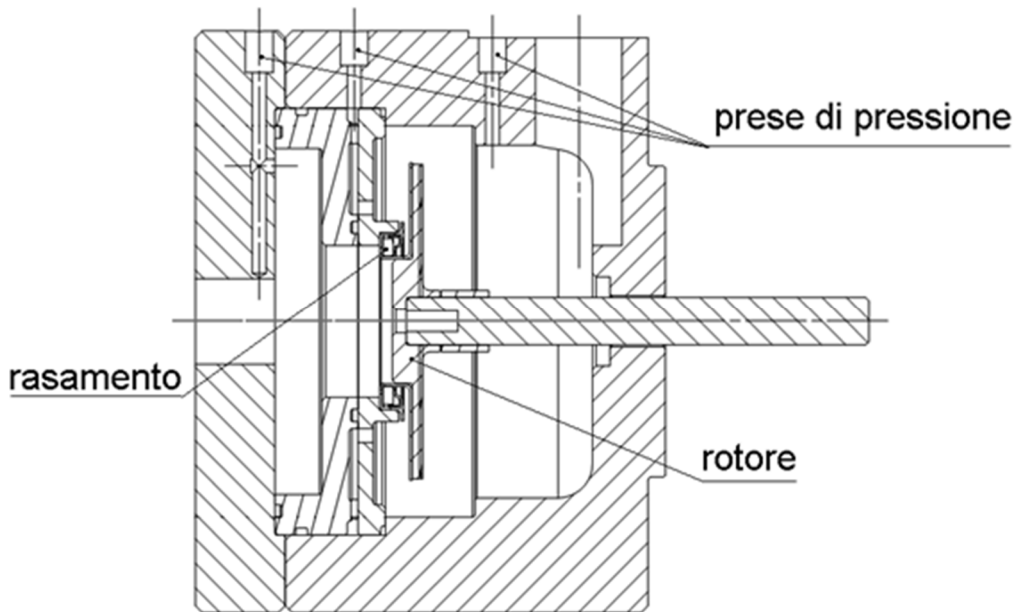


Fig. 3.2: camera di prova per il test della tenuta a rasamento. Il rotore rappresenta la pseudo-girante. In figura sono evidenziati l'anello di rasamento e le prese di pressione.

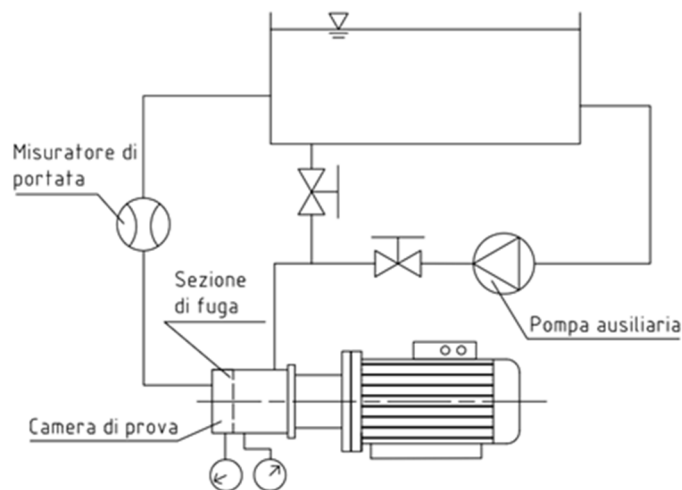


Fig. 3.3: schema dell'impianto per la misura delle perdite volumetriche attraverso le sezioni di fuga

L'apparato strumentale consente di installare all'interno della camera un organo rotante (moncone d'albero, girante, altro), trascinato da un motore esterno. Questo consente di riprodurre con buona approssimazione la geometria e le condizioni operative presenti nella macchina reale. Nel caso specifico, su un moncone d'albero sono stati installati dei rotori (dischi pieni che riproducono l'ingombro e la geometria esterna della girante). A vantaggio della fedeltà dell'esperimento, su ciascun rotore è stato applicato il disco di copertura della girante da collaudare. Nel seguito i rotori verranno indicati come pseudo-giranti. La parte fissa della tenuta è stata installata sul setto divisorio, comprensiva di "gabbia" ed anello.

Metodo di misura

Il flusso attraverso la camera di prova è stato generato mediante la pompa di ricircolo e la portata è stata controllata tramite la valvola di regolazione, mentre la velocità di rotazione del rotore è stata impostata

controllando il motore. Al raggiungimento di condizioni fluidodinamiche stabili, i valori di pressione alle tre prese, portata e velocità di rotazione sono stati registrati per 10 secondi a frequenza di 50 Hz. Ciascuna prova è iniziata dalla condizione di portata nulla e si è conclusa con il raggiungimento della pressione massima incontrata dalla tenuta nel funzionamento nominale, fatta eccezione per i casi in cui indicato diversamente. Le prove sono state eseguite a velocità di rotazione nulla ed alla velocità di 2900 giri/minuto. Inoltre, sono state ripetute per diverse posizioni relative del rotore, onde simulare la variabilità riscontrabile nella produzione industriale. Sono state testati due diversi materiali dell'anello di rasamento (PTFE e PPS) e diverse configurazioni della gabbia. Infine, le prove sono state ripetute due diverse dimensioni nominali dell'anello (31 e 37 mm, rispettivamente).

Analisi dei dati

I dati acquisiti consistono in curve di portata di fuga in funzione della differenza di pressione fra monte e valle della tenuta. Si osserva che la differenza di pressione a portata nulla risulta maggiore di zero nei test con velocità di rotazione di 2900 giri/minuto, mentre per la stessa configurazione la differenza di pressione corrispondente alla portata nulla è nulla, entro l'incertezza di misura, in assenza di rotazione. Dunque, la differenza di pressione rilevata nei test con rotazione è dovuta alla rotazione del fluido ed alla distanza della presa di pressione di monte dall'asse di rotazione (si veda la fig. 3.2). Pertanto, i valori misurati di differenza di pressione sono stati corretti rispetto al valore rilevato a portata nulla ed alla medesima velocità di rotazione.

Risultati

In fig. 3.4 sono confrontati i risultati ottenuti per due diverse dimensioni nominali della tenuta. Le due tenute sono state testate nelle medesime condizioni operative (velocità di rotazione di 2900 giri/min) e nella stessa posizione assiale relativa della pseudo-girante (pari alla posizione nominale). Le tenute di diametro 31 mm e 37 mm differiscono per il gioco relativo (0.7% e 0.4% del diametro, rispettivamente) e per la lunghezza relativa dei condotti di fuga (17 e 31 volte il diametro idraulico del condotto, rispettivamente). Entrambi gli anelli di rasamento sono realizzati in PPS.

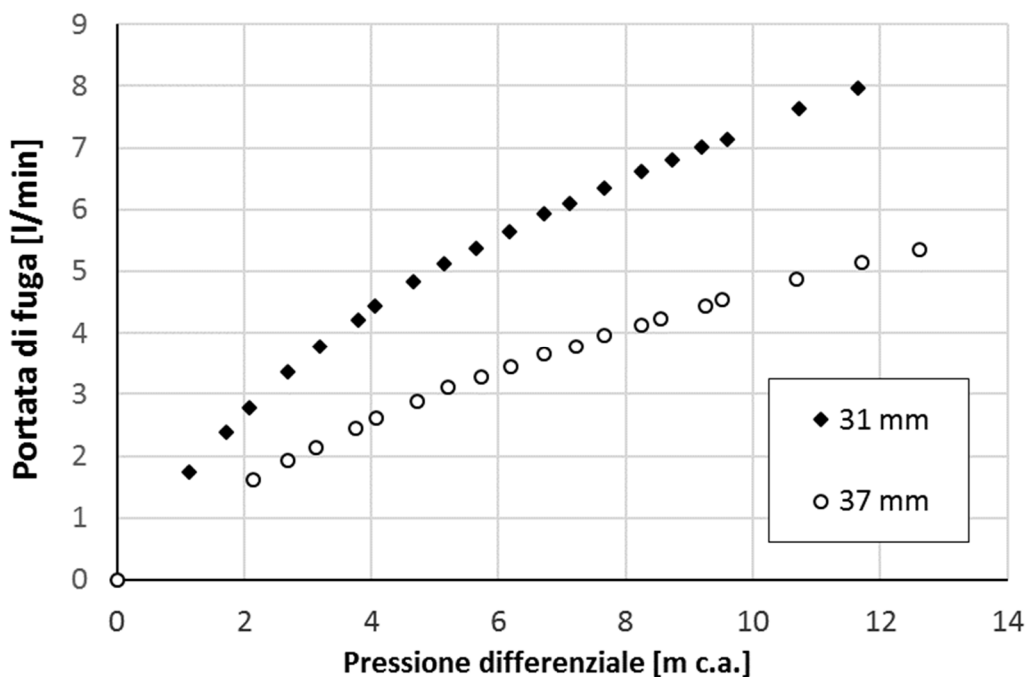


Fig. 3.4: caratteristica portata di fuga-differenza di pressione per due dimensioni nominali della tenuta. Velocità di rotazione di 2900 giri/min, posizione assiale relativa della pseudo-girante pari alla nominale.

Considerando dapprima le curve singolarmente, si osserva un andamento simil-parabolico della portata in funzione della differenza di pressione, a partire dall'origine. Questo andamento riproduce quello atteso per l'efflusso da un orifizio.

Confrontando le due serie di dati si osserva che la portata di fuga a parità di pressione differenziale è del 30% superiore nel caso della tenuta di diametro nominale 31 mm. Questo risultato è legato al maggior valore del gioco ed alla minore lunghezza relativa del condotto per la tenuta da 31 mm.

Di seguito viene analizzata l'influenza dei parametri geometrici e operativi sulle prestazioni delle tenute.

Effetto della velocità di rotazione

La fig. 3.5 mostra le caratteristiche portata-differenza di pressione ottenute per una data configurazione della tenuta, variando esclusivamente la velocità di rotazione della pseudo-girante. Nella configurazione considerata, l'anello di rasamento (dimensione nominale 31 mm) è vincolato alla gabbia e non può ruotare rispetto ad essa. La possibilità di flottare radialmente è comunque preservata.

Confrontando le due curve si osserva una modesta riduzione di portata di fuga a parità di differenza di pressione per il caso con rotazione, per bassi valori della portata di fuga. Al crescere di questa la differenza fra le due curve va progressivamente annullandosi. Il comportamento può essere spigato alla luce della dipendenza del coefficiente d'attrito dal regime di moto, come descritto in [Gulich, 2008] e [Cornish].

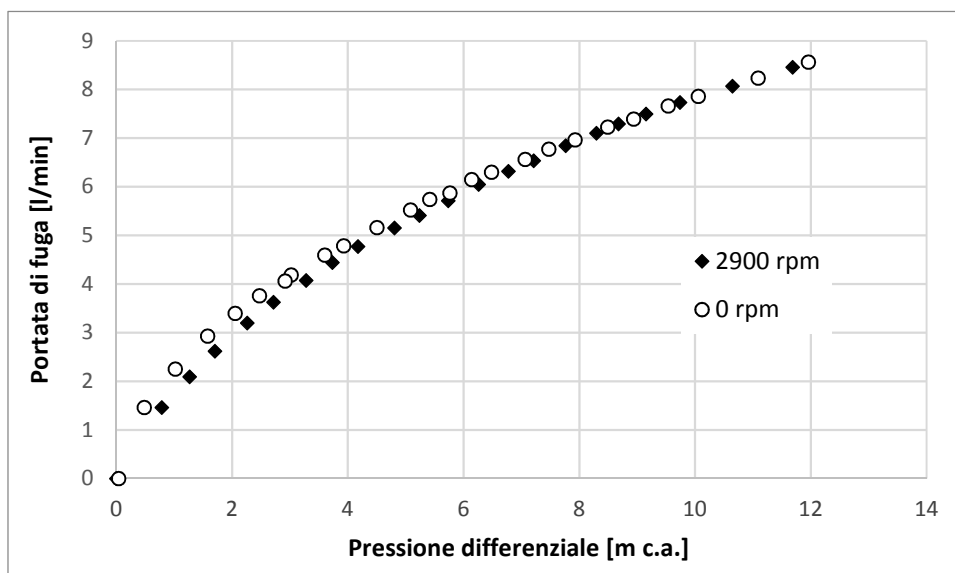


Fig. 3.5: Portata di fuga in funzione della differenza di pressione, confronto fra i test a velocità di rotazione nulla e di 2900 giri/min

Effetto della posizione assiale della pseudo-girante

La posizione assiale della pseudo-girante rispetto all'anello di rasamento è stata variata agendo sul moncone d'albero su cui la stessa era installata. In fig. 3.6 sono riportate le caratteristiche ottenute per tre diverse posizioni assiali a partire dalla quella nominale (anello di rasamento affacciato al disco per tutta la sua altezza) fino ad uno spostamento pari a 0.33 volte la lunghezza nominale del condotto (ovvero l'altezza dell'anello). Lo spostamento della pseudo-girante determina sia una riduzione della lunghezza del condotto di fuga, sia un leggero allargamento della sezione di gola, a causa della conicità presente sul disco e sull'anello a seguito del processo produttivo. Coerentemente, la figura mostra un incremento della portata di fuga a parità di differenza di pressione al crescere della distanza assiale. Il confronto fra i due casi estremi (spostamento di 0 e 33% dell'altezza dell'anello) mostra un incremento di portata di fuga di circa il 20%. Per le considerazioni geometriche già espresse e per l'esistenza di percorsi di fuga secondari, non interessati

direttamente dallo spostamento della pseudo-girante, non è possibile attribuire univocamente questo incremento ad una causa. Si osserva inoltre una dipendenza più che lineare della portata di fuga dall'entità dello spostamento, a parità di differenza di pressione. Infatti, l'incremento di portata di fuga fra gli spostamenti di 0 e 15% è una piccola frazione di quello osservato fra gli spostamenti di 15 e 30%.

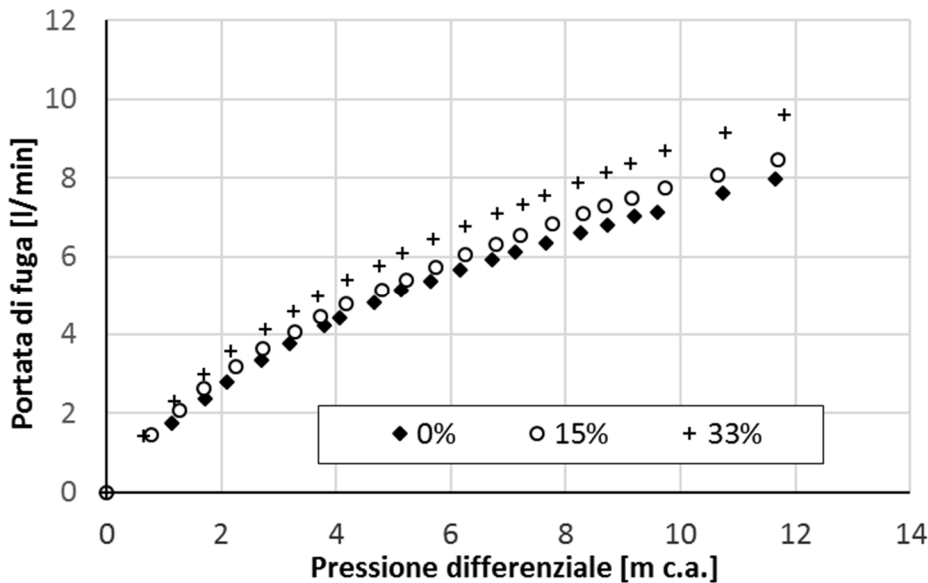


Fig. 3.6: caratteristica portata di fuga-differenza di pressione al variare dello scostamento dalla posizione nominale della pseudo-girante. Lo scostamento è espresso in percentuale della lunghezza nominale del condotto di fuga.

Effetto del disegno della gabbia

Le dimensioni della gabbia sono state variate modificando l'altezza della stessa e consentendo un maggiore gioco assiale all'anello di rasamento.

Il caso estremo è rappresentato dalla completa rimozione della gabbia, che lascia l'anello completamente esposto su tre lati della sezione. In questa configurazione, l'anello risulta completamente libero di flottare radialmente ed assialmente, oltre che di ruotare. Durante il funzionamento, la posizione assiale dell'anello è garantita dalla spinta generata dal liquido sullo stesso, per effetto della differenza di pressione esistente fra le due camere. La velocità di rotazione attesa è intermedia fra quella della pseudo-girante e zero. In fig. 3.7 sono confrontati i risultati ottenuti per l'anello di diametro 31 mm in PPS, a velocità di rotazione di 2900 giri/min, con gabbia completamente chiusa o aperta.

Si osserva che, rimuovendo la copertura, l'anello presenta una maggiore capacità di tenuta. La portata di fuga a parità di differenza di pressione si riduce a circa il 25% del valore iniziale. Poiché sia le proprietà fisiche del fluido sono le medesime nei due test, la variazione di portata ad una data differenza di pressione deve essere causata da una riduzione della sezione di passaggio effettiva. Questa riduzione può essere causata:

- a) dalla deformazione radiale dell'anello, a causa della differenza di pressione fra le facce esterna ed interna. La rimozione dell'anello di copertura fa aumentare la pressione sulla superficie cilindrica esterna dell'anello stesso, avvicinandola a quella del volume di fluido circostante. La pressione sulla faccia interna presenta al contrario una transizione continua fra i valori a monte e a valle della tenuta, ed è quindi mediamente inferiore a quella agente sul lato esterno.
- b) Da un miglior accoppiamento fra l'anello stesso e la faccia della gabbia su cui questo appoggia, a seguito dell'aumento della pressione agente sulla superficie esposta dell'anello.

Entrambi gli scenari suggeriscono che nella configurazione nominale la pressione dentro la gabbia sia inferiore rispetto a quella esterna, a causa della velocità del fluido che percorre passaggi di fuga secondari.

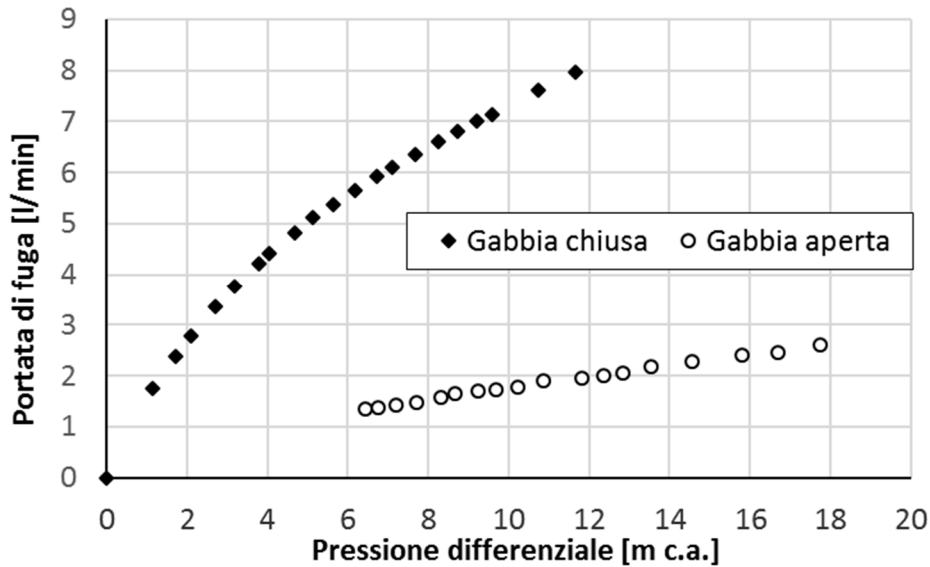


Fig. 3.7: caratteristica portata di fuga-differenza di pressione per due diverse geometrie della gabbia.

Effetto della rigidità radiale dell'anello di rasamento

Il precedente test è stato ripetuto congiuntamente ad una riduzione della rigidità dell'anello di rasamento. Questa è stata ottenuta utilizzando un anello di rasamento realizzato in PTFE anziché in PPS (indicativamente, la riduzione di modulo di elasticità è di circa 20 volte, ovvero 13 GPa contro 0.75 GPa). Tre casi sono stati considerati, corrispondenti a gabbia completamente aperta e, per gabbia chiusa, a due valori del gioco interno: 1.3 mm (condizione intermedia) e 0.2 mm (gabbia completamente chiusa). I risultati corrispondenti sono riportati in fig. 3.8.

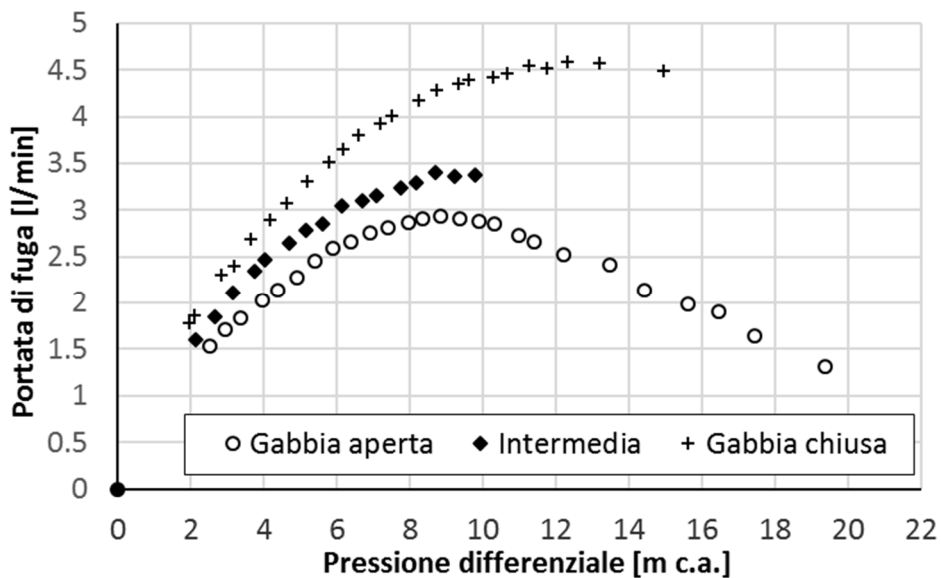


Fig. 3.8: caratteristica pressione differenziale-portata di fuga per la tenuta con anello in PTFE e tre diverse configurazioni della gabbia. Indicatori vuoti: gabbia aperta; indicatori pieni: condizione intermedia (gioco assiale interno: 1.3 mm); croci: gabbia chiusa (gioco assiale interno: 0.2 mm).

Nel caso di gabbia completamente aperta, si osserva che con anello in PTFE la curva presenta un primo tratto con comportamento qualitativamente simile a quanto osservato in precedenza. Tuttavia, per una differenza di pressione di circa 9 metri di colonna d'acqua si raggiunge un massimo. Incrementando ulteriormente la differenza di pressione, si osserva una progressiva riduzione di portata, approssimativamente lineare con la differenza di pressione. Questo comportamento viene spiegato

mediante una riduzione dell'effettiva sezione di passaggio a disposizione del fluido, a causa della deformazione dell'anello sottoposto a carico radiale.

Il passaggio alla condizione intermedia e, infine, a quella di gabbia completamente chiusa, segna un progressivo aumento della portata di fuga a parità di differenza di pressione. In particolare, fra le due condizioni estreme si osserva un incremento della portata di fuga del 50% a parità di differenza di pressione. Inoltre, il picco si verifica per differenze di pressione via via maggiori riducendo il gioco interno. Queste osservazioni suggeriscono ulteriormente che la presenza della gabbia e la riduzione delle sue dimensioni provochino un decremento della pressione nei volumi circostanti l'anello, a causa dei percorsi secondari di perdita che attraversano la gabbia.

Conclusioni

L'influenza della velocità specifica e delle dimensioni della macchina sull'entità delle perdite secondarie, considerate individualmente, è stata analizzata mediante un approccio semi-quantitativo basato su considerazioni di natura teorica. L'analisi ha messo in evidenza che le perdite volumetriche e meccaniche sono le due voci che risentono maggiormente dell'effetto scala.

In questo capitolo è stato descritto un metodo sperimentale per la caratterizzazione delle tenute a rasamento. L'efficacia del metodo è stata verificata mediante una campagna sperimentale.

È stata inoltre presentata una raccolta di curve di portata di fuga in funzione della differenza di pressione per diverse tenute utilizzate nelle pompe multistadio in lamiera. Oltre a fornire dei dati utili alla stima delle perdite volumetriche nelle macchine multistadio, la trattazione ha posto in evidenza alcune interessanti caratteristiche di questi organi.

In particolare, è stato osservato che il design della sede che accoglie l'anello di rasamento della tenuta ha un ruolo importante nella determinazione della perdita. In dettaglio, l'installazione dell'anello in una sede in contatto con il liquido su due lati consente di migliorare le prestazioni della tenuta in modo considerevole. Questo miglioramento è associato all'incremento di pressione che si verifica attorno all'anello, sulle facce non accoppiate. Tale pressione migliora l'accoppiamento dell'anello stesso sulle facce impegnate.

La riduzione della pressione che si esercita su queste stesse facce dell'anello quando la gabbia è progressivamente chiusa indica che esistono all'interno della gabbia stessa dei percorsi di fuga secondari. In questa tipologia di tenute, dunque, il meccanismo di perdita è più complesso rispetto a quanto avviene nelle tipologie più comuni. Pertanto, l'analisi quantitativa del loro comportamento è soggetta a notevoli incertezze e la caratterizzazione sperimentale risulta essere la soluzione più adeguata.

La campagna di test ha messo in evidenza che la capacità di tenuta dell'anello di rasamento migliora sfruttando la deformabilità dello stesso per ridurre il gioco radiale della tenuta.

Capitolo 4:

Integrazione fra modello numerico e dati sperimentali

Il capitolo presenta due metodi di stima delle perdite volumetriche nella macchina basati sull'integrazione tra caratterizzazione sperimentale degli organi di tenuta (si veda il capitolo 3) e risultati delle simulazioni CFD. L'introduzione di queste stime è finalizzata al miglioramento dell'accuratezza delle previsioni delle prestazioni e del rendimento dello stadio. Nel capitolo, inoltre, viene valutata la capacità di previsione della spinta assiale da parte dei due modelli.

Stima delle prestazioni

Introduzione

Come già osservato nel capitolo 3, le perdite volumetriche possono influire in modo significativo sulle prestazioni di una macchina di piccole dimensioni. Nel caso di stadi dal design compatto realizzati in lamiera saldata, le perdite volumetriche includono principalmente due diverse portate di fuga ([Gulich, 2008], [Salvadori et al., 2012]):

- quella che, dall'uscita della girante, percorre il volume compreso fra disco di copertura della girante e pareti fisse, per poi attraversare l'organo di tenuta e rientrare nella girante dall'aspirazione della stessa.
- Quella che, dall'uscita dei canali di ritorno, raggiunge il volume compreso fra disco di base della girante e le pareti fisse tramite il gioco presente fra l'albero della pompa e il foro sul cielo dei canali di ritorno, che permette il passaggio dell'albero stesso. La portata di fuga percorre questo volume in direzione radiale centrifuga ed entra nuovamente nei canali di ritorno.

Il principale effetto delle fughe è originare dei ricircoli di portata nei componenti affetti dalle fughe stesse. Pertanto, questi componenti dello stadio (nella fattispecie girante e canali di ritorno), sono attraversati da flussi superiori a quello utile.

L'incidenza della portata di fuga della girante sulle prestazioni dello stadio è significativa, poiché la stessa riceve nella sua interezza il lavoro specifico della girante. Al contrario, la portata di fuga che ricircola nei canali di ritorno ha un impatto modesto sulle prestazioni dello stadio, secondo [Gulich, 2008], poiché non riceve l'intero lavoro specifico della girante.

Una procedura per la stima delle perdite volumetriche in uno stadio di macchina multistadio è descritta in [Adami et al.] e [Salvadori et al., 2012]. Questa procedura si basa sulla caratterizzazione numerica delle due tenute (rispettivamente, quella fra girante e pareti dello stadio e quella fra albero e pareti dei canali di ritorno) separatamente dalla simulazione dei canali della girante, del diffusore e dei canali di ritorno. A tal fine, i volumi compresi fra le superfici esterne della girante e le superfici fisse a esse affacciate, il volume all'ingresso della girante, quello all'uscita dei canali di ritorno e i relativi collegamenti (cioè i canali interni alle tenute) sono stati modellati come domini a simmetria assiale. Le curve caratteristiche di portata di fuga in funzione della differenza di pressione a cavallo della tenuta sono state utilizzate successivamente per stimare le perdite volumetriche. Il calcolo è basato sulle stime della pressione all'ingresso dello stadio, all'uscita della girante e all'uscita dei canali di ritorno. Le portate di fuga così calcolate sono state impiegate per correggere analiticamente i risultati.

Questa procedura può dare dei vantaggi in termini di costo computazionale del modello dello stadio, poiché parte del dominio viene separata dai canali interessati dal flusso principale e la relativa simulazione non viene ripetuta per tutti i punti di lavoro da studiare (anche se sono necessarie alcune simulazioni per

caratterizzare completamente le tenute). Per contro, questo approccio non consente di considerare gli effetti della componente tangenziale della velocità all'uscita della girante sulle voci di perdita in esame (si veda per esempio [Gulich, 2008]). Peraltro, il metodo di calcolo adottato per la caratterizzazione delle tenute risulta numericamente sostenibile grazie all'uso di densità di griglia molto diverse nelle differenti regioni del dominio. Ciò è possibile per calcoli su griglie non strutturate ma è difficilmente applicabile a calcoli su griglia strutturata. Infatti, la risoluzione del campo di moto all'interno delle tenute costringerebbe ad una discretizzazione spaziale del dominio molto fitta anche al di fuori di queste regioni, oppure a utilizzare interfacce non conformi (generalmente non conservative) per gestire brusche variazioni di passo della griglia o, infine, ad accettare griglie con elevata distorsione delle celle nel caso in cui si volesse mantenere la conformità delle griglie alle giunzioni fra blocchi strutturati. D'altra parte, l'analisi della letteratura indica che l'uso di griglie non strutturate causa un raddoppio dello scarto dei risultati numerici dai valori sperimentali rispetto all'uso di griglie strutturate (si veda il capitolo 2).

Un esempio di simulazione integrata del passaggio interno alla tenuta e dello stadio è offerto da [Li et al.]. Gli autori, tuttavia, non forniscono dettagli sufficienti a replicare il metodo di analisi. Il modello geometrico del passaggio interno alla tenuta sembra essere piuttosto semplice (un anello di sezione rettangolare). Questa geometria può risultare verosimile per pompe realizzate in polimero, quale quella considerata nello studio in questione. Al contrario, nel caso delle macchine in lamiera è stato notato nel capitolo 3 che la definizione del passaggio interno alla tenuta ad anello flottante risulta molto più complessa. Di conseguenza, la caratterizzazione sperimentale di queste tenute è considerata preferibile per l'accuratezza che consente.

In un precedente studio ([Fontana, 2013]) la tenuta fra albero e pareti dei canali di ritorno è stata caratterizzata sperimentalmente con un metodo e un apparato strumentale simili a quelli presentati nel capitolo 3. I risultati di questo studio sono sintetizzati in fig. 4.1. La caratteristica misurata (indicatori pieni) è confrontata con le previsioni di un modello teorico di efflusso da un orifizio di sezione pari a quella del passaggio interno alla tenuta analizzata e coefficiente d'efflusso unitario (linea discontinua). L'ottimo accordo fra le due serie di dati indica che, per questa tenuta, il valore del coefficiente d'efflusso è sostanzialmente unitario in tutto il campo di studio.

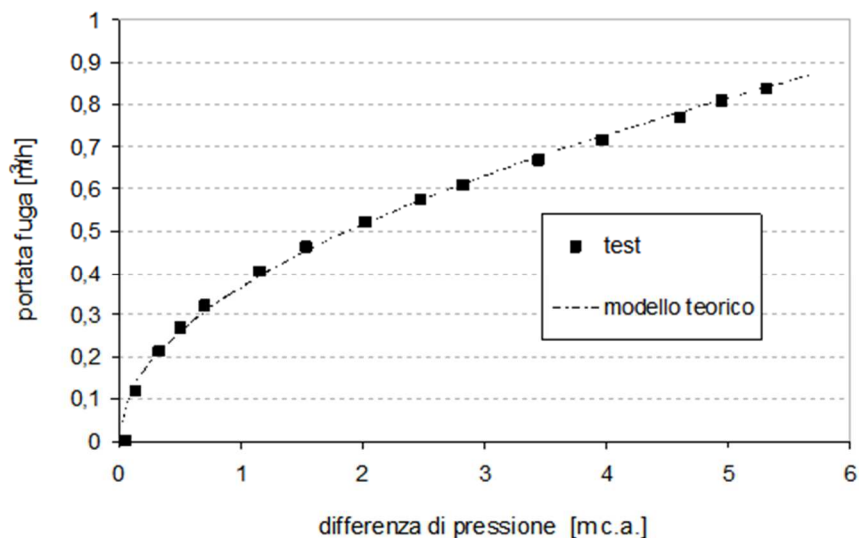


Fig. 4.1: caratteristica portata di fuga-differenza di pressione per la tenuta fra albero e pareti dei canali di ritorno. Il modello teorico corrisponde all'efflusso da un orifizio di uguale area e con coefficiente d'efflusso unitario [Fontana, 2013].

In questo capitolo vengono presentati due metodi per la stima delle portate di fuga a partire dalla caratterizzazione sperimentale delle tenute e dalla simulazione numerica dello stadio secondo l'approccio di modellazione descritto nel capitolo 2. I metodi vengono validati rispetto ai dati sperimentali, per tre diverse geometrie dello stadio.

Metodologia

Il metodo si basa sui risultati delle simulazioni numeriche dello stadio ottenute secondo la strategia di modellazione proposta nel capitolo 2 o altra tecnica di simulazione che trascuri le perdite volumetriche. Da questi risultati numerici è possibile stimare la differenza di pressione esistente a cavallo della tenuta.

In relazione alla fuga che attraversa la girante, la differenza di pressione da considerare è quella fra la sezione del dominio più prossima alla tenuta (alta pressione) e l'ingresso dello stadio (bassa pressione). Il valore di pressione alta è rilevato sulla superficie di contorno del dominio denominata "FUGA 1" (si veda la fig. 2.5), che non è interessata dal flusso nel modello numerico. Pertanto la pressione considerata è quella statica. Per quanto riguarda il lato in bassa pressione, si considera la pressione totale nella sezione di ingresso della girante (tipicamente su questa sezione la differenza fra pressione statica e totale è comunque modesta).

Per i canali di ritorno, al contrario, la differenza di pressione è calcolata fra l'uscita dei canali stessi e la sezione denominata "FUGA 2" (si veda la fig. 2.5). Per quest'ultima valgono le considerazioni esposte per la sezione "FUGA 1", dunque la pressione considerata è quella statica. All'uscita dai canali di ritorno il flusso è ancora dotato di una componente residua di velocità tangenziale, il cui recupero in forma statica è trascurabile. Viene quindi considerata la pressione statica anche per questa sezione.

Dalle differenze di pressione così calcolate è possibile ricavare la stima della portata di fuga mediante interpolazione della caratteristica sperimentale della tenuta in oggetto. In particolare, sono state considerate le caratteristiche corrispondenti alle condizioni nominali delle due tenute (posizione relativa della pseudo-girante, velocità di rotazione, materiale dell'anello di tenuta). Le caratteristiche sono rappresentate in fig. 3.4).

Si osserva che la stima della portata di fuga così ottenuta risulta approssimativa. Infatti, nella simulazione CFD il campo di pressione non considera gli effetti della portata di fuga, che non è stata simulata. Come osservato in [Gulich, 2008], infatti, la presenza di una portata di fuga altera il campo di pressione in modo tale da limitare la portata di fuga stessa. Pertanto, per ottenere una stima più accurata della portata di fuga è necessario ripetere la simulazione imponendo i valori delle portate di fuga stesse come condizioni al contorno sulle superfici "FUGA 1" e "FUGA 2" (fig. 2.5), aggiornando i valori fino a convergenza. La convergenza si ottiene quando il valore di portata di fuga calcolato sulla base dei risultati di una simulazione differisce in misura trascurabile dal valore imposto come condizione al contorno per il calcolo.

A seguito dell'introduzione delle perdite volumetriche, la fluidodinamica dello stadio risulta modificata come segue:

- 1- Parte della portata in ingresso alla girante viene sottratta al flusso che si dirige dall'uscita della girante stessa al canale di ritorno. La portata utile, dunque, diminuisce in misura pari alla portata di fuga attraverso la sezione "FUGA 1"
- 2- Per effetto del ricircolo nei canali di ritorno, una portata di fuga entra nel dominio attraverso la sezione denominata "FUGA 2". Questa portata percorre la regione fluida compresa fra la superficie esterna del disco di base della girante e quella del disco che delimita i canali di ritorno. Percorso questo volume, la portata si somma a quella utile proveniente dalla girante, per attraversare i canali di ritorno. All'uscita di questi, il medesimo valore di portata trafila dalla tenuta verso la sezione "FUGA 2" anziché dirigersi all'uscita dello stadio. Pertanto, questo ricircolo non influenza la portata netta che attraversa lo stadio, che uguaglia la differenza fra la portata che entra nella girante e quella che ricircola attraverso la sezione "FUGA 1".

Dal punto di vista della modellazione, è possibile agire in due modi:

- a) Fissata la portata utile per cui si desidera effettuare la simulazione, sommare a questa la portata di fuga della girante. Imporre questo valore come condizione al contorno all'ingresso della girante.
- b) Fissata la portata totale attraverso la girante, imporla come condizione al contorno. La portata utile risulta dalla differenza fra la portata totale attraverso la girante e quella di fuga.

Nel primo caso, la portata utile per cui viene eseguita la simulazione è nota a priori, nel secondo caso, invece, questa è nota solo al termine della simulazione. Poiché il parametro di interesse nell'analisi delle

prestazioni e nel confronto con i dati sperimentali è la portata utile e non la totale attraverso la girante, il secondo metodo è meno vantaggioso in fase di pianificazione delle simulazioni da eseguire. A fronte di questo svantaggio, tuttavia, il metodo risulta di più facile applicabilità. Infatti, a differenza del primo metodo, non richiede l'aggiornamento delle condizioni al contorno sulla sezione di ingresso della girante in iterazioni di calcolo successive. In questo modo la convergenza risulta agevolata (la fluidodinamica della girante rimane sostanzialmente invariata man mano che si converge nel calcolo delle portate di fuga. Queste influenzano significativamente solo i volumi esterni alla girante). Nel seguito, dunque, verrà considerato solamente il secondo metodo.

Nei canali di ritorno la portata di fuga si somma a quella utile. All'uscita dei canali stessi, parte della portata (quella di fuga) si separa dal flusso principale e ricircola all'interno dello stadio. Pertanto, nello stadio reale la sezione di uscita dello stadio è attraversata solo dalla portata utile. Nel modello numerico, tuttavia, è possibile evitare di imporre l'uscita della portata di fuga separatamente da quella utile. Al contrario, l'intera portata può essere fatta transitare attraverso la sezione di uscita del dominio. Il flusso totale attraverso l'uscita dello stadio comprende quindi sia la portata netta che quella di fuga.

La procedura delineata sopra presenta un buon livello di approssimazione della fluidodinamica media dello stadio e consente di stimare le portate di fuga ed i loro effetti sul comportamento idraulico dello stadio con la migliore accuratezza consentita dalle ipotesi alla base del modello. Per contro, questo metodo di modellazione richiede di procedere iterativamente (nel seguito viene quindi identificato come metodo iterativo). Ciascuna iterazione corrisponde ad una simulazione numerica dell'intero dominio. Pertanto questa procedura appesantisce il costo computazionale del modello, che è stato concepito per essere uno strumento in grado di fornire risposte in tempi brevi (capitolo 2).

Per evitare questo aggravio, si considera nel seguito una seconda procedura basata concettualmente su quanto esposto sopra ma semplificata per evitare incrementi di costo computazionale. Le semplificazioni adottate nella procedura sono basate sulle seguenti considerazioni:

- 1) Le portate di fuga, scorrendo nei volumi interessati dalla ventilazione, assorbono o cedono energia ai dischi della girante, incrementando o diminuendo la propria quantità di moto angolare. In questo modo influenzano la potenza di ventilazione [Gulich, 2003]. Il verso delle due portate di fuga è opposto (centripeto in un caso, centrifugo nell'altro) e le loro velocità tangenziali all'ingresso dei volumi interessati sono pari a quella di uscita dalla girante, in un caso, e nulla o quasi nell'altro. Dunque, in parte del campo di lavoro i due effetti hanno segno opposto e tendono a compensarsi. Pertanto, è possibile trascurare, in prima approssimazione, la loro influenza sulle perdite di ventilazione.
- 2) Considerando la camera anulare, è stato osservato che le prestazioni di questo componente dipendono (per una data geometria) dalla componente tangenziale del moto al suo ingresso (capitolo 5). Quest'ultima non è influenzata dalla portata che attraversa la camera anulare stessa, ma solo dal campo di moto nella girante. La componente meridiana della velocità è modesta in questo componente (le sezioni di passaggio sono molto ampie) e non sembra influenzare significativamente l'entità delle perdite. Si conclude, quindi, che il comportamento della camera anulare può essere stimato con ragionevole accuratezza facendo fluire l'intera portata in uscita dalla girante attraverso la camera stessa.
- 3) La portata di fuga dei canali di ritorno scambia energia con il flusso principale una volta che si ricongiunge a questo. In relazione ai valori di velocità tangenziale dei due flussi, la portata di fuga può fornire o sottrarre energia al flusso principale. Inoltre, sommandosi al flusso principale, fa aumentare la velocità meridiana media nei canali di ritorno (e con essa le perdite d'attrito), così come il flusso di quantità di moto angolare al loro ingresso. In aggiunta, l'angolo di attacco all'ingresso dei canali di ritorno risulta variato. D'altra parte, l'analisi delle prestazioni dei canali di ritorno (capitolo 5) mostra che la loro capacità di recupero della pressione dinamica è poco sensibile all'angolo di attacco del flusso e alla portata per buona parte del campo di lavoro. Pertanto, si ritiene che

l'influenza della portata che ricircola nei canali di ritorno sulle prestazioni e sull'efficienza della macchina sia modesta, come suggerito in [Gulich, 2008]. Inoltre, qualora le due portate di fuga si eguagliassero, non ci sarebbe differenza fra le portate che attraversano la girante ed i canali di ritorno. Poiché le due portate di fuga saranno in generale diverse ma, verosimilmente, commensurabili, il valore atteso della loro differenza è una frazione modesta della portata utile. Dunque, in prima approssimazione, è possibile equiparare le portate totali che attraversano la girante e i canali di ritorno.

Di conseguenza, per favorire la rapidità di calcolo del modello, nella procedura semplificata non vengono direttamente simulate le portate di fuga. Al contrario, la portata di fuga relativa alla girante viene sottratta analiticamente dalla portata imposta all'ingresso dello stadio, per ottenere quella utile. La quota corrispondente al ricircolo nei canali di ritorno, che dovrebbe essere sommata alla portata utile prima dell'ingresso nei canali stessi e sottratta all'uscita di questi, senza influire sul valore di portata utile, viene trascurata.

Questa strategia di modellazione semplificata viene di seguito validata sperimentalmente per tre diverse geometrie dello stadio (identificate come C3, C6 e C9 nel capitolo 5). I tre stadi considerati differiscono, in particolare, per le portate nominali (in rapporto 1 : 1.7 : 3 fra loro), per il diametro massimo e per il numero tipo (rispettivamente 0.43, 0.65 e 0.69). La costruzione dei tre stadi è invece comune: la girante a flusso radiale e a 6 pale è seguita dalla camera anulare e da 6 canali di ritorno centripeti. Per una descrizione più dettagliata degli stadi e delle pompe si rimanda al capitolo 2.

I test sono stati eseguiti su macchine a 6 stadi e su un impianto di prova secondo ISO 9906. Ulteriori informazioni relative al metodo di misura delle prestazioni sono riportate nel capitolo 6. La validazione del modello viene effettuata comparando le stime di prestazione e rendimento con i valori sperimentali. Inoltre, i risultati ottenuti con la procedura semplificata sono confrontati con quelli della procedura iterativa per valutare il grado di approssimazione introdotto.

Risultati

Le figure 4.2, 4.3 e 4.4 mostrano i risultati ottenuti per gli stadi C3, C6 e C9, rispettivamente. I grafici di sinistra propongono i valori di numero di pressione in funzione del numero di flusso ottenuti dal modello numerico, prima (indicatori vuoti) e dopo (indicatori pieni) la correzione analitica della portata per l'effetto delle perdite volumetriche nella girante (procedura semplificata). Similmente, i grafici di destra rappresentano i valori del rendimento, razionalizzato rispetto al valore massimo sperimentale, in funzione del numero di flusso. In tutti i grafici la linea continua rappresenta il valore sperimentale.

In relazione allo stadio C3 (fig. 4.2) si osserva che la correzione dei risultati rispetto alla portata di fuga della girante produce un significativo miglioramento nella stima delle curve caratteristiche. In particolare, per la stima delle prestazioni lo scarto dal valore sperimentale si riduce fra 2 e 4 volte, introducendo la correzione; per il rendimento, la variazione è ancora più significativa, raggiungendo le 20 volte in prossimità della massima efficienza. Il modello corretto, tuttavia, presenta ancora degli scostamenti significativi dal dato sperimentale. Nel campo di lavoro tipico della macchina, il modello sovrastima le prestazioni fino al 12% ed il rendimento fino al 7%. La portata di massimo rendimento è prevista con discreta approssimazione. Si evidenzia, infine, che le previsioni del modello sovrastimano sempre i valori sperimentali.

Similmente, per lo stadio C6 (fig. 4.3) la correzione produce un miglioramento nella stima delle prestazioni per tutti i punti di lavoro analizzati, ad eccezione dei due a portata minore. L'errore rispetto al valore sperimentale si riduce fino ad 8 volte, poco oltre la portata di massimo rendimento. Il massimo scarto per il modello corretto risulta dell'1.4%. Per quanto riguarda il rendimento, la correzione migliora sempre l'accordo fra risultati sperimentali e numerici, riducendo lo scarto fino a 14 volte rispetto al modello non corretto. Il massimo errore relativo è del 3% del valore misurato. La portata di massimo rendimento risulta sottostimata di circa il 2%, sia prima che dopo la correzione.

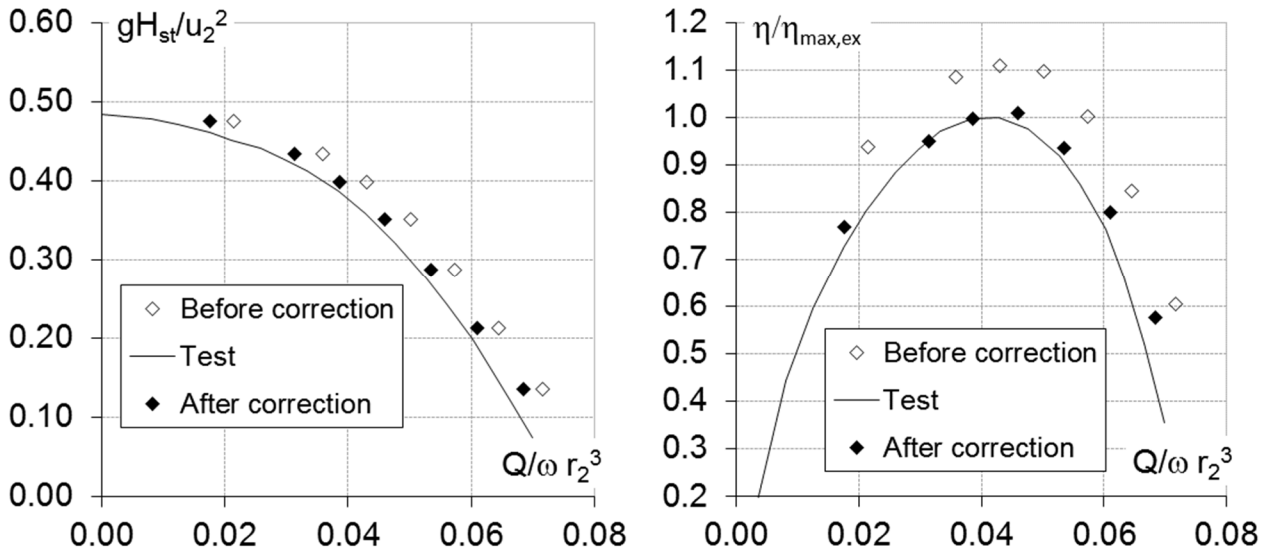


Fig. 4.2: Confronto fra curve caratteristiche sperimentali (linea continua) e previsioni del modello prima (indicatori vuoti) e dopo (indicatori pieni) la correzione per le perdite volumetriche nella girante. Ordinate: a sinistra, numero di pressione; a destra, rendimento razionalizzato rispetto al massimo rendimento sperimentale; in ascissa, numero di flusso. Stadio C3.

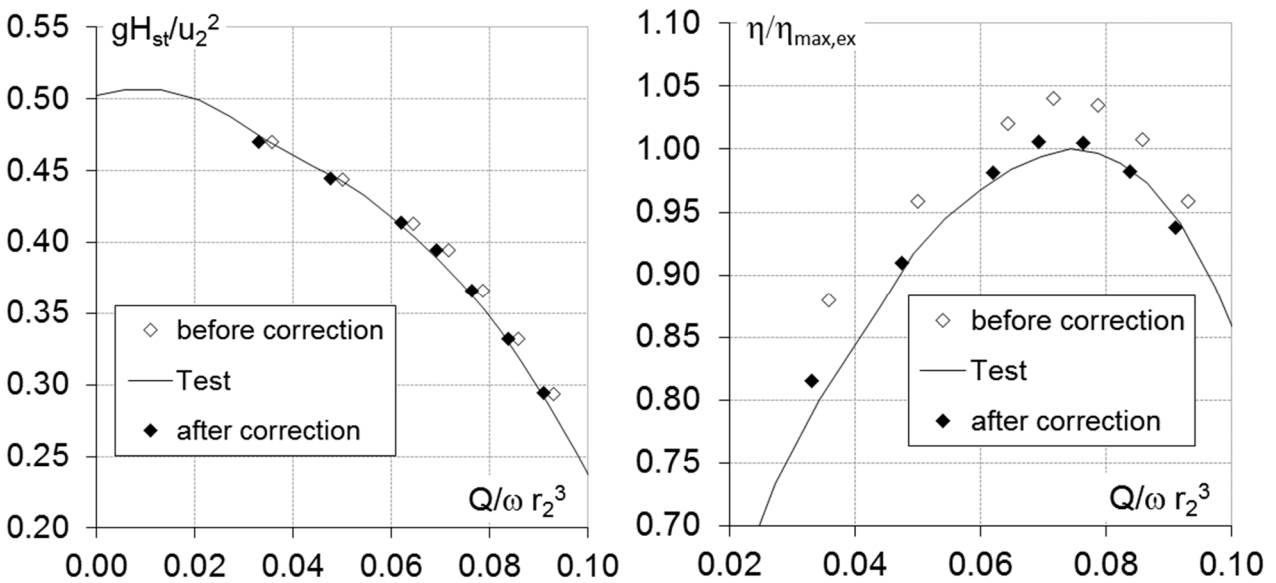


Fig. 4.3: Confronto fra curve caratteristiche sperimentali (linea continua) e previsioni del modello prima (indicatori vuoti) e dopo (indicatori pieni) la correzione per le perdite volumetriche nella girante. Ordinate: a sinistra, numero di pressione; a destra, rendimento razionalizzato rispetto al massimo rendimento sperimentale; in ascissa, numero di flusso. Stadio C6.

Per quanto riguarda lo stadio C9 (fig. 4.4), la correzione migliora l'accordo fra dati sperimentali e numerici di prestazioni per tutti i punti di lavoro studiati e di rendimento per tutti tranne uno. Il massimo errore sulla stima delle prestazioni rimane considerevole anche dopo la correzione (sovrastima del 9% per la massima portata analizzata), mentre per tutti gli altri punti analizzati l'errore è al massimo del 5% del valore misurato. Si osserva che l'errore cresce con la portata. Per quanto riguarda il rendimento, l'errore è molto più contenuto (entro il 2% del valore sperimentale). Ciò nonostante, la forma delle due curve mostra delle evidenti differenze, dovute principalmente al fatto che la portata di massimo rendimento è sottostimata di circa il 6%.

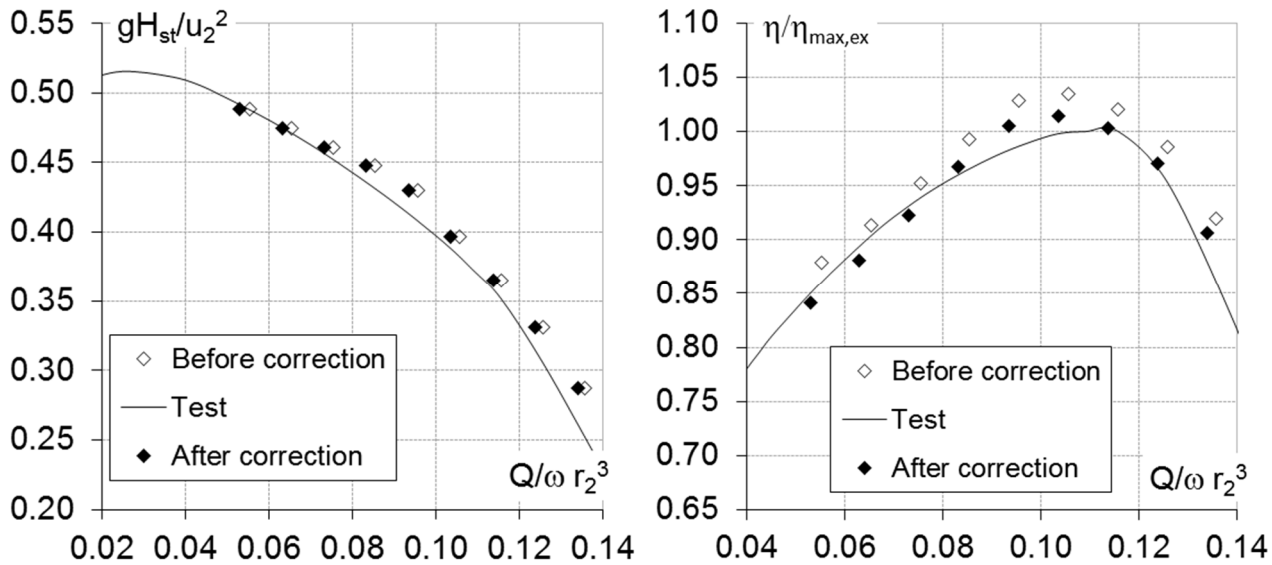


Fig. 4.4: Confronto fra curve caratteristiche sperimentali (linea continua) e previsioni del modello prima (indicatori vuoti) e dopo (indicatori pieni) la correzione per le perdite volumetriche nella girante. Ordinate: a sinistra, numero di pressione; a destra, rendimento razionalizzato rispetto al massimo rendimento sperimentale; in ascissa, numero di flusso. Stadio C9.

Per comprendere l'effetto dell'approssimazione introdotta con il metodo considerato, di seguito vengono confrontate, per lo stadio C6, le stime delle portate di fuga ottenute con la procedura semplificata e con quella iterativa. Con riferimento alla portata di fuga nella girante (fig. 4.5, lato sinistro), si osserva per entrambi i metodi di valutazione una chiara dipendenza dalle condizioni operative, rappresentate dalla portata totale nella girante. In accordo con le indicazioni di [Gulich, 2008], i valori di portata ottenuti con metodo iterativo (cioè con simulazione delle portate di fuga. Indicatori vuoti in figura) sono inferiori ai valori ottenuti con la stima analitica (croci, in figura), a causa dell'effetto auto-limitante delle portate di fuga. In particolare, la riduzione è pari a circa l'8% del valore calcolato con la procedura semplificata.

Considerazioni simili valgono per le stime della portata di fuga nei canali di ritorno (fig. 4.5, lato destro). In questo caso, tuttavia, i valori di portata ottenuti con metodo iterativo (indicatori vuoti in figura) sono compresi fra il 60 ed il 70% dei corrispondenti valori ottenuti con il metodo semplificato (croci in figura). L'effetto auto-limitante è quindi molto più intenso. Si osserva che i valori di portata sono indicativamente doppi rispetto a quelli calcolati per la girante. Si osserva infine la presenza di un tratto della curva a bassa pendenza, a portate inferiori a quella nominale, e di uno a pendenza molto più spinta oltre la portata nominale. Questo comportamento è determinato dalla differenza di pressione a cavallo della tenuta, che genera il flusso stesso. Infatti, la fig. 5.6 mostra che il rendimento di diffusione nei canali di ritorno offre un contributo positivo a portate inferiori alla nominale, nullo per questo valore e negativo oltre.

In relazione alle prestazioni e alla potenza assorbita, in fig. 4.6 sono confrontati i valori sperimentali, i risultati numerici corretti analiticamente per la portata di fuga nella girante (procedura semplificata) e le previsioni del modello che include la simulazione delle portate di fuga. Per quanto riguarda la stima delle prestazioni (fig. 4.6, lato sinistro), i risultati delle due procedure di calcolo forniscono risultati molto simili fra loro e in uguale accordo con i dati sperimentali. In relazione alla previsione della potenza (fig. 4.6, lato destro), si osserva un incremento del valore calcolato a seguito della simulazione delle portate di fuga nel modello. Questo aumento produce una lieve sovrastima (inferiore all'1%) della potenza rispetto al dato sperimentale, per tre dei quattro punti di lavoro considerati.

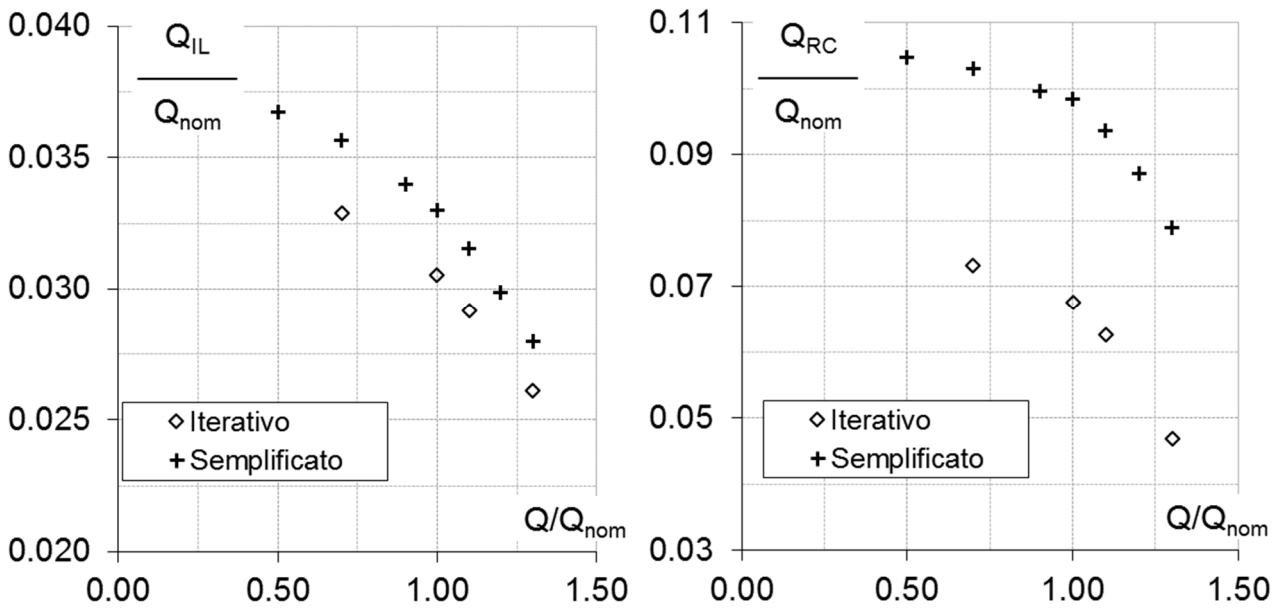


Fig. 4.5: Confronto fra le stime di portata di fuga ottenute con il metodo iterativo (indicatori vuoti) e con il metodo semplificato (croci), in funzione della portata totale nella girante. Tutti i valori sono rappresentati come frazioni della portata nominale della macchina. A sinistra, portate di fuga nella girante; a destra, portate di fuga nei canali di ritorno. Stadio C6.

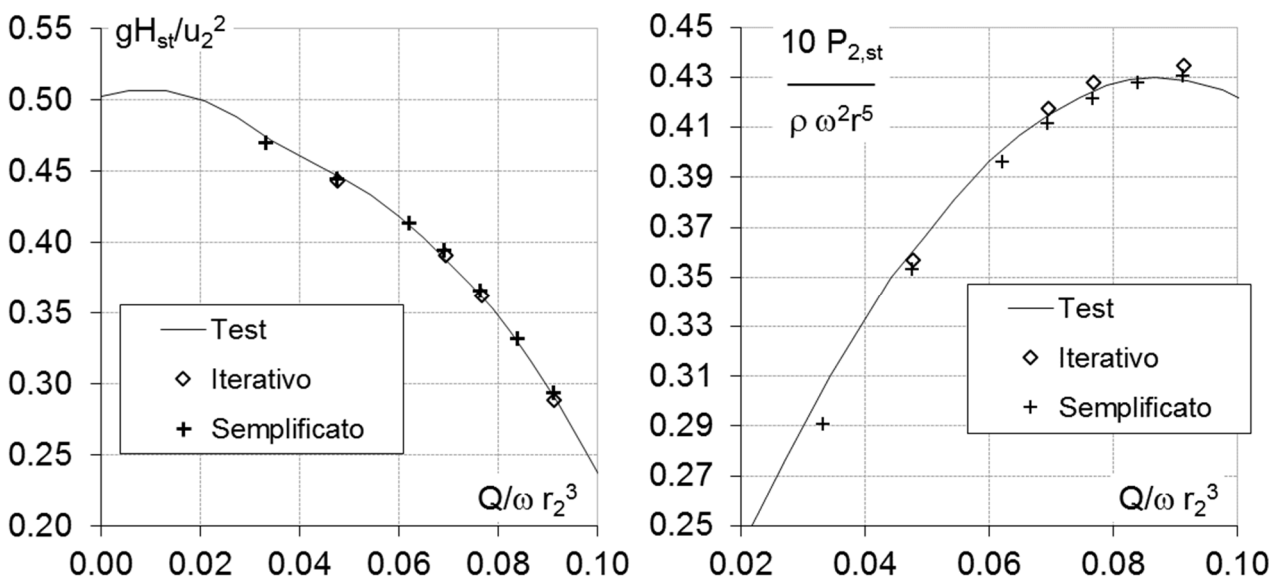


Fig. 4.6: Confronto fra curve caratteristiche sperimentali (linea continua) e previsioni dei metodi iterativo (indicatori vuoti) e semplificato (croci). Ordinate: a sinistra, numero di pressione; a destra, numero di potenza (moltiplicato per 10 per ragioni grafiche); in ascissa, numero di flusso. Stadio C6.

Conclusioni

In questo capitolo è stato proposto un metodo di modellazione dello stadio che integra i risultati numerici con la caratterizzazione sperimentale delle tenute. Il metodo è concepito per valutare le perdite volumetriche nello stadio senza modellare numericamente le tenute. La stima delle perdite volumetriche è realizzata confrontando i valori di differenza di pressione a cavallo delle tenute stimati numericamente con le curve caratteristiche di portata di fuga in funzione della differenza di pressione rilevate sperimentalmente per le tenute in esame.

Il modello, a rigore, richiede un procedimento iterativo per ottenere una stima accurata delle portate di fuga (metodo iterativo). Pertanto, è stata definita una variante di questo approccio, basata su un solo passo di calcolo, per evitare l'aggravio in termini di costo computazionale del modello (metodo semplificato). In questo secondo caso, l'integrazione è realizzata mediante una correzione analitica dei risultati. Il tempo di calcolo necessario per la stima delle perdite volumetriche è trascurabile, una volta che si dispone della caratteristica della tenuta.

Il metodo semplificato è stato validato confrontando le curve caratteristiche calcolate con quelle sperimentali per tre diverse geometrie dello stadio. Per ciascuna di queste la correzione analitica proposta ha prodotto un generale miglioramento delle stime di prestazioni ed efficienza. Le indicazioni ottenute riguardo l'accuratezza delle previsioni non sono però univoche. Infatti, nel caso migliore il massimo scarto sulla stima delle prestazioni risulta essere di 1.4%; nel caso peggiore, al contrario, arriva al 12%, nel campo di lavoro tipico della macchina. In generale, si osserva che la previsione del rendimento è più accurata rispetto alla previsione delle prestazioni.

Per una delle tre geometrie considerate sono stati confrontati i risultati ottenuti con i metodi semplificato ed iterativo. Il metodo iterativo non ha prodotto significativi miglioramenti nell'accuratezza delle simulazioni. Per contro, il suo impatto sul tempo di calcolo non è trascurabile, a causa della sua natura iterativa.

Stima della spinta assiale

Introduzione

A margine dei requisiti di prestazione ed efficienza, il progetto di una macchina non può prescindere dallo sviluppo delle soluzioni meccaniche che ne consentono il funzionamento. Nel caso specifico, la principale di queste riguarda la gestione della spinta assiale. Nella tecnica corrente vengono impiegate diverse tipologie di organi meccanici per la trasmissione delle forze dagli organi rotanti alla struttura della macchina. Queste includono, principalmente, cuscinetti idrodinamici, cuscinetti a elementi volventi e tamburi di bilanciamento (funzionanti per mezzo della differenza di pressione fra due superfici bagnate contrapposte). A prescindere dal mezzo utilizzato, la conoscenza del carico che grava sullo stesso è indispensabile per il suo dimensionamento.

Nel caso in esame, la costruzione modulare della pompa multistadio prevede l'assemblaggio di tutte le giranti orientate in verso concorde (fig. 2.4). Pertanto, i contributi di forza di tutti gli stadi sono concordi e non è possibile sfruttare il bilanciamento reciproco fra gli stadi. Di conseguenza, la spinta risultante cresce linearmente con il numero degli stadi, assumendo un comportamento identico per tutti questi. Nel caso di pompe multistadio, tuttavia, non possono essere escluse variazioni della spinta assiale fra stadio e stadio, in relazione alle diverse condizioni al contorno a cui ciascuno stadio è sottoposto (si veda il capitolo 2).

In letteratura esistono diversi metodi per la stima della spinta assiale che la girante riceve per effetto delle forze idrodinamiche che si instaurano durante il funzionamento. I metodi più basilari si basano su modelli analitici per stimare la distribuzione della pressione su ciascuna delle superfici bagnate della girante. Un esempio di procedura di calcolo è descritto in [Gulich, 2008]. In relazione al livello di dettaglio del modello considerato, può essere necessaria una conoscenza minuziosa del campo di moto per la corretta applicazione di questi modelli. Infatti, come evidenziato dalla letteratura, la spinta assiale dipende, fra l'altro, dalla distribuzione della velocità tangenziale nei volumi attorno alla girante. Quest'ultima dipende, a sua volta, dalle caratteristiche del flusso principale e dalle portate di fuga che attraversano questi volumi. Altri elementi che influenzano il valore della spinta assiale sono: il ricircolo all'ingresso e all'uscita della girante, a portate inferiori alla nominale; le perdite fluidodinamiche nella girante, che riducono la differenza di pressione fra uscita e ingresso della stessa [Gulich, 2008]. Vale la pena ricordare che, generalmente, i valori di spinta assiale di interesse in sede di progetto sono quelli che si verificano a portate inferiori a quella nominale, poiché tipicamente la spinta assiale decresce rapidamente con la portata. In questa regione di funzionamento,

peraltro, la modellazione sia analitica che numerica risulta generalmente difficile a causa della forte irregolarità del campo di moto.

Un approccio alternativo per la stima della spinta assiale è basato sui risultati della simulazione numerica. In [Salvadori et al., 2012] viene presentato un metodo per il calcolo della spinta assiale in pompe multistadio. Il metodo si basa sulla simulazione preliminare della fluidodinamica dei volumi circostanti la girante, trascurando sia il flusso principale che le variazioni azimutali del campo di moto. I passaggi interni alle tenute e i volumi di ingresso e di uscita dello stadio sono stati inclusi nel modello, al fine di simulare le portate di fuga attraverso le tenute stesse. Le simulazioni sono state ripetute per diversi valori della differenza di pressione a cavallo delle tenute. In questo modo, oltre a caratterizzare le tenute, sono state ricavate le caratteristiche di spinta assiale agente sui dischi della girante in funzione della differenza di pressione sulle tenute stesse. Da queste caratteristiche sono stati determinati successivamente i contributi di ciascun disco in corrispondenza dei valori di differenza di pressione stimati mediante il modello numerico del solo flusso principale. Questi contributi sono stati successivamente sommati a quelli dovuti alla variazione della quantità di moto e alla pressione sulle sezioni di ingresso e uscita della girante per ottenere la spinta totale.

La spinta assiale di una pompa multistadio con stadi dal design compatto è stata stimata numericamente per tre diversi disegni della girante in [Zhou et al., 2013]. A tal fine, è stato utilizzato il medesimo modello utilizzato per la stima delle prestazioni e dell'efficienza della macchina [Zhou et al., 2012]. Il dominio di calcolo include il volume di aspirazione, due stadi interi (comprensivi del condotto interno della tenuta della girante, esclusa invece la tenuta fra albero e pareti dei canali di ritorno) e il volume di mandata della pompa. Solo la portata di fuga che ricircola nella girante è stata simulata. I risultati numerici ottenuti mostrano un accordo al meglio del 5% rispetto ai valori sperimentali per tutte le tre giranti, in corrispondenza della portata di massimo rendimento. Allontanandosi da questa condizione, l'accordo con i dati sperimentali peggiora. In generale, si osserva una sottostima della spinta a portate inferiori a quella nominale ed una sua sovrastima a portate superiori.

Con riferimento allo stadio C6 considerato nel presente lavoro, la fig. 4.5 indica che la portata di fuga dei canali di ritorno è quantitativamente più importante rispetto a quella relativa alla girante. Pertanto, è ragionevole ritenere che l'influenza della prima sia per lo meno confrontabile con quella della seconda, se non predominante.

Metodologia

Nel seguito sono presentati i risultati ottenuti con i due approcci di modellazione descritti nelle pagine precedenti (quello iterativo e quello semplificato). Si ricorda che il modello semplificato prevede la sola correzione analitica della portata totale per ottenere il valore della portata utile. Le portate di fuga non sono quindi simulate nel modello e il loro effetto sulla spinta assiale non è, di fatto, considerato.

Al contrario, nel metodo iterativo le portate di fuga sono imposte come condizioni al contorno sulle relative sezioni di passaggio e aggiornate fino ad ottenere la corrispondenza con la curva caratteristica di ciascuna tenuta.

I valori della spinta assiale sono stati calcolati sommando i contributi di ciascuna superficie bagnata della girante.

I valori sperimentali sono stati ottenuti installando l'apparato strumentale in fig. 4.7 fra l'albero della pompa (privato del relativo cuscinetto) e quello del motore. L'apparato strumentale è composto da: un primo moncone d'albero (1 in figura) collegato rigidamente all'albero della pompa; una barra trasversale (2), collegata all'albero (1) tramite una coppia di cuscinetti a sfere (3), bloccati assialmente sia sull'albero che sulla flangia e precaricati per annullare il gioco interno; un secondo moncone d'albero (4) collegato al motore; dinamometri (5) estensimetrici collegati alla barra (2) e al telaio dello strumento. L'albero (1) può ruotare liberamente rispetto alla barra (2), a meno della coppia resistente dei cuscinetti (3), ma non può traslare rispetto ad essa. Inoltre, l'albero (1) scorre assialmente all'interno del secondo moncone d'albero (4). La barra (2), che non ruota durante il funzionamento, riceve la forza assiale (rappresentata schematicamente dalle

frecce in figura) tramite i cuscinetti (3) e la trasmette ai dinamometri (5) e al telaio. I dinamometri, a loro volta, sono collegati alla barra tramite coppie sferiche (spine e occhielli orientabili), al fine di ridurre l'influenza dei carichi parassiti dovuti al momento flettente.

A causa degli attriti interni, dell'effetto di carichi parassiti e delle non idealità nella geometria (possibili disallineamenti durante il funzionamento), l'accuratezza di misura, stimata sulla base della ripetibilità delle prove, è del +/- 5% del valore di spinta misurato.

L'impianto di prova, le caratteristiche degli altri strumenti di misura utilizzati e la procedura di acquisizione dei dati sono descritti in dettaglio nel capitolo 5.

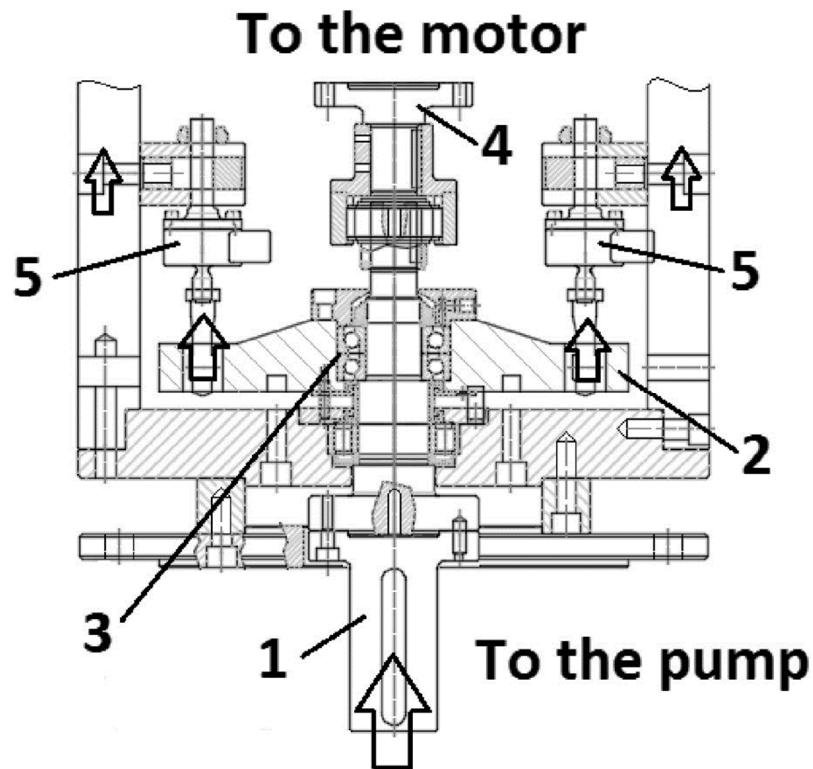


Fig. 4.7: apparato strumentale per la misura della spinta assiale. 1) Albero di rinvio alla pompa; 2) barra trasversale; 3) coppia di cuscinetti a sfere; 4) albero di rinvio al motore; 5) dinamometri. Le frecce indicano il percorso della spinta assiale.

Risultati

In fig. 4.8 sono confrontati i risultati del modello semplificato (croci), del modello iterativo (indicatori vuoti) e del test (linea continua). In ascissa è rappresentato il numero di flusso mentre in ordinata il numero adimensionale di spinta assiale per stadio. Qualitativamente, tutte le serie di dati indicano un andamento decrescente della spinta assiale al crescere della portata. La forma della curva sperimentale presenta notevoli somiglianze con quella del numero di pressione (fig. 4.6). I risultati del modello semplificato risultano circa un terzo rispetto ai valori sperimentali. Tale risultato non è imputabile all'incertezza di misura né a quella numerica. Risulta pertanto evidente che questo approccio di modellazione non è in grado di fornire indicazioni quantitative utili alla stima della spinta assiale, pur presentando un ottimo accordo con i dati sperimentali per quanto riguarda la pendenza della curva.

I risultati del modello iterativo mostrano un migliore accordo con i valori sperimentali. Per i quattro punti di lavoro considerati, gli scarti dal valore medio sperimentale sono di circa +12%, +9.5%, +5.9% e -14%, rispettivamente, in ordine di portata crescente. Il cambio di segno degli scarti indica una diversa dipendenza della spinta assiale dalla portata. Infatti, la curva calcolata presenta una sovrastima della spinta alle basse

portate ma scende più velocemente con la portata rispetto alla curva sperimentale, intersecando quest'ultima per un valore del numero di flusso di circa 0.085. Questo comportamento, opposto a quanto descritto in [Zhou et al., 2013], appare legato a deviazioni sistematiche del modello dall'esperimento.

Queste differenze sono imputate principalmente alle approssimazioni geometriche introdotte durante la definizione del dominio di calcolo. Un'ulteriore causa di discrepanza fra i risultati numerici e sperimentali è attribuibile all'imposizione di un flusso uniforme sulle sezioni "FUGA 1" e "FUGA 2" del modello. Anche l'errata valutazione delle portate di fuga può essere considerata fra le cause. A tal riguardo, il buon accordo con i dati sperimentali ottenuto per il calcolo delle prestazioni e della potenza dello stadio (fig. 4.6) suggerisce che la stima delle portate di fuga sia molto prossima ai valori reali. Va tuttavia osservato che il confronto fra i risultati dei due approcci di modellazione evidenzia la forte dipendenza della spinta assiale dalle portate di fuga. A parità di portata totale nella girante, infatti, la spinta assiale calcolata con il metodo iterativo risulta circa 4 volte superiore rispetto al valore ottenuto con il metodo semplificato. Pertanto, l'influenza che le portate di fuga esercitano sulla spinta assiale è molto più significativa di quella che le stesse esercitano sulle prestazioni e sulla potenza assorbita (fig. 4.6). Questa forte dipendenza è dovuta al fatto che la spinta netta sulla girante dipende essenzialmente da piccole differenze nelle distribuzioni della pressione sulle facce esterne dei dischi della girante [Gulich, 2008].

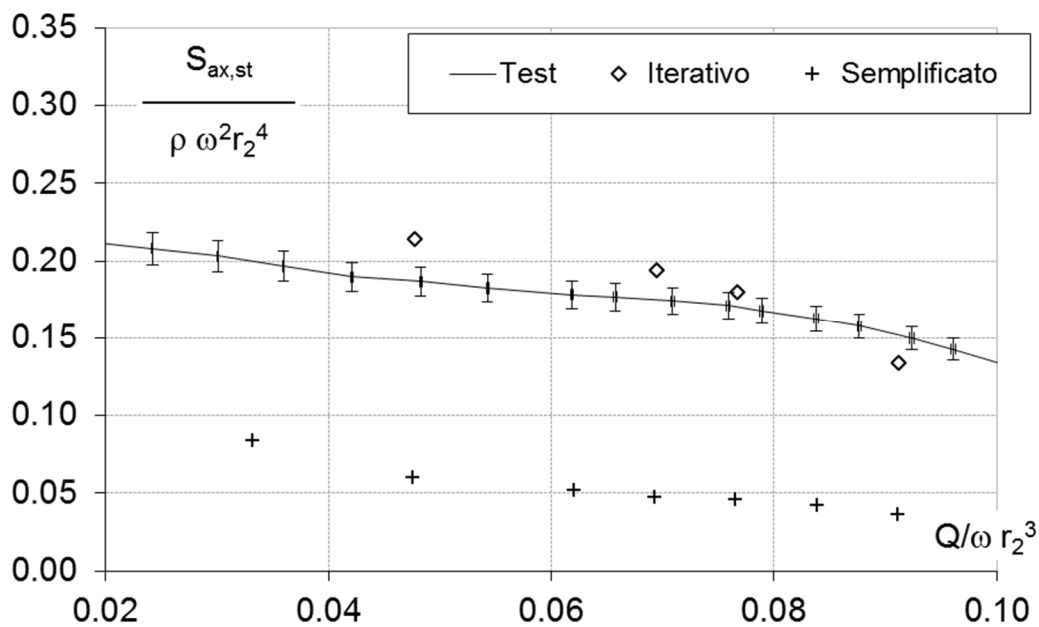


Fig. 4.8: Numero adimensionale di spinta assiale per stadio in funzione del numero di flusso. Risultati del modello semplificato (croci), del modello iterativo (indicatori vuoti) e del test (linea continua). L'incertezza di misura è rappresentata per mezzo delle barre d'errore.

Questi risultati indicano anche che la riduzione delle portate di fuga, perseguibile mediante un miglioramento delle caratteristiche delle tenute, consente un'importante diminuzione della spinta assiale.

Il modello considerato in questo studio mostra un'accuratezza leggermente inferiore rispetto a quella del modello descritto in [Zhou et al., 2013]. Si osserva che quest'ultimo presenta, rispetto a questo lavoro, sia una maggiore fedeltà geometrica (minori semplificazioni) che delle dimensioni dei volumi ai lati della girante molto più contenute. Questo può aver influenzato la qualità del calcolo della fluidodinamica nei volumi ai lati della girante.

Per una migliore comprensione dei risultati sono stati confrontati i campi di velocità e pressione calcolati mediante i due modelli per le condizioni operative nominali (numero di flusso pari a circa 0.7). La fig. 4.9 mostra una sezione meridiana della camera anulare e dei volumi circostanti la girante. L'asse della macchina è sul lato sinistro della figura. I canali di ritorno e della girante sono omessi (la sezione d'uscita della girante è indicata mediante un rettangolo rosso). In figura sono rappresentate le mappe di pressione statica

(mediante campiture di colore) ed i vettori di velocità (proiettati sul piano meridiano). La sezione in alto della figura si riferisce al modello semplificato, quella in basso al modello iterativo. I vettori di velocità normali al contorno permettono di individuare l'uscita della girante (in corrispondenza del rettangolo rosso) e l'ingresso dei canali di ritorno (nella parte inferiore della sezione).

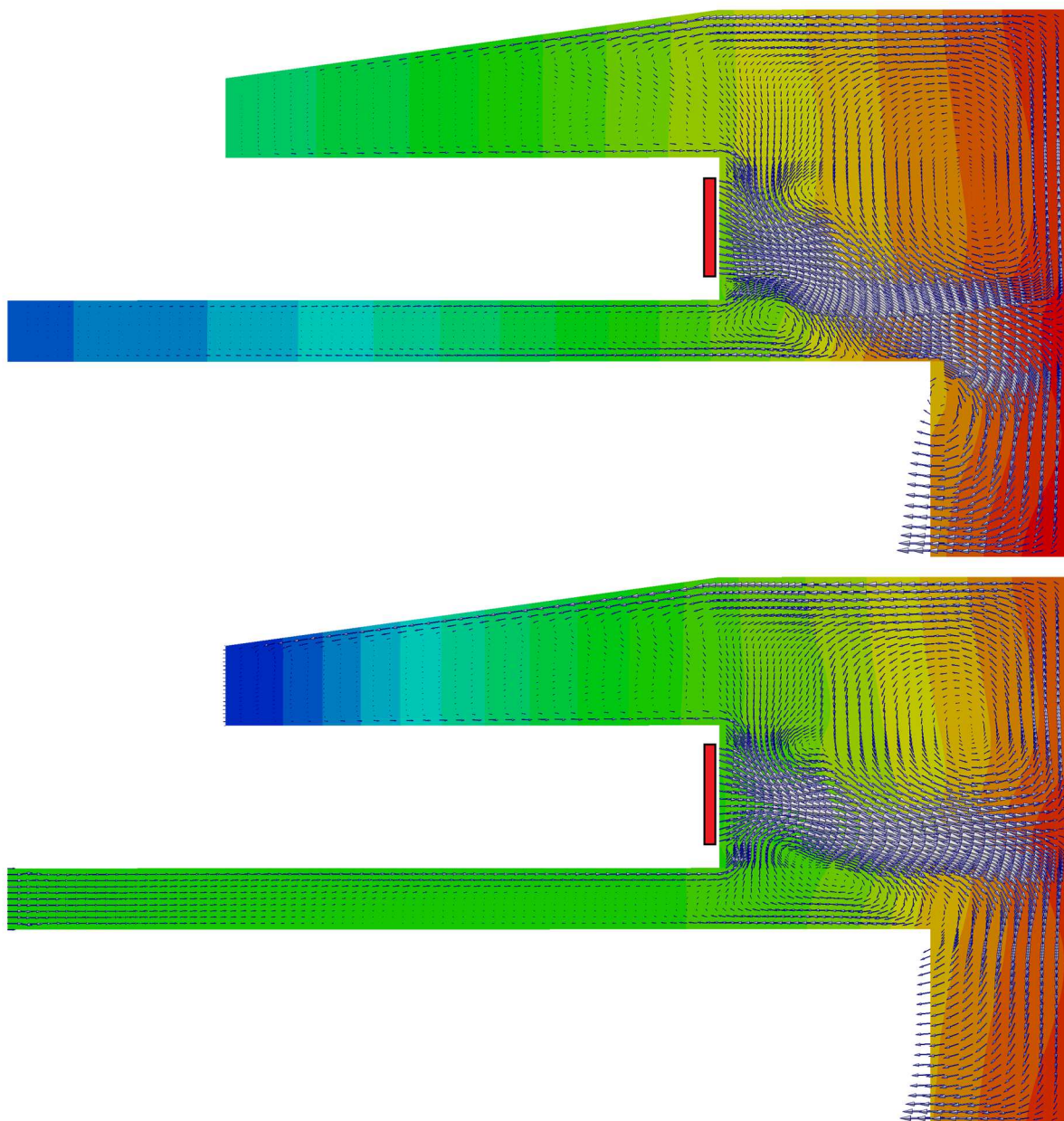


Fig. 4.9: campi di velocità e di pressione statica nella camera anulare e nei volumi circostanti la girante, rappresentati su una sezione meridiana. In alto: modello semplificato; in basso: modello iterativo. L'asse della macchina è a sinistra, in figura. Il rettangolo rosso individua la sezione di uscita della girante.

Per quanto riguarda la fluidodinamica in assenza delle perdite volumetriche, si evidenzia la presenza di un esteso vortice di ricircolo che occupa buona parte della camera anulare. Un secondo vortice, più piccolo, si sviluppa all'uscita della girante, alla quota assiale compresa fra il disco di base della girante e la parete fissa ad esso affacciata. Il flusso uscente dalla girante si inserisce fra questi due vortici, dirigendosi verso i canali di ritorno in direzione mista radiale-assiale. Prima di invertire la propria direzione radiale e imboccare i canali di ritorno, il flusso interagisce con la superficie della parete fissa che delimita superiormente i canali di ritorno stessi. All'ingresso dei canali di ritorno si osserva un vortice che occupa la parte superiore (circa il 25%) della

sezione. Per quanto riguarda i volumi attorno alla girante, si osservano le tipiche strutture descritte in letteratura per questi volumi ([Dayli & Nece], [Gulich, 2003]). Il campo di pressione statica mostra che:

- a) la pressione assume indicativamente lo stesso valore nei due volumi in corrispondenza del raggio massimo dei dischi;
- b) nel volume superiore la pressione diminuisce con il raggio molto più lentamente di quanto avvenga nel volume inferiore;
- c) il valore minimo della pressione è raggiunto in corrispondenza del raggio minimo nel volume inferiore. In particolare, la zona sottostante il volume di ingresso della girante, che fornisce il principale contributo alla spinta assiale, è sottoposta a valori di pressione inferiori a quelli osservati in tutto il resto della figura.

Considerando ora i risultati del modello iterativo (parte inferiore della figura) si osserva una notevole interazione dei flussi di fuga con il flusso medio. Il flusso uscente dal volume posto sotto il disco di base della girante “spinge” il vortice osservato per il caso precedente verso il centro della camera anulare e lo estende fino alla quota radiale della sezione di ingresso dei canali di ritorno. Di conseguenza, il flusso medio dall’uscita della girante è costretto a procedere in direzione principalmente radiale fino alla sezione di collegamento con i canali di ritorno. All’ingresso dei canali di ritorno non si osserva alcun vortice. Il flusso principale, inoltre, “comprime” il vortice presente nella parte superiore della camera anulare, riducendone l’estensione rispetto al caso precedente. A ridosso della parete superiore dello stadio si osserva un incremento di velocità rispetto al caso precedente, dovuto al passaggio della portata di fuga della girante che si somma a quella che ricircola nella camera anulare. Per quanto riguarda il volume sotto al disco di base della girante, si osserva che l’imposizione della portata di fuga nella forma di un flusso uniforme sulla sezione “FUGA 2” genera un fronte che avanza con profilo di velocità radiale uniforme su tutta l’altezza del volume considerato fino a circa metà dell’estensione radiale dello stesso. Il flusso quindi si sposta verso il disco di base della girante, andando ad incrementare la velocità a ridosso dello stesso rispetto al caso precedente. Di conseguenza, la tipica struttura di moto descritta in letteratura per gli esperimenti su dischi isolati non si sviluppa completamente ed è relegata nella metà più esterna di questo volume.

Per quanto riguarda il campo di pressione statica, si osservano caratteristiche opposte a quelle descritte in precedenza. Infatti:

- a) la pressione diminuisce molto rapidamente con il raggio nel volume superiore. Nel volume inferiore rimane essenzialmente costante. Quest’ultima considerazione trova una corrispondenza nei dati riportati in [Della Gatta et al.];
- b) Il valore minimo della pressione è raggiunto al raggio più interno del volume superiore.

Queste differenze chiariscono l’influenza delle portate di fuga sulla spinta assiale. Infatti, a causa della portata di fuga dei canali di ritorno, la pressione che grava sulla regione del disco di base sottostante al volume di ingresso della girante risulta notevolmente incrementata. D’altra parte, la pressione sul disco di copertura della girante, che bilancia la spinta esercitata sul disco di base, diminuisce a seguito dell’introduzione della portata di fuga della girante.

Nel volume sotto al disco di base della girante, l’aumento di pressione ai raggi interni è motivato dalla caduta di pressione necessaria a far fluire la portata di fuga verso l’esterno. Viceversa, nel volume sopra al disco di copertura della girante la pressione deve diminuire al raggio più interno per richiamare la portata di fuga dalla periferia.

Conclusioni

In questo studio è stata analizzata la capacità di previsione della spinta assiale da parte di due modelli di calcolo sviluppati per la stima delle prestazioni dello stadio. I due modelli forniscono risultati molto simili nella stima della prevalenza e della potenza dello stadio. Al contrario, le stime della spinta assiale ottenute con i due modelli risultano notevolmente differenti fra loro. In particolare, le stime del modello semplificato risultano dell’ordine di un quarto di quelle ottenute col modello iterativo.

Il confronto fra i risultati dei modelli e i dati sperimentali ha messo in luce la forte dipendenza del valore della spinta assiale dalle portate di fuga. L'analisi dei campi di pressione ottenuti dai due modelli ha evidenziato che:

- a) la portata di fuga dei canali di ritorno è responsabile di un incremento di pressione nel volume compreso fra disco di base e pareti fisse, in particolare sulla regione del disco di base sottostante al volume di ingresso della girante.
- b) La portata di fuga della girante causa una riduzione della pressione sul disco di copertura della girante.

L'effetto congiunto di questi due contributi produce un aumento della spinta assiale pari a circa 4 volte, nel caso in esame.

Le previsioni della spinta assiale date dal modello semplificato risultano essere inutilizzabili ai fini progettuali. I valori previsti sono circa 3.5 volte inferiori rispetto a quelli misurati. Al contrario, le previsioni del modello iterativo ricadono entro il +/- 14% del valore misurato per i punti di lavoro considerati. Quest'ultimo non prevede accuratamente la dipendenza della spinta assiale dalla portata. Infatti, a portate inferiori a quella nominale il modello sovrastima la spinta assiale, mentre a portate superiori la sottostima. Parte di questa discrepanza è attribuita alle approssimazioni geometriche considerate nel modello. L'accuratezza dei risultati così ottenuti è sufficiente, in molti casi, per fornire delle indicazioni utili in fase progettuale. D'altra parte, la valutazione di possibili miglioramenti alla procedura proposta risulta tuttora aperta.

Capitolo 5:

Perdite fluidodinamiche in stadi dal design compatto

Nel progetto e nell'analisi prestazionale di uno stadio risulta interessante conoscere il valore caratteristico di alcune voci di perdita, al fine di poterne stimare l'incidenza sul comportamento della macchina. In tal senso, la letteratura porge un'ampia prospettiva in merito i meccanismi di perdita tipicamente incontrati in pompe dal design tradizionale. Al contrario, le informazioni riguardanti un design meno consueto, quale quello compatto, sono completamente assenti o quasi.

Questo capito mira a colmare parzialmente la carenza di letteratura ricavando le informazioni in oggetto dall'analisi di simulazioni fluidodinamiche realizzate su diverse geometrie di stadi compatti. In dettaglio, le voci di perdita considerate sono, in ordine di trattazione, quella nella camera anulare e quella nei canali di ritorno. Il capitolo propone dapprima un'introduzione riguardo le geometrie ed i meccanismi di perdita considerati, quindi la presentazione della metodologia di lavoro. Seguono la presentazione e l'analisi dei risultati, per concludere con le indicazioni utili allo sviluppo di progetti futuri.

Introduzione

Il frequente utilizzo di stadi dal design compatto nell'ambito di realizzazioni multistadio in lamiera stampata e saldata impone di sviluppare una conoscenza specifica riguardo i meccanismi di perdita che si verificano a causa delle particolarità di questo design.

La principale differenza fra questo design e le geometrie tradizionali risiede nella qualità della diffusione che avviene a valle della girante (secondo [Pedersen et al.], infatti, la fluidodinamica della girante non differisce significativamente nei due casi). Geometricamente, il design compatto si caratterizza per la presenza di una camera anulare che raccoglie il fluido all'uscita della girante e di canali di ritorno, alimentati dalla medesima camera anulare, che conducono allo stadio successivo. Tale camera presenta dimensioni relativamente importanti. Questo tipo di realizzazione non trova somiglianza in altre tipologie di pompe rotodinamiche. In prima approssimazione, questa geometria può essere paragonata a quella di stadi di compressore radiale con diffusore non palettato e canali di ritorno. Tuttavia, i rapporti esistenti fra i principali parametri geometrici delle due realizzazioni (quali, ad esempio, il rapporto fra diametro massimo dello stadio e diametro massimo della girante, il rapporto fra l'altezza della camera anulare/diffusore non palettato e quella della girante, la curvatura della sezione meridiana del canale) sono tali da rendere inutilizzabile la letteratura riguardante questi ultimi per la stima delle perdite in oggetto.

D'altro canto, la letteratura relativa a macchine dal design compatto può essere suddivisa in due filoni principali: il primo si concentra principalmente sull'analisi ed il progetto della girante ([Pedersen et al.], [Byskov et al.], [Zhou et al., 2013]); il secondo sulla geometria ed il funzionamento dei canali di ritorno ([Zhou et al., 2012], [Zhang et al.], [Rockawsky & Hellmann], [Lee et al.]). Le soluzioni geometriche considerate nella quasi totalità di questi lavori sono, peraltro, adatte a realizzazioni per fusione o per stampaggio ad iniezione, ma poco indicate per realizzazioni in lamiera stampata e saldata. Fa eccezione [Lee et al.], in cui è stata studiata la geometria di canali di ritorno delimitati da palettatura a semplice curvatura, che ben si presta alla tecnologia considerata in questo lavoro. Gli autori hanno confrontato, per via numerica, 6 diverse soluzioni geometriche. I risultati migliori in termini di prestazioni ed efficienza dello stadio sono stati ottenuti con palettature caratterizzate da una bassa solidità e una lunghezza della corda relativamente corta. I dati presentati dagli autori non consentono tuttavia di ricavare le caratteristiche dei canali di ritorno isolati.

L'analisi della letteratura, dunque, mette in luce la mancanza di elementi utili alla stima delle perdite fluidodinamiche che avvengono nella camera anulare per la tipologia costruttiva considerata. Per sopperire

a questa lacuna, l'entità di queste perdite è stata stimata sulla base dei risultati di simulazioni numeriche effettuate su diverse geometrie dello stadio.

Un ulteriore elemento caratteristico del design in oggetto è la presenza dei canali di ritorno. Questi organi influenzano le prestazioni della macchina (e, di conseguenza, il suo rendimento) per effetto delle dissipazioni che si verificano nel loro attraversamento e dell'efficienza con cui questi convertono la pressione dinamica in pressione statica. I canali di ritorno sono interessati da un flusso radiale centripeto. Il fluido arriva al loro ingresso dalla camera anulare, dotato di una rilevante componente tangenziale di velocità. Idealmente, lungo i medesimi canali la velocità tangenziale viene annullata via via che il flusso è deflesso dalle condizioni di ingresso ad una direzione puramente radiale. All'uscita dei canali di ritorno la direzione del flusso ruota di 90° nel piano meridiano, per diventare puramente assiale. In questo modo, ciascuno stadio è soggetto alle medesime condizioni di flusso al proprio ingresso. Questa condizione ideale è ricercata per garantire che ciascuno stadio presenti il medesimo campo di moto e fornisca lo stesso lavoro specifico. A margine di questo, l'annullamento della componente tangenziale della velocità dovrebbe tradursi in un recupero della corrispondente pressione dinamica in pressione statica.

Si osserva che i canali di ritorno sono soggetti ad un elevato carico fluidodinamico, in quanto sono caratterizzati da:

- a) flusso centripeto, che comporta un incremento di velocità tangenziale del flusso libero (cioè in assenza di pale) a causa della conservazione del momento della quantità di moto. Inoltre, poiché per ragioni costruttive spesso i canali hanno altezza costante, la direzione centripeta del deflusso determina una progressiva riduzione della sezione meridiana del canale ed un aumento della componente radiale della velocità.
- b) Diametro poco superiore o uguale a quello della girante, per consentire la compattezza del design. Questo fatto non permette di sfruttare la naturale riduzione della velocità tangenziale che si otterrebbe per la conservazione della quantità di moto angolare al crescere della posizione radiale.
- c) Assenza di un tratto di diffusore palettato a flusso centrifugo all'uscita della girante, come avviene in design tradizionali. Pertanto, tutta la diffusione deve avvenire nei canali di ritorno.

Ne consegue che il funzionamento reale dei canali di ritorno può differire anche significativamente da quello ideale. In particolare, la velocità tangenziale è solo parzialmente ridotta ed il recupero di pressione statica ottenuto dalla riduzione è modesto. In [Zhou et al., 2013] è stato studiato numericamente un design dello stadio avente i canali di ritorno costruiti con palettature cilindriche (bidimensionali). I dati presentati permettono di stimare un recupero di pressione dinamica dell'ordine del 20-25%, alla portata di massimo rendimento dello stadio. Per contro, i risultati riportati in [Zhang et al.] mostrano una sostanziale costanza della pressione statica lungo i canali di ritorno alla portata nominale. Al contrario, da [Lee et al.] è possibile stimare un recupero di pressione nei canali di ritorno indicativamente fino al 50% circa per alcune delle geometrie considerate. Non si conosce ulteriore letteratura che permetta di stimare l'entità del recupero nei canali di ritorno né la perdita di pressione totale attraverso i medesimi. Ad oggi, infatti, questo tipo di stadi sono stati sviluppati principalmente in ambito industriale ed hanno ricevuto scarsa attenzione da parte del mondo accademico. Le pubblicazioni in materia sono dunque esigue. Per sopperire a questa carenza, nel seguito vengono presentati i dati ottenuti mediante l'analisi delle simulazioni numeriche di stadi compatti di diversa geometria.

Metodologia

In dettaglio, 5 diverse geometrie di stadi radiali sono state analizzate. Le geometrie differiscono per la combinazione dei rapporti fra i parametri geometrici caratteristici dello stadio e per il numero tipo. La fig. 5.1 evidenzia questi parametri in una rappresentazione schematica dello stadio, mentre la tabella 5.1 riporta i corrispondenti valori. Le combinazioni analizzate in questo studio sono rappresentative della variabilità tipicamente riscontrabile nelle realizzazioni industriali.

Fra i rapporti geometrici caratteristici dello stadio, due risultano di maggiore interesse nell'analisi seguente. Il primo, che verrà indicato nel seguito come "Rapporto Geometrico di Espansione" (GER), consta nel rapporto fra l'altezza palare all'uscita della girante (b_2) e l'altezza dello stadio (h_{st}), secondo l'eq. 5.1. Questo rapporto rappresenta concettualmente l'equivalente del rapporto fra le aree di ingresso e di uscita in un condotto a sezione variabile.

Il secondo, denominato "Distanza Assiale Relativa" (RAD), presenta a numeratore la distanza assiale media fra canali palari e canali di ritorno (Δz) e a denominatore il diametro della girante (D_2). Si veda l'eq. 5.2. Come osservato più estesamente in [Fontana, 2017 (1)] (riportato al termine del presente capitolo), questo rapporto ha una duplice interpretazione fisica: quella di lunghezza relativa della traiettoria del fluido all'interno della camera anulare e quella di curvatura della stessa nel piano meridiano.

$$GER = b_2/h_{st} \quad \text{eq. 5.1}$$

$$RAD = \Delta z/D_2 \quad \text{eq. 5.2}$$

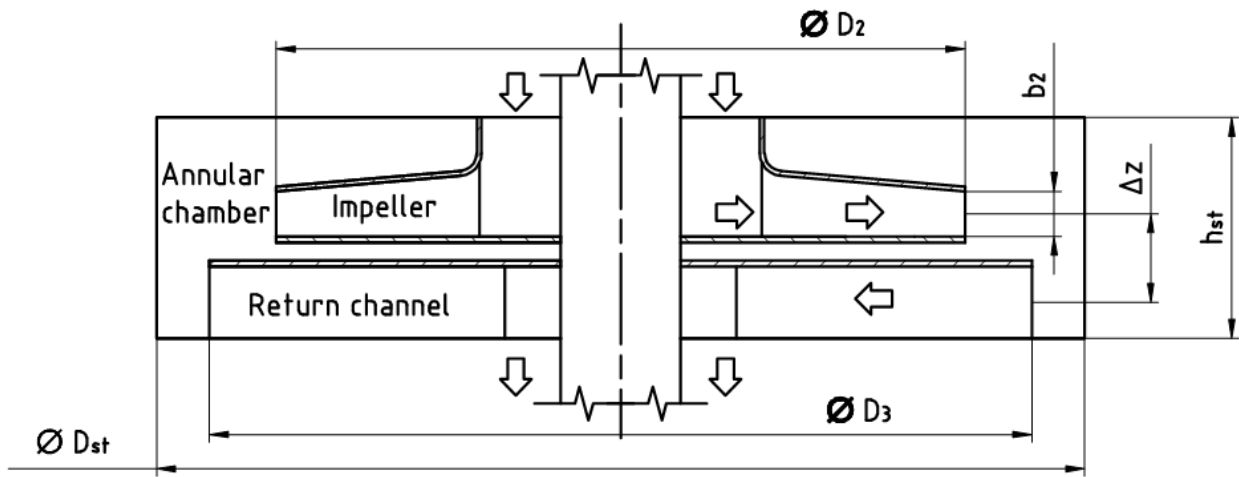


Fig. 5.1: Rappresentazione schematica dei parametri geometrici dello stadio

Case study	D_3/D_2	D_{st}/D_2	$\Delta z/D_2$	h_{st}/D_2	b_2/h_{st}
C1	1.24	1.40	0.086	0.26	0.10
C3	1.24	1.40	0.121	0.26	0.17
C4	1.20	1.35	0.096	0.18	0.12
C6	1.24	1.40	0.135	0.31	0.19
C9	1.19	1.35	0.129	0.32	0.20

Tabella 5.1: Identificazione delle geometrie analizzate e relativi parametri geometrici dello stadio

Le simulazioni sono state effettuate secondo la strategia di modellazione proposta nel capitolo 2 e validata per confronto fra le curve caratteristiche calcolate e rilevate sperimentalmente per tre delle geometrie considerate (la C3, la C6 e la C9, si veda il capitolo 4). I risultati delle simulazioni sono stati analizzati per stimare i valori medi di pressione statica e totale all'uscita della girante (sezione 2), all'ingresso dei canali di ritorno (sezione 3) e all'uscita dello stadio (sezione 4). Con queste grandezze è stato definito un coefficiente di perdita adimensionale che esprime la caduta di pressione totale fra le sezioni 2 e 3 in funzione della pressione dinamica all'uscita della girante (perdite nella camera anulare), secondo l'eq. 5.3. Inoltre, per tre geometrie (C3, C6 e C9) sono stati stimati i coefficienti di caduta di pressione totale/totale (eq. 5.4), totale/statica (eq. 5.5) e il rendimento di diffusione dei canali di ritorno η_{RC} (eq. 5.6) al variare delle condizioni operative.

$$\zeta_{\text{camera anulare}}: \frac{(p_{tot,2} - p_{tot,3})}{p_{din,2}} \quad \text{eq. 5.3}$$

$$\zeta_{RC \text{ totale/totale}}: \frac{(p_{tot,3} - p_{tot,4})}{p_{din,3}} \quad \text{eq. 5.4}$$

$$\zeta_{RC \text{ totale/statica}}: \frac{(p_{tot,3} - p_{st,4})}{p_{din,3}} \quad \text{eq. 5.5}$$

$$\eta_{RC}: \frac{(p_{st,4} - p_{st,3})}{p_{din,3}} \quad \text{eq. 5.6}$$

Il primo coefficiente rappresenta il rapporto fra la differenza di pressione totale alle sezioni 3 e 4 e la pressione dinamica in 3; il secondo considera la sola componente statica all'uscita dello stadio anziché la pressione totale.

Infine, le prestazioni globali degli organi fissi (camera anulare e canali di ritorno) sono state valutate per mezzo del coefficiente di perdita globale, definito dall'eq. 5.7.

$$\zeta = \frac{(p_{tot,2} - p_{st,4})}{p_{din,2}} \quad \text{eq. 5.7}$$

Risultati

Il coefficiente di perdita nella camera anulare è rappresentato in funzione del quadrato del *loading factor* in fig. 5.2. Si osserva una marcata dipendenza del coefficiente medesimo da questo parametro operativo. Questa dipendenza, caratterizzata dalla presenza di un minimo nella zona di progetto, è qualitativamente la medesima per 4 delle 5 serie considerate. La quinta si discosta parzialmente dalle precedenti, presentando una ulteriore diminuzione al diminuire della portata, in una zona marginale del campo di lavoro di interesse. Il valore minimo del coefficiente di perdita è compreso fra 20 e 25% della pressione dinamica per le configurazioni più favorevoli.

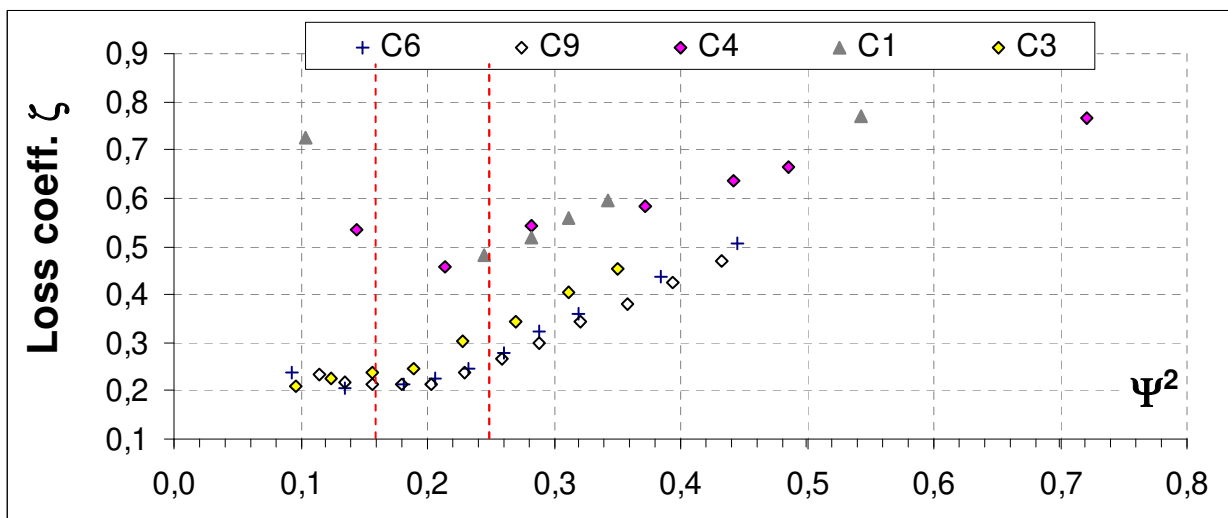


Fig. 5.2: Dipendenza del coefficiente di perdita nella camera anulare dal quadrato del *loading factor*. Risultati delle simulazioni numeriche.

L'analisi dei risultati mostra che il valore del coefficiente di perdita dipende dalla geometria, oltre che dalle condizioni operative. Si evidenzia che i dati ottenuti per diverse geometrie si raccolgono in due gruppi, in relazione al valore del GER. In particolare si presentano due diversi valori di minimo del coefficiente di perdita. L'effetto del GER è considerato in fig. 5.3. Questa mostra che, moltiplicando il valore del coefficiente di perdita per una funzione del GER, è possibile raggruppare i minimi di tutte le serie entro una banda di ampiezza +/- 15%. In fig. 5.4 l'ascissa del precedente grafico è stata scalata rispetto ad una funzione del RAD;

in questo modo gli andamenti delle 5 serie di dati si condensano attorno alla curva media descritta dall'eq. 5.7.

$$y = -461.8 x^3 + 69.72 x^2 - 2.569 x + 5.590E - 2 \quad \text{eq. 5.7}$$

Con $x = \psi^2 \text{ RAD}^{0.9}$ e $y = \zeta \text{ GER}^{1.25}$.

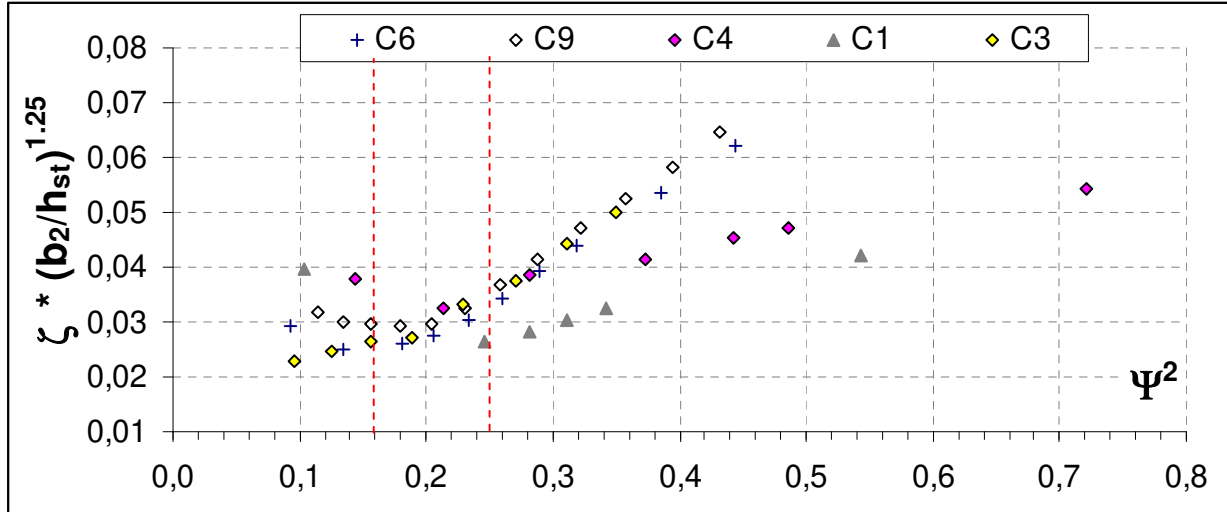


Fig. 5.3: prodotto fra ζ e la potenza 1.25 del GER in funzione del quadrato del *loading factor*. Risultati del modello numerico. Le linee verticali individuano la regione in cui si osservano in minimi.

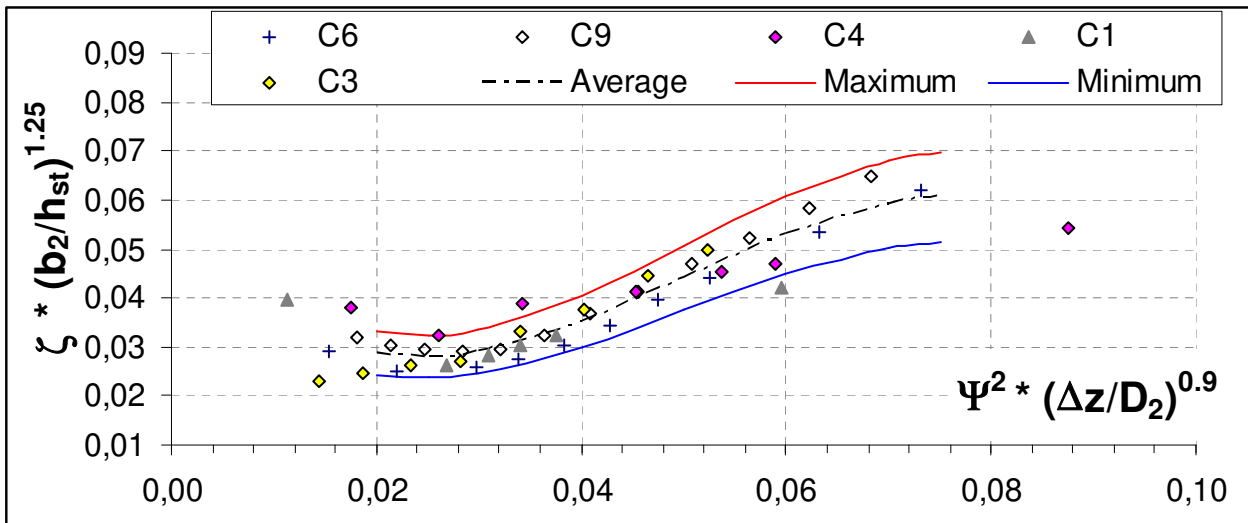


Fig. 5.4: prodotto fra ζ e la potenza 1.25 del GER in funzione del prodotto fra il quadrato del *loading factor* e la potenza 0.9 del RAD. Risultati del modello numerico. Le linee continue rappresentano la banda di ampiezza +/- 15% attorno al valore stimato dalla curva di regressione (linea a tratti).

Questa rappresentazione indica che i due parametri geometrici ed il *loading factor* sono sufficienti per stimare l'andamento del coefficiente di perdita nella zona di lavoro di interesse per diverse geometrie.

Fisicamente, la dipendenza del coefficiente di perdita dal GER viene interpretata in analogia al comportamento di un flusso confinato soggetto ad una brusca variazione di sezione. La dipendenza dal RAD, invece, si ritiene legata alla concomitanza di voci di perdita associate alla velocità tangenziale del fluido (in primis, l'attrito con le pareti della camera anulare e lo scambio di quantità di moto con il fluido ricircolante nello stadio) e quelle legate alla componente meridiana della velocità (in particolare, la perdita dovuta al cambio di direzione che avviene fra le sezioni 2 e 3).

Una trattazione più estesa è presentata in [Fontana, 2017 (1)] (si veda la fine del capitolo).

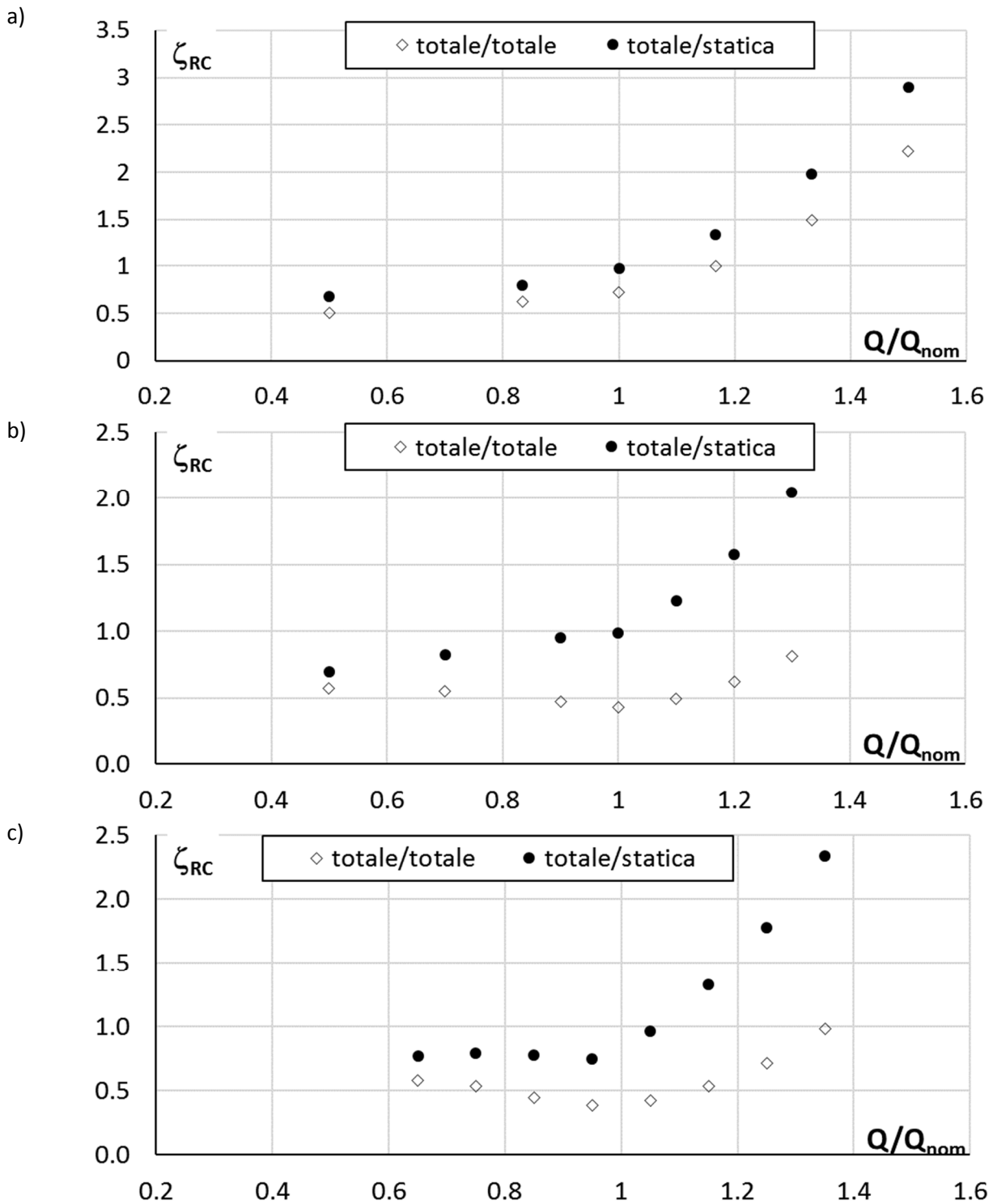


Fig. 5.5: Coefficienti di caduta di pressione totale/totale (indicatori vuoti) e totale/statica (indicatori pieni) nei canali di ritorno, in funzione della portata relativa. a) stadio C3; b) stadio C6; c) stadio C9.

Per quanto riguarda i canali di ritorno, la fig. 5.5 rappresenta i valori dei coefficienti di caduta di pressione totale/totale (indicatori vuoti) e totale/statica (indicatori pieni) attraverso l'organo in questione, nelle tre geometrie considerate. In ascissa è riportato il rapporto fra la portata totale che attraversa i canali di ritorno ed il valore di progetto dello stadio (definito nel seguito *portata relativa*). Si osserva che, per le serie C6 e C9 (fig. 5.5-b e 5.5-c), la caduta di pressione totale/totale mostra andamenti simili. In particolare, si osserva un minimo in prossimità della portata di progetto, ad un valore di circa il 45% della pressione dinamica. Diminuendo la portata si ha una lieve crescita seguita da un plateau, a valori attorno al 60%. Per portate

maggiori di quella di progetto, invece, si osserva una crescita stabile e marcata, che porta a raggiungere e superare l'unità. Nel caso C3 (fig. 5.5-a) si osservano delle caratteristiche simili, tuttavia la condizione di minimo non è raggiunta poiché la curva scende con pendenza sempre meno accentuata riducendo la portata fino al minimo valore analizzato.

Con riferimento alla caduta di pressione totale/statica (indicatori pieni) si osserva che, per le tre geometrie, in prossimità del punto di progetto il valore del coefficiente è unitario, cioè l'intera componente di pressione dinamica all'ingresso dei canali di ritorno è dissipata. Al crescere della portata si ha un deciso incremento della frazione dissipata. A portate inferiori a quella di progetto il comportamento non è univoco nei tre casi. Si osserva una continua lenta decrescita nel caso C3 (fig. 5.5-a), un plateau seguito da una diminuzione nel caso C6 (fig. 5.5-b) ed infine una sostanziale costanza del valore nel caso C9 (fig. 5.5-c). Per tutte le geometrie, tuttavia, la dipendenza dalla portata è modesta in questa regione. In nessun caso il coefficiente di perdita scende al di sotto del 65%.

Il confronto fra i due coefficienti di perdita suggerisce che la diminuzione di pressione statica nei canali di ritorno è legata in parte alle perdite fluidodinamiche che si verificano nei canali stessi, in parte all'accelerazione della corrente. Infatti, nel caso in cui la pressione dinamica nella sezione 4 fosse trascurabile, la riduzione della pressione statica sarebbe dovuta esclusivamente alle perdite nei canali e le due curve coinciderebbero. Al contrario, la figura mostra che la pressione dinamica all'uscita dei canali di ritorno non è trascurabile e cresce con la portata.

In relazione al recupero di pressione ottenuto attraverso i canali di ritorno, il grafico di fig. 5.6 mostra il rendimento di diffusione η_{RC} (eq. 5.6) in funzione della *portata relativa*. Il rendimento così definito rappresenta la frazione della pressione dinamica disponibile all'ingresso del canale di ritorno che viene convertita in pressione statica. I valori negativi indicano una diminuzione di pressione statica attraverso i canali di ritorno.

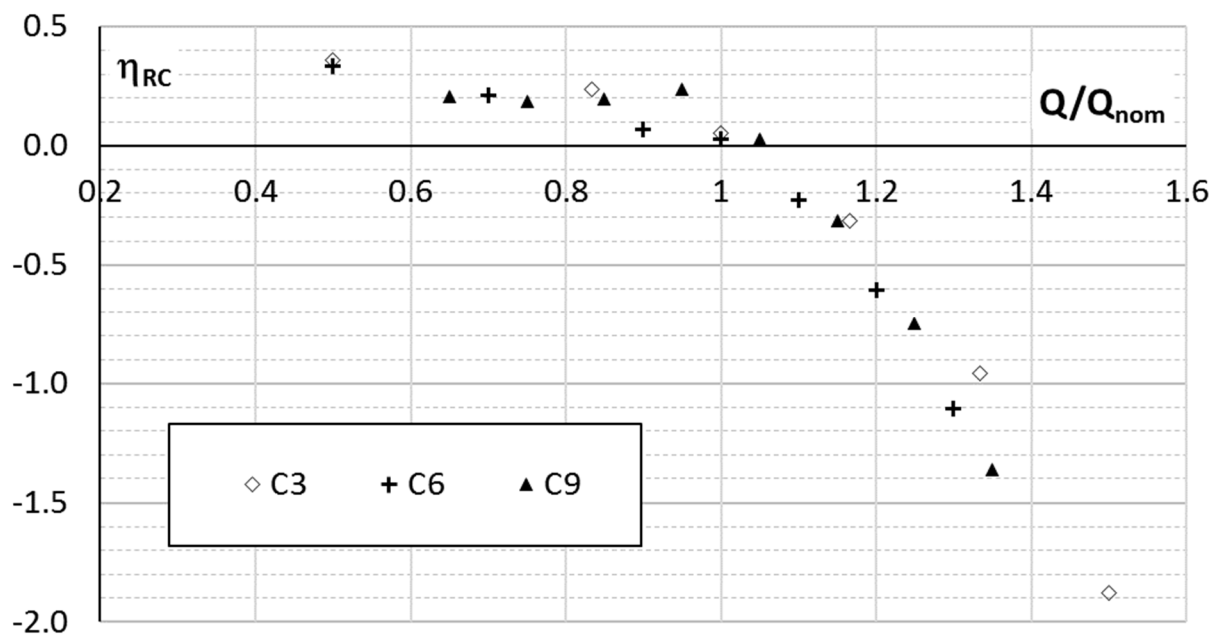


Fig. 5.6: rendimento di diffusione nei canali di ritorno in funzione della portata, adimensionalizzata rispetto alla portata di progetto. Casi C3, C6 e C9

È interessante osservare che le tre curve presentano un comportamento simile, caratterizzato da una lenta decrescita spostandosi dalla minima portata analizzata verso quella di progetto, seguita da un evidente cambio di pendenza in prossimità del valore unitario dell'ascissa e da una discesa più sostenuta a destra di questo. L'annullamento del rendimento si verifica in tutti i casi in prossimità della portata di progetto. In questo punto i canali di ritorno non operano alcuna conversione della pressione dinamica in pressione statica. Trascurando la pressione dinamica residua all'uscita dello stadio nel computo dell'energia specifica, in questo

punto di lavoro i canali di ritorno hanno comportamento neutrale sul rendimento dello stadio (tuttavia, la loro presenza è fondamentale per preservare lo scambio di energia nella girante dello stadio successivo). Il valore massimo di rendimento calcolato è di circa il 35%, mentre in una porzione rilevante del campo di lavoro il rendimento è prossimo al 20%.

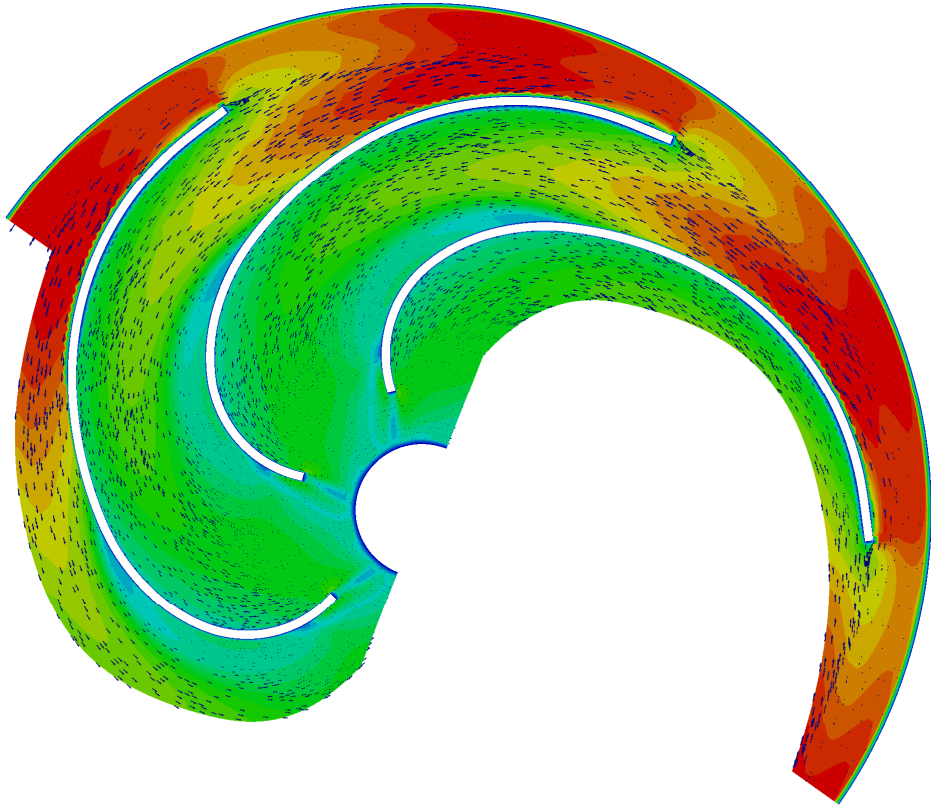
Si conclude dunque che il recupero di pressione statica realizzato nei canali di ritorno è poco sensibile alle condizioni operative (in particolare, all'angolo di ingresso) al di sotto della portata a cui si annulla. Al contrario, una volta superata tale portata, l'efficienza di recupero dipende fortemente dalle condizioni operative. In questa zona del campo di lavoro la caduta di pressione statica raggiunge rapidamente e supera il valore della pressione dinamica all'ingresso dei canali di ritorno. Un comportamento qualitativamente simile, anche se con valori di rendimento di diffusione e portata di annullamento più favorevoli, è riportato in [Gulich, 2008] per i diffusori a flusso radiale centrifugo di due diversi stadi dal design tradizionale.

Si osserva che la componente tangenziale di velocità all'uscita dello stadio non è un effetto utile per l'utilizzatore e può essere riconvertita in pressione statica solo mediante una diffusione incontrollata, tipicamente soggetta ad elevate dissipazioni. Nel caso degli stadi intermedi, inoltre, questa componente è anche controproducente, perché riduce lo scambio di energia nello stadio successivo [Fontana & Masi]. A sua volta, la componente meridiana (assiale) della velocità è utile solo nella misura del valore medio che si avrebbe con un flusso uniforme (ogni eccesso dovrebbe essere riconvertito per diffusione, con elevate perdite). Pertanto, per valutare la qualità del design la pressione dinamica all'uscita dello stadio può essere completamente trascurata nel bilancio energetico dello stadio. Di conseguenza, l'obiettivo di progetto dei canali di ritorno risulta essere la massimizzazione del rendimento di diffusione e non la riduzione della caduta di pressione totale. Come già evidenziato in precedenza, il rendimento di diffusione mostra una scarsa dipendenza dalle condizioni operative a portate inferiori a quella di annullamento. Dunque, l'obiettivo del progetto dovrebbe essere lo spostamento della zona di lavoro a rendimento di diffusione costante a cavallo della portata nominale. Può risultare interessante privilegiare le portate inferiori a quest'ultima in quanto caratterizzate da valori della pressione dinamica più elevati e, quindi, da maggior energia recuperabile.

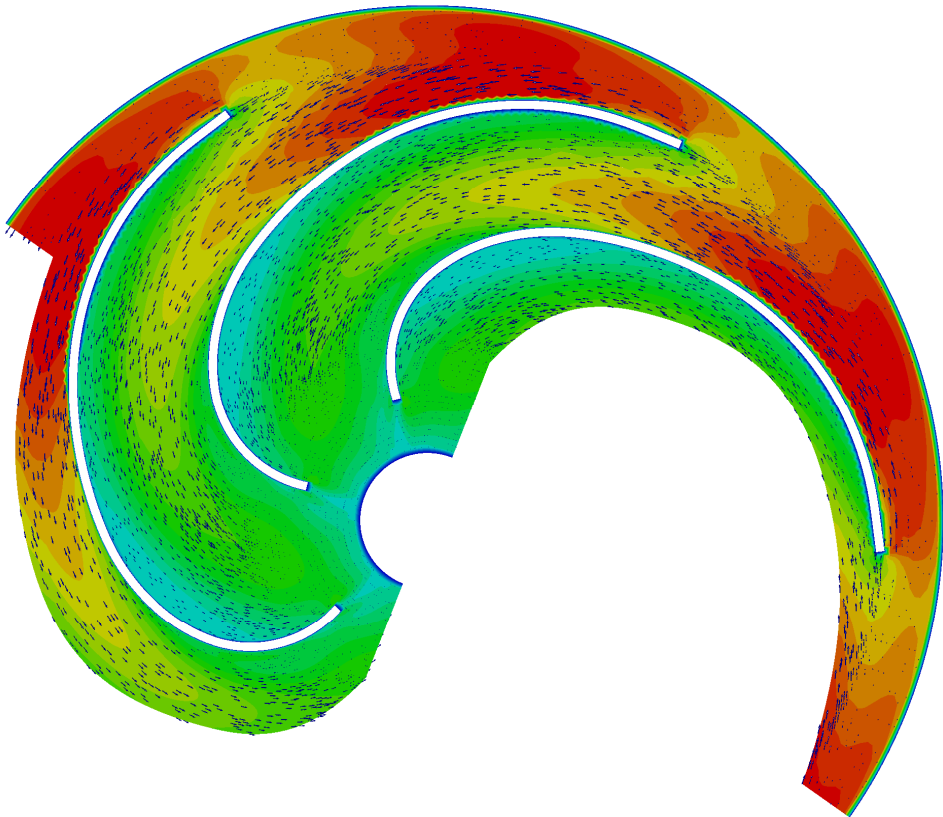
Per migliorare la comprensione del comportamento dei canali di ritorno, si analizzano di seguito le visualizzazioni del campo di moto ottenute per la geometria C9 in tre diverse condizioni operative (fig. 5.7). La figura presenta il campo di velocità in tre canali di ritorno, lungo il piano mediano dei canali stessi, in forma di aree di iso-velocità e vettori. Le condizioni operative corrispondono alle *portate relative* di 0.95, 1.05 e 1.25 il valore di progetto. Si osserva che a portata inferiore a quella di progetto (fig. 5.7-a) è presente un picco di velocità a monte della sezione di gola all'ingresso dei canali di ritorno (cioè la sezione determinata collegando il bordo d'attacco di una pala con la superficie della pala adiacente, perpendicolarmente a quest'ultima). Nella sezione di gola il profilo di velocità è sostanzialmente uniforme ed il valore medio è nettamente inferiore al valore di picco. Pertanto, una significativa decelerazione del flusso avviene a monte della sezione di gola, come evidenziato dalla densità delle iso-velocità. Nel resto del canale di ritorno la velocità subisce una leggera diminuzione e non mostra differenze marcate in direzione normale a quella di moto.

In prossimità della condizione di progetto (fig. 5.7-b), ovvero laddove l'efficienza di recupero si annulla (fig. 5.6), la velocità nella sezione di gola risulta più vicina al valore di picco. Ciò significa che la diffusione a monte della sezione di gola è meno intensa. Inoltre, il profilo normale di velocità nella gola risulta più disuniforme rispetto alla condizione precedente. Incrementando ulteriormente la portata (fig. 5.7-c) si osserva che il flusso accelera a monte della sezione di gola, dando origine ad un'estesa area di alta velocità che occupa buona parte della sezione di gola e si estende molto all'interno del canale. A fianco a questa regione è presente una zona a bassa velocità, aderente all'intradosso della pala. A questa condizione operativa corrisponde un valore di efficienza di recupero fortemente negativo (fig. 5.6).

a)



b)



c)

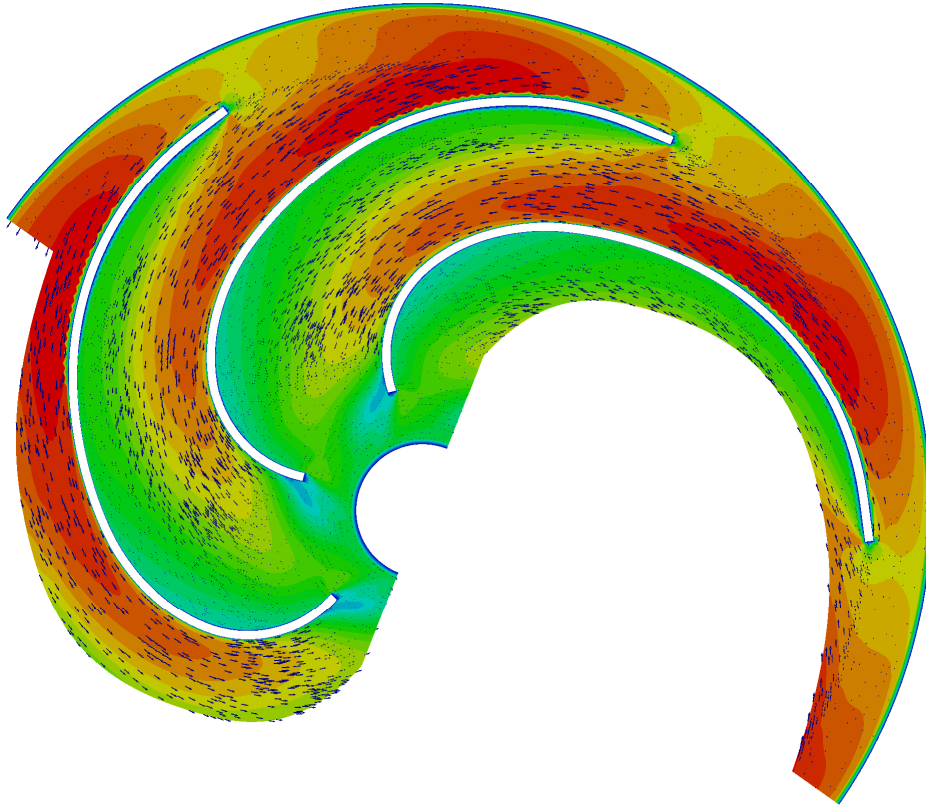


Fig. 5-7: campo di moto in tre canali di ritorno dello stadio C9 alle portate relative di 0.95 (a), 1.05 (b) e 1.25 (c). La sezione mostrata è situata a metà dell'altezza dei canali.

Questo comportamento trova somiglianza in quanto descritto in letteratura per diffusori palettati a flusso radiale centrifugo ([Gulich, 2008], [Eiselle et al.]). La letteratura associa la caduta di rendimento di diffusione alla presenza di una zona di stallo sulla faccia normalmente in pressione della pala (condizione denominata anche "incidenza negativa"), che causa l'accelerazione del flusso fra ingresso del diffusore e sezione di gola e sposta il picco di velocità nella sezione di gola stessa. Nel caso in esame non si osserva una zona di stallo, ma un'estesa area a velocità ridotta (fig. 5.7-c), che provoca un'accelerazione del fluido. Questa accelerazione è sostenuta dalla natura centripeta del deflusso, che si traduce in un progressivo aumento della componente meridiana della velocità. A questo si somma la minore riduzione della componente tangenziale di velocità al crescere della portata (si confronti il capitolo 2), dovuta al maggior carico palare indotto dal crescente flusso di quantità di moto angolare all'ingresso dei canali di ritorno. Questi tre elementi sono responsabili del minor recupero di pressione statica.

A completamento delle analisi presentate, si considera di seguito la perdita energetica complessiva degli organi fissi dello stadio. Secondo quanto già esposto, la pressione dinamica all'uscita dello stadio è trascurata. Pertanto, la perdita considerata è valutata come caduta di pressione totale/statica fra uscita della girante ed uscita dello stadio. Questa perdita è divisa per la pressione dinamica all'uscita della girante, per ottenere il coefficiente globale di caduta di pressione totale/statica, ζ , definito dall'eq. 5.7. A vantaggio di una migliore interpretazione dei risultati, si evidenzia che il complemento ad uno del coefficiente rappresenta il rendimento di diffusione degli organi fissi nel loro complesso.

La fig. 5.8 mostra il valore del coefficiente di perdita globale in funzione della portata relativa per i tre stadi C3, C6 e C9. Si osserva che il comportamento dei tre stadi è molto simile: per portate comprese fra 0.5 ed 1 volta la portata nominale dello stadio il coefficiente di perdita è poco influenzato dalle condizioni operative. Il suo valore oscilla fra 0.7 e 0.8 per le tre geometrie analizzate, corrispondente ad un'efficienza di recupero della pressione dinamica fra 20 e 30%. In prossimità della portata di progetto il valore del coefficiente vale circa 0.8 per tutte le serie. Oltre questa portata, la pendenza della curva aumenta

significativamente e procede con andamento simil-parabolico per tutto il campo di lavoro esaminato. Questo comportamento è qualitativamente simile a quello descritto per i canali di ritorno (si veda la fig. 5.5). Il coefficiente di perdita globale raggiunge il valore unitario a circa 1.2 volte la portata nominale. Ciò significa che, a questa portata, l'intera pressione dinamica presente nella sezione 2 è dissipata. Pertanto, dal punto di vista del bilancio energetico, gli organi fissi risultano neutrali in questa condizione di lavoro. Per le portate superiori, al contrario, gli stessi introducono delle perdite senza fornire alcun recupero diffusivo. Si ricorda che la loro presenza è ugualmente richiesta per ridurre la componente tangenziale di velocità e preservare lo scambio di energia nello stadio seguente.

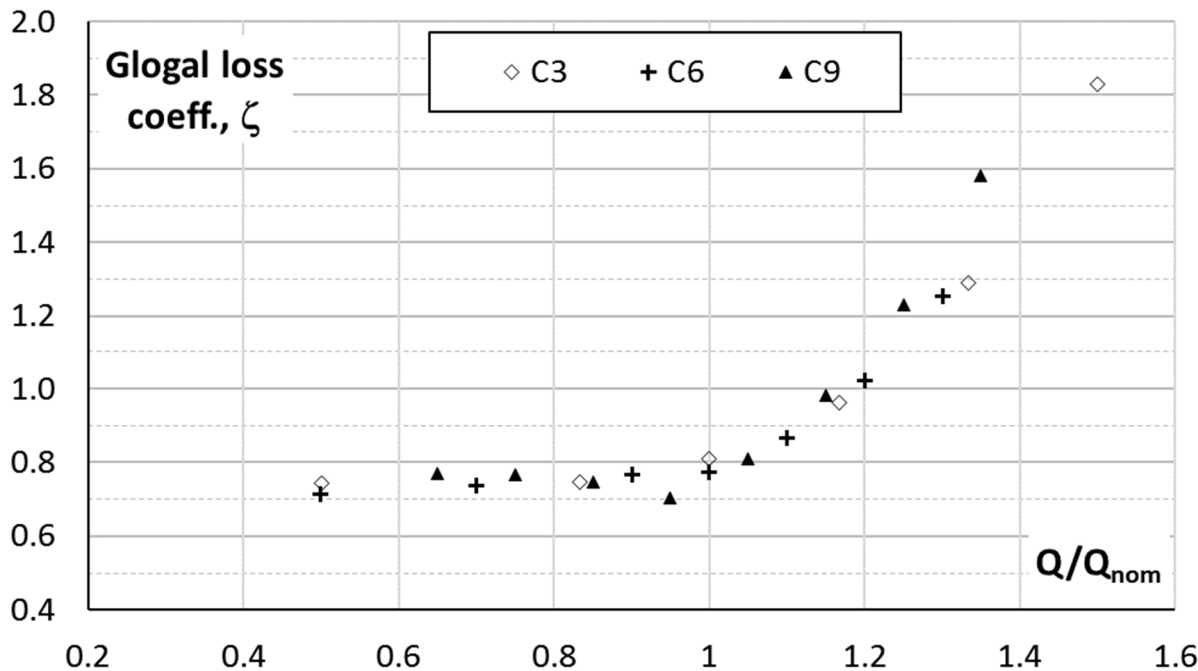


Fig. 5.8: coefficiente globale di caduta di pressione totale/statica negli organi fissi, in funzione della portata relativa.

Conclusioni

Lo studio evidenzia la dipendenza delle perdite nella camera anulare dalle condizioni operative, individuate primariamente dal *loading factor*, e dai seguenti parametri geometrici:

- GER, che determina il valore minimo del coefficiente di perdita.
- RAD, che influenza la dipendenza funzionale del coefficiente di perdita dal *loading factor*, senza alterarne significativamente il valore minimo.

Questa voce di perdita può essere rappresentata per le 5 geometrie considerate mediante una singola equazione interpolante, con un'accuratezza di circa +/- 12%. Il coefficiente di perdita, nei casi più favorevoli, corrisponde al 20-25% della pressione dinamica all'uscita della girante, ma può raggiungere valori fino all'80%.

Inoltre, lo studio ha evidenziato che la caduta di pressione totale/totale nei canali di ritorno dipende dalle condizioni operative e presenta un minimo nelle condizioni di progetto. Per le diverse geometrie analizzate la minima perdita totale/totale stimata corrisponde al 45% della pressione dinamica all'ingresso dei canali stessi. Al diminuire della portata, la quota di perdita totale/totale mostra un comportamento poco dipendente dalla condizione operativa. A portate superiori a quella di minimo, al contrario, la frazione dissipata cresce continuamente e rapidamente.

La caduta di pressione totale/statica è prossima al 100% della pressione dinamica nel punto di progetto, per tutte e tre le macchine. A portate inferiori dipende debolmente dalle condizioni operative e rimane compresa fra 65 ed 80% della pressione dinamica.

L'analisi ha inoltre dimostrato che la capacità di recupero della pressione dinamica nei canali di ritorno si attesta fra il 20 ed il 35% a portate inferiori a quella di annullamento. In questa regione la dipendenza dalle condizioni operative è trascurabile. Alla portata di progetto il recupero di pressione è nullo e a portate superiori i canali di ritorno presentano un comportamento accelerante e dissipativo, dunque influenzano negativamente le prestazioni della macchina. Poiché la pressione dinamica all'uscita dello stadio non costituisce un effetto utile e l'efficienza di recupero è poco sensibile alle condizioni operative per portate inferiori a quella di annullamento, risulta conveniente spostare tale condizione più possibile al di sopra della portata di progetto.

L'analisi del coefficiente globale di perdita totale/statica negli organi fissi indica che il comportamento degli stessi non è significativamente influenzato dal campo di moto a portata inferiore o uguale a quella di progetto. In queste condizioni operative, la perdita si attesta fra il 70 e l'80% della pressione dinamica all'uscita della girante. Gli organi fissi presentano complessivamente un'efficienza di diffusione positiva fino a circa 1.2 volte la portata nominale.

ESTIMATION OF THE HEAD LOSS IN THE ANNULAR CHAMBER OF MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMPS FEATURING A COMPACT DESIGN

Federico Fontana
University of Padua

Federico.fontana.3@phd.unipd.it
Padua, Italy

ABSTRACT

Radial flow, multistage centrifugal pumps made by sheet metal forming usually feature a compact design. In these machines the abrupt diffusion of the flow and the reversal of its direction cause a head loss across the annular chamber which connects the impeller with the return channels. In this paper a corresponding loss coefficient was defined as the ratio between the total head loss and the dynamic head at the impeller outlet. Numerical estimations of such loss coefficient are reported for several stage designs and operating conditions. These data may support both the design and the performance analysis of multistage, compact design pumps. A physical interpretation of the phenomenology is suggested.

INTRODUCTION

Compact Design (CD) is a common solution among mass production, Radial flow Multistage Pumps (RMPs), for submersible and surface applications, featuring vertical or horizontal axis. In this solution, the impeller flow is collected into an annular chamber that leads to the return channels. The latter guide the flow either to the next stage or to the pump delivery while reducing the tangential velocity, ideally to zero. The compact design requires to solve some specific issues not present in traditional multistage pumps that do not feature annular chambers. The CD of RMPs has gained popularity only recently and the related guidelines are still limited. Moreover, the relevant literature focuses only on the geometry of either the impeller or the return channels.

In particular, Pedersen et al [1] and Byskov et al [2] studied the unsteady flow in the impeller of a CD-RMP by experiments (PIV and LDV measurements) and LES-CFD, respectively. Wang et al [3] optimized the impeller geometry of a deep well pump by applying a regression technique to a set of CFD simulations. Zhou et al [4] analysed, both numerically and experimentally, the influence of the diameter of the impeller driving disk on performance, efficiency and axial thrust of a CD pump. In [5], the authors investigated the effects of the blade number and the splitter blade length on performance and efficiency of a submersible pump.

In turn, other works focused on the return channels for CD stages. For example, Zhou et al [6] used CFD models and experiments to develop and investigate the return channels of a submersible, borehole pump. Zhang et al [7] proposed a modification of the design strategy presented in [6]. A similar design method for the return channels was developed at University of Kaiserslautern (see for instance [8]). For such design, the unsteady fluid dynamic behaviour was studied by means of CFD in [9]. All the previous design methods result in return channels with a complex 3D shapes. Accordingly, moulding or casting are the best suited manufacturing technologies for mass production of these shapes.

On the other hand, sheet metal forming and welding is becoming a leading technology for CD-RPMs [3]. More details about this type of machines are provided in [10]. This technology is very advantageous when 2D profiles (i.e. cylindrical blades) are adopted for both the impeller blades and the walls of the return channels. In fact, this solution allows to use very competitive and robust welding processes, that in turn impact significantly the manufacturing cost. As a consequence, the 3D designs considered in the previous references are not suitable for these machines.

When the return channels are obtained from cylindrical blades, regardless of the manufacturing technology, a significant head loss is expected in the annular chamber, due to the abrupt diffusion of the flow. This issue is very specific of the CD pump type and, to the author's knowledge, it is not discussed in the literature. In the light of this, the present paper investigates numerically the head loss between the impeller outlet and the return channel inlet. In particular, five different stages of CD-RMPs made by sheet metal forming were analysed. The study aims at identifying the parameter that mostly affect such loss, explaining the basic flow mechanism, and providing a correlation for the design and the performance analysis of the CD-RMPs.

METHODOLOGY

The sketch in Fig. 1 shows the main geometrical features and the corresponding parameters of a generic CD stage. The

flow path through the stage is also shown schematically in the figure, by means of arrows. With reference to a meridional section plane, the main flow enters the impeller axially and leaves it with a dominating radial velocity and weaker axial component directed toward the return channels. In the annular

chamber, the flow turns its radial direction from outward to inward, and meanwhile it approaches the return channel inlet. In the return channels the flow moves radially inward and its tangential velocity is reduced ideally to zero.

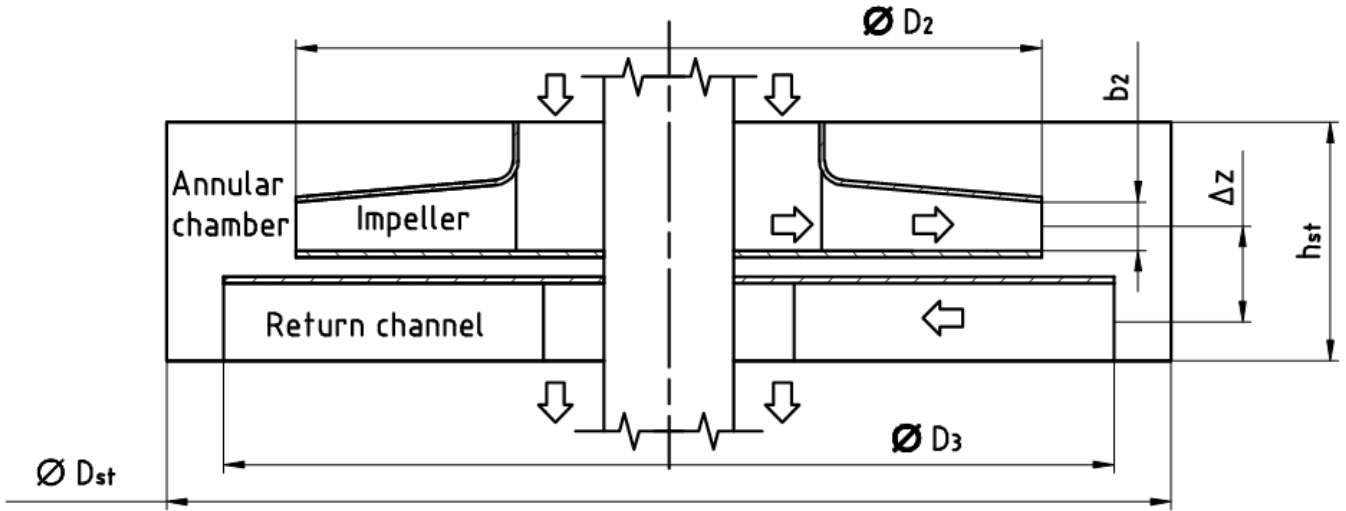


Fig. 1: schematic representation of a meridional section of a generic stage. The impeller, one return channel and the annular chamber are indicated. The flow path of the main stream is represented by arrows. The main geometrical features of the stage are referenced.

In the present study, five stages belonging to industrial RMPs were considered. This choice was due: (i) to the rather strict constraints found in the mass production of this type of pumps, which makes it preferable to consider only stages from real industrial pumps, and (ii) to the availability of experimental data for the validation of the numerical models. The stages differ one each other in the geometry of the impeller and of the return channels and in the maximum diameter of the stage. Table 1 associates each case study (i.e., each stage geometry) with an alpha-numeric code and presents the main geometrical parameters as dimensionless ratios (refer also to Fig. 1).

Case study	D_3/D_2	D_{st}/D_2	$\Delta z/D_2$	h_{st}/D_2	b_2/h_{st}
C1	1.24	1.40	0.086	0.26	0.10
C3	1.24	1.40	0.121	0.26	0.17
C4	1.20	1.35	0.096	0.18	0.12
C6	1.24	1.40	0.135	0.31	0.19
C9	1.19	1.35	0.129	0.32	0.20

Table 1. Case studies and corresponding dimensionless values of the main geometrical features.

For each case study, a minimum of six duty points centred on the best efficiency point (BEP) was investigated for a rotational speed of 2900 rpm. The Reynolds number defined according to the velocity at the impeller blade tip and the blade tip radius (Re_T) ranges between 460'000 and 640'000. Therefore, the flow regime is fully turbulent for all cases and the influence of Re_T on the results is neglected in the following.

Geometrical parameters considered in the study

In the analysis of the data, the following geometrical features were considered:

- Geometrical expansion ratio (GER): it is the ratio between the impeller blade height and the stage height (b_2 and h_{st} in Fig. 1, respectively). This ratio represents the sudden enlargement of the through-flow section in a meridional plane.
- Relative axial distance (RAD): it is the ratio of the axial distance between the impeller and the return channels (Δz in Fig. 1) to the impeller outer diameter, D_2 . This quantity represents both the curvature of the idealized flow path in a meridional plane and the length of the path from the impeller to the return channels. In fact, with reference to a meridional plane, the flow path from the impeller outlet to the return channel inlet can ideally be represented as half of an ellipse, having the semi-axes equal to:

$$a = \frac{D_{st} - D_3}{2}$$

and

$$b = \frac{\Delta z}{2},$$

respectively (see Figure 2). For all the cases considered in this study, b is the minor axis and it consequently determines the major curvature. Therefore, the effect of the axis a on the curvature is considered negligible. In turn, with reference to the 3D flow, the trajectory of a particle of fluid moving from the impeller outlet to the return channel inlet resembles an arc

of a cylindrical helix. Accordingly, its length is influenced significantly by the distance Δz .

Data Processing

The static pressure (p), total pressure (p°), and velocity (c) were probed on two cylindrical control surfaces located at the impeller outlet (section 2 - placed at the blade trailing edge) and at the return channel entrance (section 3 - placed at the blade leading edge), respectively.

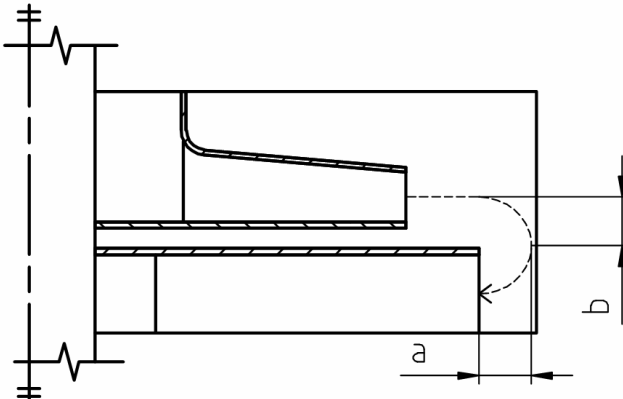


Fig. 2: ideal representation of the meridional flow path in the annular chamber by means of a semi-ellipse, which axes are quoted in the figure.

These data were used to estimate the total head loss occurring between the impeller outlet and the return channel inlet. The corresponding loss coefficient ζ was calculated as:

$$\zeta = \frac{\overline{p_2^\circ} - \overline{p_3^\circ}}{\overline{p_2} - \overline{p_2}}, \quad (1)$$

where over-bars indicate averaging according to the local value of the radial component of the velocity. Since the probing was performed on regular grids of equally spaced points, this averaging approximates the mass flow averaging.

Numerical model

The MRF approach was used and steady state simulations were performed. The 3D domain included one impeller

channel, one return channel and the corresponding slice of the annular chamber (Fig. 3). Turbulence was simulated by means of the k-Epsilon model, with standard wall functions at the walls (y^+ ranged between 25 and 150). Almost fully structured meshes were used, with cell amounts ranging between 250k and 500k per one impeller channel and one return channel. For all meshes the maximum skewness was below 2.4 out of 4.0 and the number of severely non-orthogonal faces was below 4% of the total number of faces. The leakage flows at the impeller and at the return channels (see [8]) were neglected. The numerical model was implemented within the OpenFoam 2.1.1 environment. The complete description of the model is reported in [10].

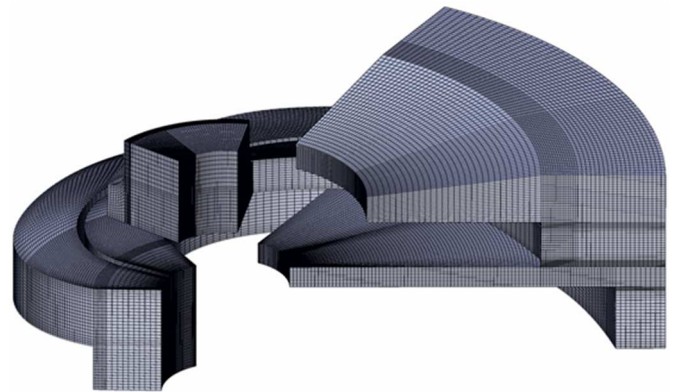


Fig. 3: mesh of the computational domain (case C6), including one impeller channel, one return channel and the corresponding slice of the annular chamber.

The same reference describes the results of the study on grid sensitivity for case C6. Accordingly, the deviation from the values of the head and torque computed for the finest mesh resolution (above 800k per flow passage) are below 1% for 200k cells and below 0.25% for 500k cells (see Fig. 4). Moreover, [10] reports the validation of the model against experimental data (see Fig. 5). In particular, the errors in the predictions of the performance and the power were equal to 5% within the nominal range of operation of the multistage pump. Both the head and the efficiency were over-estimated. These results are comparable with those of the best studies reported in the literature for multistage machines.

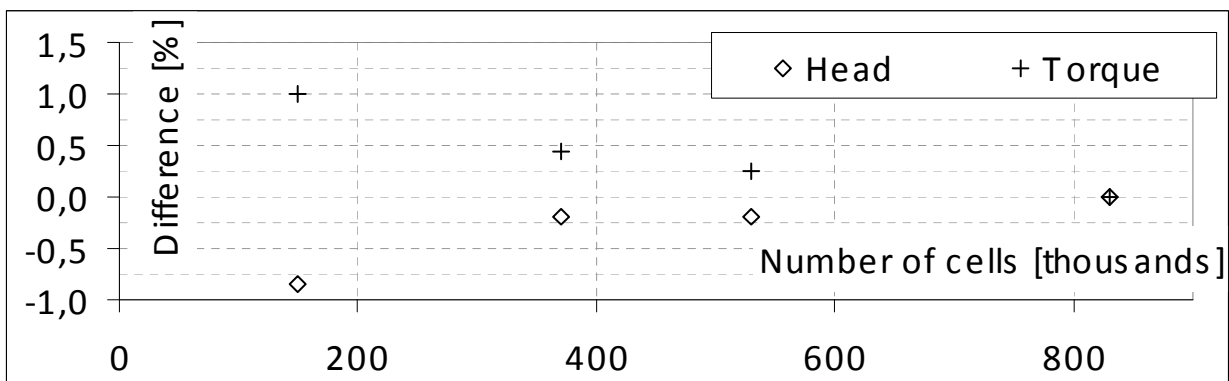


Fig. 4: results of the grid dependence investigation. The relative difference in computed head and torque with reference to the simulation of the finest mesh resolution are plotted versus the mesh size, in thousands of cells [10].

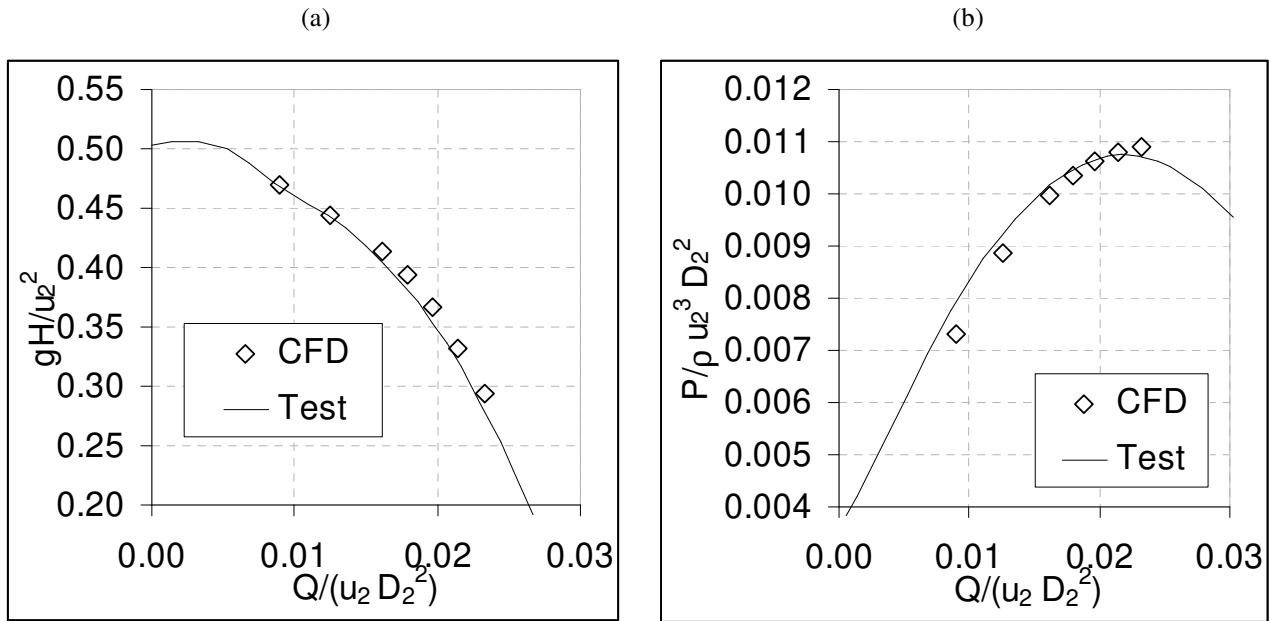


Fig. 5: comparison between measurements (solid lines) and numerical results (empty markers): a) head per stage versus the flow rate, b) absorbed power per stage versus the flow rate. All quantities are presented in dimensionless form.

The validation was performed in terms of the global parameters of the machine, namely flow rate-head, flow rate-absorbed power and flow rate-efficiency curves. In the present paper it is assumed that the agreement between the numerical

and the experimental values of the global parameters provides a sufficient validation of the internal fluid dynamics (i.e. the velocity and pressure fields in the stage).

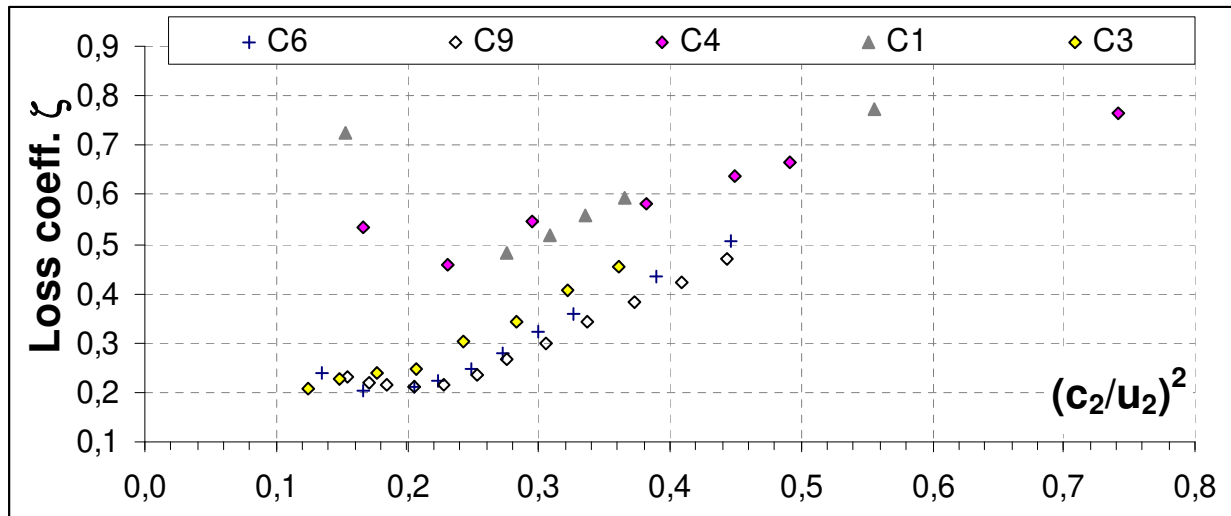


Fig. 6: loss coefficient versus the dynamic head, made dimensionless according to the dynamic head corresponding to the blade tip velocity.

RESULTS AND DISCUSSION

Fig. 6 shows ζ as a function of the flow-averaged value of the dynamic head at section 2, made dimensionless by means of the dynamic head corresponding to the blade tip velocity. The figure clearly shows a strong dependence of the loss coefficient on the dynamic head at impeller outlet for all the five cases considered.

The loss coefficient of all the series exhibits an almost linear behaviour when the dynamic head exceeds a threshold value. On the other hand, the trends below this threshold value are not univocal. In particular, series C6 and C9 show a

moderate growth of ζ for the lowest values of dynamic pressure, whereas series C1 and C4 demonstrate a marked increase with decreasing dynamic pressure. Finally, series C3 exhibits a plateau close to the minima of the former series, followed by a slight decrease.

It is worth noting that the loss coefficient figures of the five series collect rather distinctly into two groups: series C1 and C4 at the top of the graph, and series C3, C6 and C9 at the bottom. The first group features values of ζ that are about 1.3- to-2 times higher than those of the other series. Moreover, the threshold value of these series is slightly larger.

Almost the same graph is obtained in case the loss coefficient is plotted against the squared value of the loading factor Ψ (i.e., the dimensionless dynamic head corresponding to the tangential velocity at the impeller outlet), as shown in Fig 7. This suggests that either the dynamic head or the square of the loading factor can be used as the independent variable in the graph. Consequently, the latter is considered hereinafter.

The red dotted lines in Fig. 7 bound the range of Ψ between 0.4 and 0.5. It is evident that the minimum of ζ

(where existing, the plateau otherwise) falls within this region. Note that this range is close to that typical of BEP operation of radial flow machines [8].

Figures 6 and 7 prove that the geometrical features of the stages affect the loss coefficient ζ . In the following, the influence of the GER and of the RAD is analysed.

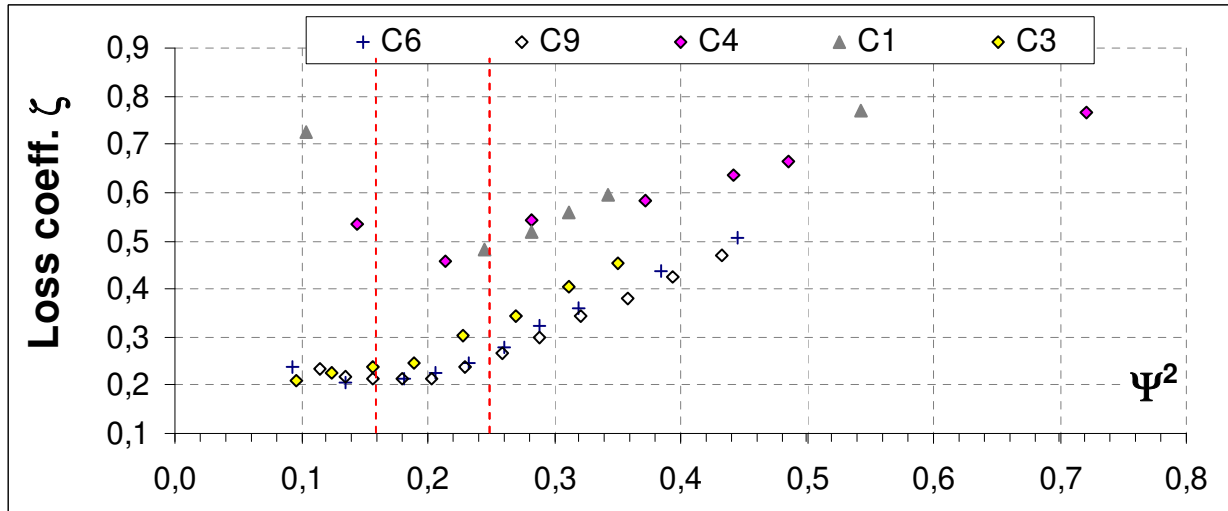


Fig. 7: loss coefficient versus the dynamic head corresponding to the tangential component of the velocity, made dimensionless according to the dynamic head corresponding to the blade tip velocity. The red dotted lines bound the range of Ψ between 0.4 and 0.5.

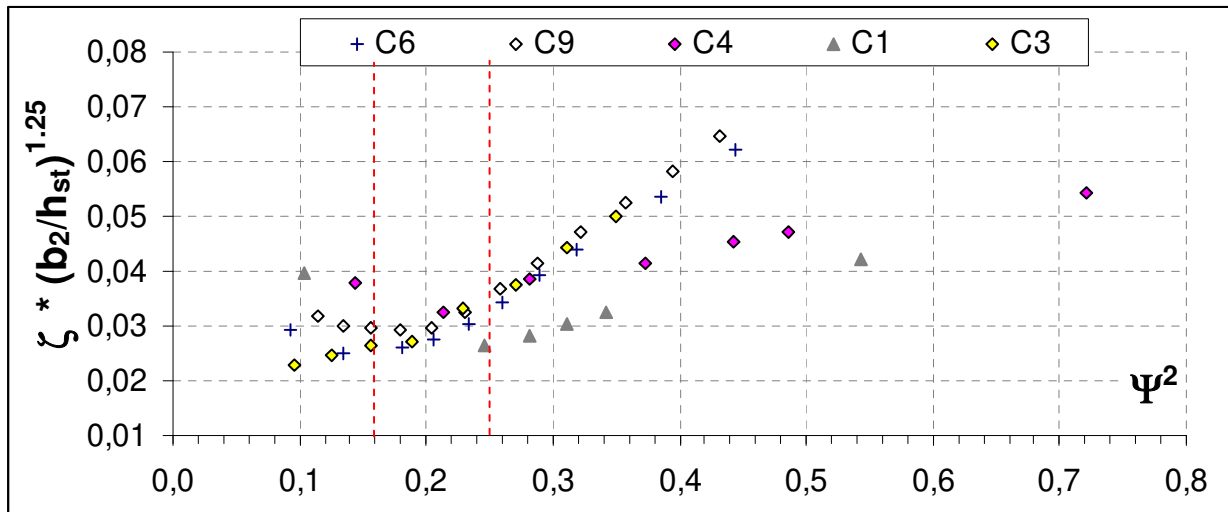


Fig. 8: product between the loss coefficient and the 1.25 power of the expansion ratio versus the dimensionless dynamic head corresponding to the tangential component of the velocity. Red dotted lines as in Fig. 7.

To account for the effect of the abrupt enlargement of the through-flow section at the impeller outlet, the product between ζ and the k -th power of the GER is considered. Fig. 8 was obtained by setting the value of k to 1.25. For this value, all series feature the minimum of ζ (the plateau for series C3) around the average value of 0.0285, within a $\pm 12\%$ scatter band. This result suggests that the head loss between sections 2 and 3 is mainly a diffusion loss and the expansion ratio is the geometrical parameter that mostly affects the minimum

value of ζ . In fact, if one considers the ideal model of a sudden enlargement in a duct, the diffusion loss depends only on the square of the ratio between the sections upstream and downstream of the enlargement (i.e. the GER). Any other loss contribution that is superimposed can only increase the total loss, thus the diffusion loss is the minimum loss generated by the sudden enlargement. Thus, the minimum loss generated by the sudden enlargement is the diffusion loss, which magnitude is determined only by the GER. In the present case, the value

of the exponent k differs from 2 due to the higher complexity of the flow field in the annular chamber and to the different geometry compared with the straight duct. It is worth noting that the five series still exhibit different trends when represented according to the coordinates in figure.

The effect of the RAD is accounted by scaling the square of Ψ according to the m -th power of this geometrical parameter (see Fig. 9). In particular, a value of m equal to 0.9 moves the minimum of all series (the plateau of C3) to roughly the same value of the abscissa (about 0.025). Moreover, all series can be represented by a single correlation in the most

part of the range of analysis, within a scatter band of $\pm 15\%$. The edges of this band are represented in the figure by solid lines, while the average curve is shown by a broken line.

The equation corresponding to the broken line in the figure reads:

$$y = e \cdot x^3 + f \cdot x^2 + g \cdot x + h, \quad (2)$$

Where the coordinates x and y are as in Fig. 9 and the coefficients are: $e = -461.8$, $f = 69.72$, $g = -2.569$ and $h = 5.590E-2$.

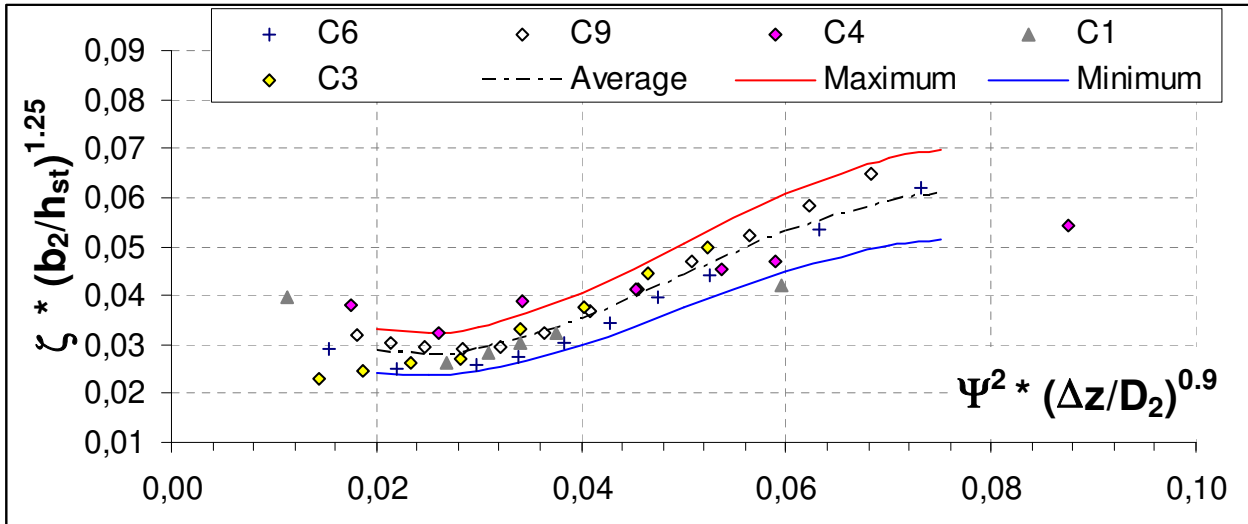


Fig. 9: product between the loss coefficient and the 1.25 power of the expansion ratio versus the product between the dimensionless dynamic head corresponding to the tangential component of the velocity and the 0.9 power of the dimensionless return channel distance.

A possible explanation for the effect of the RAD on the location of the minimum ζ is provided in the following. The location of the minimum along the abscissa is supposed to result from the sum of two loss contributions: the first one is due to the meridional curvature of the flow path; the second one to the friction loss of the main stream against either the stage casing walls or the portion of the fluid recirculating within the side volumes of the stage. The first contribution is assumed to depend on the meridional component of the velocity only (the tangential component is not subject to the meridional curvature of the flow path). In contrast, the second contribution is mainly affected by the tangential component of the velocity. In fact, the latter influences strongly both the dynamic head (that is entirely involved in the friction loss) and the length of the 3D trajectory from section 2 to section 3 (see the Methodology). As a consequence, the first contribution increases with increasing values of the meridional velocity, i.e. with decreasing tangential velocity, whereas the opposite occurs to the other.

As discussed above, larger values of the return channel distance result in a weaker meridional curvature and a longer length of the trajectory between sections 2 and 3. This reduces the loss contribution associated with the meridional component of the velocity and increases the other contribution. As a result, a larger flow rate is necessary for the first loss mechanism to prevail over the other. Accordingly,

the point of minimum moves toward left in the graph, in agreement with the results in Fig. 8.

CONCLUSIONS

The head loss between the impeller outlet section and the return channel entrance were studied numerically for five different stages of multistage centrifugal pumps featuring a compact design and made by sheet metal forming. A loss coefficient was introduced to correlate the total head loss to the dynamic head at the impeller outlet.

The study highlighted that:

- the loss coefficient is a non-linear function of the dynamic head at the impeller outlet. All of the stages but one presented a minimum value of the loss coefficient, which falls roughly in the nominal range of operation.
- The loss coefficient depends on the ratio between the impeller outlet width and the stage casing height, which represents the geometrical expansion ratio of the through-flow section in the meridional plane. This parameter is the geometrical feature that exerts the most important influence on the loss coefficient, in particular on its minimum value. Accordingly, the head loss can be roughly approximated as a diffusion loss caused by the sudden enlargement.
- The axial distance between the impeller outlet and the return channel inlet determines the position of the minimum and the trend of the loss coefficient curve. A

single correlation for the five stages can be used in the nominal range of operation, provided that the effects of the expansion ratio and the return channel distance are considered.

It was found that the behaviour of the five stages is significantly different outside of the nominal range of operation. In particular, one case showed a decreasing trend of the loss coefficient with decreasing dynamic head, in contrast with the others. An explanation for this behaviour was not found. A deeper understanding of this phenomenon would be interesting from both scientific and industrial perspectives.

NOMENCLATURE

a	semi-axis of the ellipse
b	semi-axis of the ellipse
b_2	impeller outlet width
BEP	best efficiency point
c	absolute velocity of the fluid
D	diameter
g	gravitational acceleration
H	head per stage
h_{st}	stage height
P	mechanical power
p	static pressure
p°	total pressure
Q	pump flow rate
Re	Reynolds number
u	peripheral velocity of the impeller
Δz	distance between the impeller outlet section and the return channel inlet section
Ψ	loading coefficient, c_{t2}/u_2
ρ	fluid density
ζ	loss coefficient
2	(pedicle) referring to the impeller outlet section
3	(pedicle) referring to the return channel inlet section
st	(pedicle) referring to the stage casing
t	(pedicle) tangential component of the velocity
T	(pedicle) referring to the blade tip

REFERENCES

[1] Pedersen, N, Larsen, PS, and Jacobsen, CB, "Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions-Part I: Particle Image Velocimetry (PIV) and Laser Doppler Velocimetry (LDV) Measurements", ASME J Fluids Eng, 125, 2003, pp 61-72

[2] Byskov, RK, Jacobsen, CB, and Pedersen, N, "Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions-Part II: Large Eddy Simulations", ASME J Fluids Eng, 125, 2003, pp 73-83

[3] Wang, C, Shi, W, Zhou, L, and Lu, W, "Effect Analysis of Geometric Parameters on Stainless Steel Stamping Multistage Pump by Experimental Test and Numerical Calculation", Advances in Mechanical Engineering, 2013, 2013, Art. ID 575731, <http://dx.doi.org/10.1155/2013/575731>

[4] Zhou, L, Shi, W, Li, W, and Agarwal, R, "Numerical and Experimental Study of Axial Force and Hydraulic Performance in a Deep-Well Centrifugal Pump With Different Impeller Rear Shroud Radius", ASME J Fluids Eng, 135, 2013, pp 104501-1-8

[5] Golcu, M, Pankar, Y, and Semken, Y, "Energy saving in a deep well pump with splitter blade", Energy Conversion and Management, 47, 2006, pp 638-651

[6] Zhou, L, Shi, W, Lu, W, Hu, B, and Wu, S, "Numerical Investigations and Performance Experiments of a Deep-Well Centrifugal Pump With Different Diffusers", ASME J Fluids Eng, 134, 2012, pp 071102-1-8

[7] Zhang, Q, Shi, W, Xu, Y, Gao, X, Wang, C, Lu, W, and Ma, D, "A New Proposed Return Guide Vane for Compact Multistage Centrifugal Pumps", International Journal of Rotating Machinery, 2013, 2013, Art. ID 683713, <http://dx.doi.org/10.1155/2013/683713>

[8] Gulich, JF, "Centrifugal Pumps", Berlin, Springer-Verlag, 2008

[9] Roclawski, H, and Hellmann, DH, "Rotor-Stator-Interaction of a Radial Centrifugal Pump Stage with Minimum Stage Diameter", Proc. 4th WSEAS Int. Conf. on Fluid Mechanics and Aerodynamics, Elounda, Greece, 2006, pp 301-308

[10] Fontana, F, and Masi, M, "CFD modelling to aid the design of steel sheet multistage pumps", Proc. 29th Int. Conf. on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Portoroz, Slovenia, 2016

Capitolo 6:

Sviluppo di linee guida per il progetto di stadi dal design compatto in lamiera saldata

Il presente capitolo mette in evidenza la necessità di linee guida e metodi di progetto dedicati a macchine multistadio dal design compatto realizzate in lamiera saldata. Nel capitolo, inoltre, viene presentato un modello analitico che permette di stimare in fase iniziale di progetto dello stadio il valore ottimale del loading factor, al fine di ottimizzarne il rendimento rispettando i vincoli di progetto.

In questo capitolo la velocità specifica (dimensionale) o , così come frequentemente chiamata nel campo delle macchine idrauliche, il numero di giri caratteristico (n_q) viene frequentemente utilizzata in luogo del numero tipo (k), sebbene il secondo sia formalmente preferibile in quanto effettivo parametro adimensionale. Questa scelta è dovuta alla diffusione della prima nella letteratura internazionale ed al suo utilizzo nello sviluppo normativo [Falkner].

Introduzione

Il progetto fluidodinamico di uno stadio per una famiglia di macchine di serie tipicamente presenta due stringenti vincoli: la portata di progetto alla velocità di rotazione nominale ed il diametro massimo dello stadio. Mentre il primo input risulta ovvio, il secondo merita un approfondimento. Tipici esempi di macchine multistadio sono le pompe sommerse per pozzi profondi e le pompe di superficie orizzontali o verticali per alte pressioni e modeste portate (cioè piccoli valori del numero tipo dell'intera macchina). Per entrambe le tipologie di pompe il diametro massimo dello stadio, che condiziona quello della macchina stessa, è di fondamentale importanza per consentirne l'installazione o per ridurre le sollecitazioni strutturali in pompe per alta pressione. Per contro, la prevalenza per stadio risulta da una scelta di compromesso fra costo della macchina, ingombro assiale e rendimento. Infatti, a parità di prestazioni della macchina una maggiore prevalenza per stadio si traduce in un minore numero di stadi che, oltre agli evidenti benefici in termini di costo di produzione, presenta il vantaggio di ridurre lo sviluppo assiale della macchina. Ciò si traduce in minor ingombro ma soprattutto in minori sollecitazioni strutturali, in macchine per alte pressioni. Al contrario, un'opportuna suddivisione dello scambio di energia fra gli stadi permette di realizzare le prestazioni richieste alla macchina con stadi aventi numero tipo più favorevole in relazione all'efficienza energetica. Infine, un aspetto non trascurabile è il costo di produzione del singolo stadio, che può far preferire una soluzione costruttivamente più semplice a fronte di prestazioni inferiori, qualora il costo complessivo della macchina risulti inferiore. L'insieme di queste considerazioni fa spesso prediligere stadi dal *design compatto* (CD) quando il numero tipo k è inferiore a 0.7-0.8.

Gli stadi dal design compatto sono caratterizzati dalla presenza di una camera anulare che raccoglie il flusso in uscita dalla girante e lo conduce ai successivi canali di ritorno. Il comportamento della camera anulare è stato analizzato nel capitolo 5. In particolare, è stato osservato che la presenza della camera anulare introduce una perdita fluidodinamica che, in condizioni di progetto delle migliori realizzazioni, è compresa fra 20 e 25% della pressione dinamica. Tuttavia, valori fino ad 80% di quest'ultima sono stati stimati nel funzionamento fuori progetto di alcune realizzazioni [Fontana, 2017 (1)].

Risulta evidente che il funzionamento di questa tipologia di macchine differisce da quanto avviene in soluzioni tradizionali. Nel seguito del capitolo, pertanto, vengono presentati i risultati dell'analisi statistica di prestazioni ed efficienza di macchine tradizionali e dal design compatto, al fine di evidenziare somiglianze e differenze.

Anzitutto, con riferimento alle realizzazioni tradizionali di macchine multistadio (fig. 1.5 e 1.6), è stata analizzata la letteratura relativa a pompe o stadi di pompe caratterizzati dalla presenza di un diffusore di geometria convenzionale. Nel dettaglio, le prestazioni di 16 diverse macchine sono state ricavate dalla letteratura. Il valore del numero di pressione, gH/u_2^2 , corrispondente al punto di lavoro di massimo rendimento è stato rappresentato in funzione della velocità specifica n_q (fig. 6.1, lato sinistro). A titolo di confronto, è stata rappresentata nel medesimo grafico una banda di ampiezza $\pm 10\%$ centrata sull'indicazione di progetto fornita in [Gulich, 2008]. Il confronto evidenzia che la quasi totalità delle macchine analizzate ricade entro l'intervallo di valori indicati in letteratura. Si conclude quindi che le indicazioni della letteratura costituiscono una buona pratica per macchine dal design tradizionale.

Per alcune delle medesime macchine è stato possibile stimare il numero di pressione calcolato in base al solo incremento di pressione statica nella girante (fig. 6.1, lato destro). I dati ottenuti mostrano che questa grandezza dipende scarsamente dal numero tipo ed è compresa fra 0.33 e 0.39 per velocità specifiche fra 20 e 40. Questi punti si raccolgono in una nuvola al di sotto della banda dei valori consigliati.

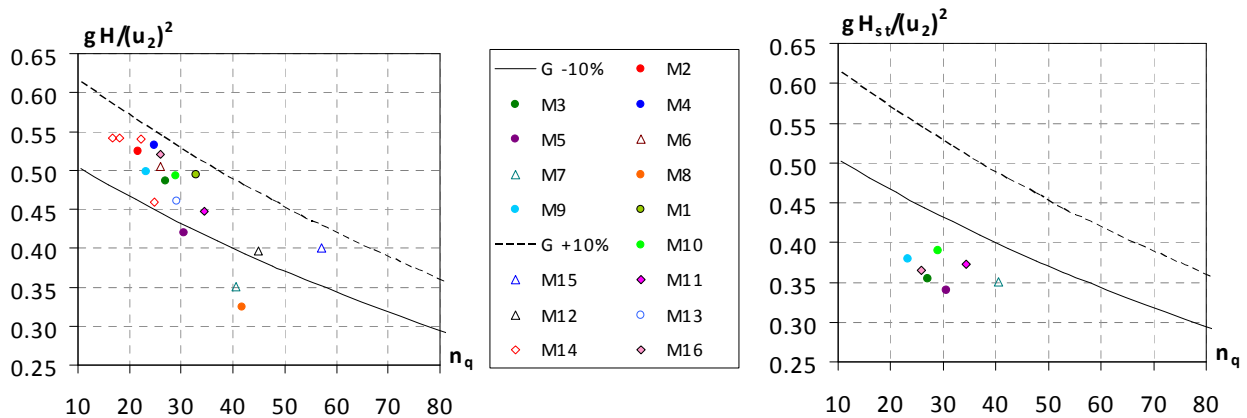


Fig. 6.1: analisi della letteratura su pompe a diffusore: a sinistra, numero di pressione; a destra, numero di pressione statico all'uscita della girante; in ascissa, velocità specifica. Le linee rappresentano la banda di ampiezza $\pm 10\%$ attorno al valore indicato in [Gulich, 2008]. Per i riferimenti bibliografici, si confronti [Fontana, 2017 (2)] in calce al capitolo.

Metodologia sperimentale

Nove pompe sommerse e venti pompe verticali multistadio prodotte da diversi costruttori sono state studiate. Di queste macchine, 15 appartengono alla tipologia CD, mentre le restanti presentano dei diffusori con canali di ritorno integrati.

Le prestazioni e l'efficienza di queste macchine sono misurate in un impianto di prova secondo la norma ISO 9906. L'impianto di prova presenta due diramazioni che si originano da una vasca di calma di capacità 10 m³. Una diramazione alimenta, tramite una tubazione, una pompa di superficie. All'uscita dalla pompa, la portata è convogliata nuovamente alla vasca, passando per valvole di regolazione e misuratori di portata elettromagnetici (accuratezza 0.2% del valore letto). La pressione statica è misurata a monte e a valle delle bocche della pompa mediante trasduttori di pressione estensimetrici (accuratezza 0.2% del fondo scala; fondi scala di 5, 10 e 20 bar). Le pressioni dinamiche sono valutate sulla base della velocità media nei condotti, secondo normativa di riferimento. La potenza è misurata tramite un torsionmetro estensimetrico installato sull'albero che trascina la pompa, assieme alla velocità di rotazione. La temperatura del fluido è rilevata nella vasca di calma mediante termocoppia di tipo K. Le incertezze di misura sono stimate in 0.3% per le prestazioni e 0.5% per l'efficienza.

La seconda diramazione dell'impianto di prova, destinata al test delle pompe sommerse, differisce dalla prima per il fatto che la pompa in prova è immersa nel liquido, in una vasca secondaria in continuità con la principale. La mandata della pompa è collegata alla stessa linea di mandata utilizzata per le pompe di superficie. In questo caso, solamente la pressione di mandata viene misurata, poiché a monte della pompa

la velocità è trascurabile e la pressione totale coincide con il valore di riferimento. Per le altre grandezze vale quanto osservato in precedenza.

Per ogni grandezza, 500 valori per punto di lavoro sono stati acquisiti ad una frequenza di 50Hz e mediati nel tempo. Ciascuna curva caratteristica è stata stimata mediante 20-25 punti di lavoro distinti.

Risultati sperimentali

La fig. 6.2 mostra il valore massimo misurato di rendimento della pompa in funzione della corrispondente velocità specifica. Il rendimento è rappresentato come frazione del valore di riferimento "MEI 0.8" fornito in [Falkner]. Tale valore è la soglia minima per rientrare nel migliore 20% delle macchine esistenti sul mercato europeo all'epoca dello studio, in relazione al numero tipo, alla portata nominale, alla velocità di rotazione ed alla tipologia costruttiva considerati. L'area delle bolle in figura rappresenta la portata di massimo rendimento della macchina, mentre il riempimento distingue le macchine di tipo CD da quelle con diffusore. Il dato più significativo risulta essere il fatto che le macchine considerate in questo studio presentano, in buona parte, un elevato livello tecnologico e realizzativo, per le loro rispettive tipologie costruttive. Infatti, nessuna di esse scende al di sotto di 0.9 volte il valore di efficienza di riferimento e molti campioni si trovano al di sopra di quest'ultimo. Questa considerazione sembra essere indipendente dalla portata, poiché valida per bolle di diverso diametro, dalla velocità specifica e dalla tipologia costruttiva. Per ulteriori dettagli si rimanda a [Fontana, 2017 (2)], riportato al termine del capitolo.

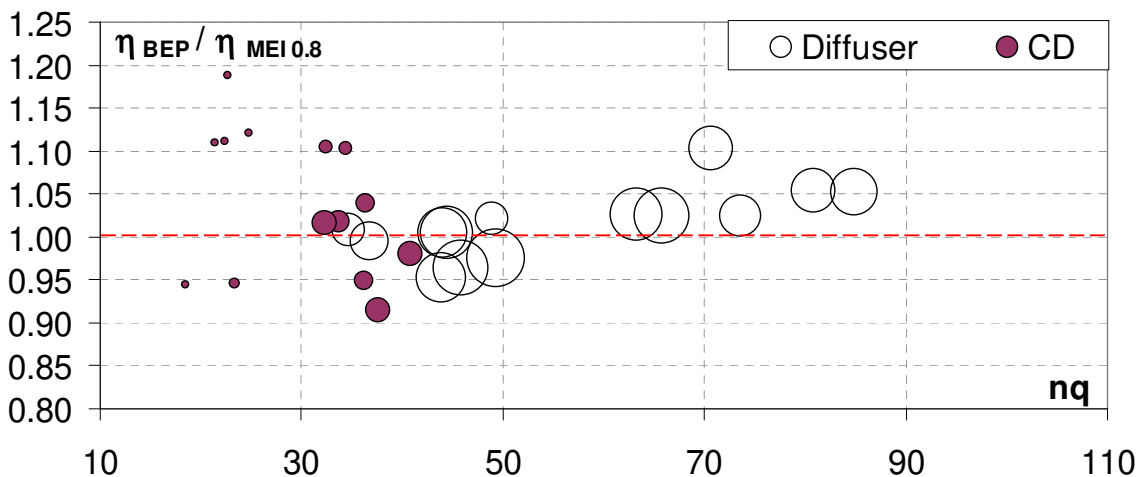


Fig. 6.2: rapporto fra il rendimento massimo rilevato ed il valore di riferimento da [Falkner], in funzione della velocità specifica.

La fig. 6.3 riporta i risultati dell'analisi delle prestazioni, rappresentate dal numero di pressione adimensionale, gH/u_2^2 , in funzione della velocità specifica. Il grafico distingue le macchine per tipologia (CD e tradizionali) e riporta la banda di valori consigliati in letteratura. Per le macchine dal design tradizionale si osserva che i valori misurati ricadono in maggioranza entro la banda suggerita, così come avviene per le macchine considerate in fig. 6.1. Viceversa, per le macchine CD si osserva che i punti sperimentali si raccolgono una nuvola al di sotto della fascia di valori consigliati. In particolare, per velocità specifiche fra 20 e 40 i valori misurati sono compresi fra 0.3 e 0.4, con l'eccezione di pochi casi. Non si osservano significative tendenze rispetto alla velocità specifica. Rispetto alla banda dei valori consigliati, si osserva che a basse velocità specifiche la distanza è del 20% o superiore, mentre la differenza tende ad annullarsi al crescere della velocità specifica.

Il confronto con i risultati del grafico di fig. 6.2 indica che buona parte di queste macchine può essere considerata rappresentativa dello stato dell'arte nell'ambito di questa tipologia costruttiva. Ne consegue che i risultati esposti non dipendono dalla scarsa qualità delle realizzazioni, quanto da specifiche caratteristiche di queste macchine.

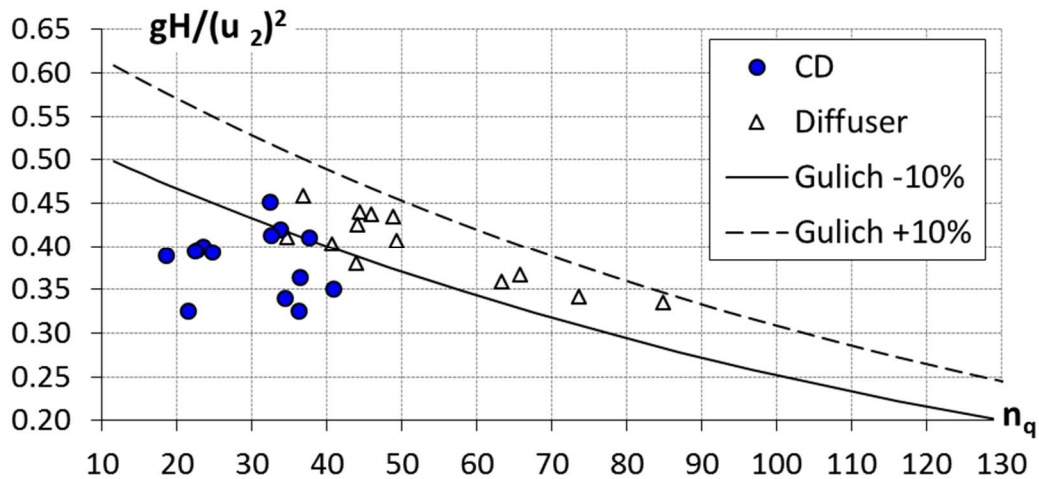


Fig. 6.3: Risultati del rilievo sperimentale. Numero di pressione adimensionale in funzione della velocità specifica.

É significativo osservare che la regione occupata dalle macchine CD in fig. 6.3 si sovrappone parzialmente a quella delle prestazioni statiche delle macchine tradizionali di fig. 6.1, lato destro. Questo aspetto suggerisce che, per le macchine CD, la maggior parte della prevalenza alla portata di massimo rendimento sia fornita dal solo contributo statico, o, in alternativa, che l'ottenimento di livelli di rendimento soddisfacenti in queste macchine richieda di adottare valori del *loading factor* ($\psi = c_{u2}/u_2$) più contenuti rispetto a quelli di macchine tradizionali.

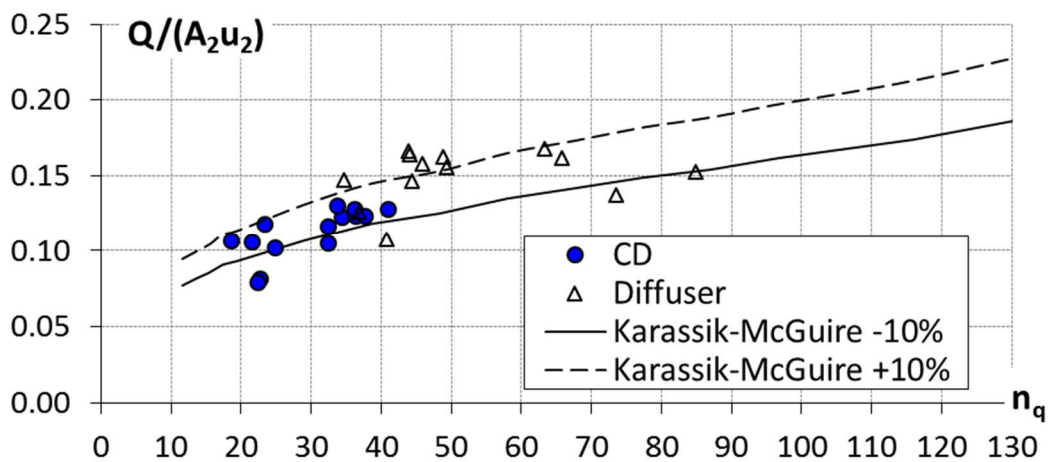


Fig. 6.4: Risultati del rilievo sperimentale. Numero di flusso adimensionale in funzione della velocità specifica.

In fig. 6.4 sono rappresentati i valori del numero di flusso adimensionale, Q/A_2u_2 , in funzione della velocità specifica. I risultati sperimentali sono confrontati con le indicazioni fornite dalla letteratura per macchine tradizionali (rielaborazione dei dati tratti da [Karassik & McGuire]). Si osserva un buon accordo fra valori sperimentali e di letteratura in termini di tendenza. I dati sperimentali, tuttavia, mostrano una dispersione di oltre +/- 10%, sia per macchine compatte che con diffusore. Nel complesso, non emergono significativi elementi di differenza rispetto alla letteratura relativa a macchine tradizionali.

Modello analitico

Per supportare questa analisi dei risultati, è stato formulato un modello analitico del funzionamento dello stadio che mira ad evidenziare l'influenza del *loading factor* su prestazioni e rendimento degli stadi CD. Il modello mira a fornire indicazioni progettuali di massima per supportare l'analisi teorica e per indirizzare le scelte di progetto. Dunque, il modello non va inteso come uno strumento previsionale e si caratterizza per

semplificazioni drastiche di alcuni aspetti fluidodinamici che, pur influenzando sul comportamento della macchina, non contribuiscono a chiarire il ruolo del *loading factor*. Dato lo scopo, il *loading factor* è considerato come l'unica variabile del modello. Pertanto, il modello risolve il problema del progetto di una macchina in cui tutti i parametri di progetto eccetto il *loading factor* siano fissati. Fisicamente questo significa aver fissato tutte le principali dimensioni dello stadio e variare esclusivamente la palettatura della girante, per agire sullo scambio di energia, e dei canali di ritorno, per adattarli alle nuove condizioni fluidodinamiche. Al contrario, il diametro dello stadio, della girante, il GER, il RAD, la distanza dei dischi della girante dalle pareti fisse e le caratteristiche delle tenute si considerano invarianti.

Il modello assume che tutti gli stadi di una macchina presentino il medesimo comportamento fluidodinamico, per cui è possibile limitare lo studio ad un generico stadio. Si assume che all'ingresso dello stadio il flusso sia privo di componente tangenziale di velocità e la portata totale che attraversa la girante, comprensiva della portata di fuga, sia Q_{imp} . In queste ipotesi, la potenza complessiva che la girante trasmette al fluido è pari a $\rho Q_{imp}(c_{u2}u_2) + P_{df}$. Nella precedente, P_{df} è la potenza di ventilazione, mentre il primo termine rappresenta la potenza fornita al flusso che attraversa i canali palari della girante per modificarne la quantità di moto angolare. Secondo l'analisi dimensionale [Nemdili & Hellmann], la potenza di ventilazione può essere rappresentata come $P_{df} = \rho \cdot k_{df} \cdot u_2^3 \cdot D_2^2$.

La potenza utile risulta pari a $\rho Q gH$, ovvero $\eta_v \cdot \rho Q_{imp} gH$, introducendo il rendimento volumetrico. L'incremento di energia specifica, gH , può essere valutato dal lavoro specifico della girante, $c_{u2} \cdot u_2$, per sottrazione delle voci di perdita che si verificano nello stadio. La prima di queste avviene nei canali palari per ragioni strettamente fluidodinamiche (in primis, l'attrito superficiale). La sua incidenza viene rappresentata mediante il rendimento idraulico della girante, η_{hyd} .

All'energia specifica rimanente, cioè $\eta_{hyd} \cdot c_{u2}u_2$, occorre sottrarre le perdite che si verificano negli organi successivi: la camera anulare ed i canali di ritorno.

Le perdite in questi due organi vengono considerate nel loro complesso e rappresentate mediante il coefficiente globale di perdita, ζ . Nel capitolo 5 il coefficiente globale di perdita è rappresentato in funzione della portata relativa per tre diverse macchine. Lo studio ha mostrato che il suo valore dipende scarsamente dalle condizioni operative in un significativo intervallo di portata, presentando valori compresi fra 70 ed 80%. A portate maggiori di quella di progetto si osserva un rapido incremento del coefficiente di perdita. Si ritiene dunque che lo stadio ideale, oggetto del modello, possa essere progettato in modo tale da realizzare un valore del coefficiente globale di perdita nel punto di progetto compreso entro l'intervallo indicato, a prescindere dal valore del *loading factor*. Pertanto, la perdita globale negli organi fissi è rappresentata per mezzo del parametro ζ e dell'energia cinetica all'uscita della girante. Quest'ultima, a sua volta, viene calcolata a partire dal lavoro specifico della girante e dal grado di reazione, ε , secondo l'espressione $\zeta \cdot (1 - \varepsilon) \cdot c_{u2}u_2$. L'incremento di energia specifica del fluido attraverso lo stadio risulta dunque pari a:

$$gH = \eta_{hyd} \cdot c_{u2}u_2 - \zeta \cdot (1 - \varepsilon) \cdot c_{u2}u_2 = [\eta_{hyd} - \zeta \cdot (1 - \varepsilon)] \cdot c_{u2}u_2 \quad \text{eq. 6.1}$$

Di conseguenza, introducendo il rendimento meccanico [Gulich, 2008], il rendimento dello stadio risulta:

$$\begin{aligned} \eta &= \eta_{mec} \cdot \frac{\eta_v \cdot \rho Q_{imp} gH}{\rho Q_{imp}(c_{u2}u_2) + P_{df}} = \eta_{mec} \eta_v \cdot \frac{gH}{(c_{u2}u_2) + \frac{P_{df}}{\rho Q_{imp}}} = \\ &= \eta_{mec} \eta_v \cdot \frac{[\eta_{hyd} - \zeta \cdot (1 - \varepsilon)] \cdot c_{u2}u_2}{(c_{u2}u_2) + \frac{k_{df} \cdot u_2^3 \cdot D_2^2}{Q_{imp}}} \end{aligned}$$

eq. 6.2

Per evidenziare il ruolo del *loading factor*, la precedente è ulteriormente elaborata in:

$$\eta = \eta_{mec} \eta_v \cdot \frac{[\eta_{hyd} - \zeta \cdot (1 - \varepsilon)] \cdot \psi}{\psi + \frac{k_{df} \cdot u_2^3 \cdot D_2^2 \cdot \eta_v}{Q}} = \eta_{mec} \eta_v \cdot \frac{[\eta_{hyd} - \zeta \cdot (1 - \varepsilon)] \cdot \psi}{\psi + \frac{k_{df} \cdot \eta_v}{2 \cdot \Phi}}$$

eq. 6.3

Nella precedente, Φ è il numero di flusso adimensionale. È significativo osservare che la portata nominale dello stadio alla velocità di rotazione nominale è un dato di progetto. Analogamente, il diametro esterno dello stadio è un vincolo progettuale. Poiché, come osservato in precedenza, è desiderabile massimizzare la prevalenza per stadio, il diametro della girante viene tipicamente incrementato fino a raggiungere il limite consigliato dall'esperienza per il dato diametro dello stadio. Ne consegue che il valore di Φ può essere assimilato ad un dato di progetto, a meno di piccole variazioni.

La formulazione proposta mette in evidenza l'influenza di diversi parametri. Lo scopo dell'attuale modello, tuttavia, è quello di analizzare l'effetto del *loading factor*. Risulta quindi conveniente trascurare i parametri che non contribuiscono a chiarire questa dipendenza. Rimane valida la possibilità di utilizzare la funzione proposta fornendo le appropriate dipendenze funzionali di ciascun parametro al fine di ottenere delle stime più accurate per lo specifico caso in esame, perdendo però in generalità dell'approccio.

Si osserva che il rendimento meccanico compare solamente come fattore moltiplicativo di una funzione degli altri parametri. Il suo valore dipende dal contributo di:

- a) voci di perdita indipendenti dalle prestazioni dello stadio, per esempio l'attrito di strisciamento nei cuscinetti radiali.
- b) Voci di perdita legate a caratteristiche puramente geometriche (ad esempio lo sbilanciamento del rotore).
- c) Voci di perdita legate indirettamente al numero di pressione (ad esempio la spinta assiale, che dipende dalla pressione totale della macchina, dunque dalle caratteristiche dei singoli stadi e dal loro numero).

In prima approssimazione, in questa analisi si assume che il rendimento meccanico nel punto di progetto sia indipendente dal *loading factor*. Poiché a seguito di questa assunzione il rendimento meccanico non è in grado di modificare la forma della funzione in oggetto, ma solo scalarne le ordinate, nel seguito si assume di valore unitario e lo si trascura.

Il rendimento volumetrico, per la taglia di macchina, la portata nominale e la qualità costruttiva fissate, dipende principalmente dalla differenza di pressione realizzata a cavallo della tenuta. La differenza di pressione può essere stimata dall'incremento di pressione statica attraverso la girante e da parte della pressione dinamica all'uscita della stessa [Gulich, 2008]. Trascurando quest'ultimo contributo, la dipendenza della portata di fuga dal *loading factor* risulta $[\varepsilon \cdot \psi]^{0.5}$. Per lo scopo del presente studio, si modella dunque il rendimento volumetrico come $\eta_v = 1 - a \cdot [\varepsilon \cdot \psi]^{0.5}$, in cui a è una costante calibrata rispetto ai valori tipici del rendimento volumetrico.

Per quanto riguarda il rendimento idraulico della girante, si osserva che il suo valore dipende scarsamente dalle condizioni operative (quindi dal *loading factor*) per una data macchina in un ampio intervallo di portata [Gulich, 2008], così come il suo valore nel punto di progetto cambia in modo poco pronunciato per velocità specifiche fra 27 ed 80. Nel proseguo, dunque, il rendimento idraulico della girante si considera costante.

Infine, il valore di k_{df} dipende direttamente dal *loading factor*, in quanto questo influenza la velocità tangenziale del fluido che entra nelle cavità ai lati della girante, e indirettamente poiché ψ influenza l'entità delle portate di fuga [Gulich, 2003]. Questi effetti, tuttavia, si considerano secondari e vengono trascurati nel seguito. Il valore di k_{df} è influenzato anche dal numero di Reynolds, dal regime di moto [Daily & Nece] e dalla distanza fra superfici rotanti e fisse affacciate. Tuttavia, nelle ipotesi del modello (dimensioni principali dello stadio, diametro della girante, fluido pompato e velocità di rotazione costanti), questi parametri non possono variare.

Per chiudere il modello è necessario esplicitare la relazione fra il grado di reazione ed il *loading factor*. Ipotizzando che il flusso non abbia pre-rotazione all'ingresso della girante e che la velocità meridiana sia sempre trascurabile rispetto a quella tangenziale, si può scrivere:

$$\varepsilon = \frac{c_{u2}u_2 - 0.5 c_{u2}^2}{c_{u2}u_2} = 1 - 0.5 \cdot \psi$$

eq. 6.4

Introducendo la precedente nel modello ed imponendo dei valori opportuni per i parametri k_{df} , ζ , η_{hyd} e a , dalle equazioni 6.1 e 6.3 è possibile determinare la dipendenza dello scambio di energia e del rendimento dello stadio dal *loading factor* per desiderati valori dei parametri di progetto.

Risultati del modello analitico

La fig. 6.5 mostra i risultati del modello teorico per tre diversi valori del coefficiente globale di perdita (0.35, 0.75 ed 1) e per i seguenti valori degli altri parametri: $\Phi = 4.54 \text{ E-}2$, $k_{df} = 9.19 \text{ E-}4$, $\eta_{hyd} = 0.91$, $a = 0.1$ (indicativamente, quest'ultimo valore restituisce un rendimento volumetrico pari a 0.95 per ψ di 0.6). Il grafico di sinistra mostra i valori del rendimento secondo l'eq. 6.3 in funzione del valore del *loading factor*; il grafico di destra mostra il corrispondente valore del coefficiente di pressione calcolato secondo l'eq. 6.1.

Si osserva che, per una data scelta dei parametri di progetto, sintetizzati dal valore di Φ , si ottiene, per ciascun valore del coefficiente di perdita, una curva di rendimento che presenta un massimo assoluto. Infatti, la funzione definita dall'eq. 6.3 è continua nel campo di applicazione ed il numeratore, che ha andamento parabolico rispetto al *loading factor*, si annulla per i valori 0 e $2\eta_{hyd}/\zeta$. Vale la pena ricordare che l'ascissa di massimo rendimento è il valore del *loading factor* che permette di massimizzare l'efficienza entro i vincoli di progetto imposti (portata nominale alla velocità di rotazione nominale e diametro della girante). Pertanto, i risultati presentati non vanno intesi come massimi assoluti (ottenibili variando il numero tipo e la geometria), ma come massimi del progetto vincolato.

Confrontando le curve ottenute per i tre diversi valori del coefficiente di perdita si nota che:

- il rendimento dello stadio si riduce per valori crescenti del coefficiente di perdita a parità di *loading factor*;
- il *loading factor* di massimo rendimento dello stadio diminuisce al crescere del coefficiente di perdita.

Un incremento del *loading factor*, infatti, si traduce in una riduzione del grado di reazione (eq. 6.4), dunque in un incremento della quota di energia fornita in forma cinetica. A parità di valore del coefficiente di perdita, questo comporta un incremento della frazione di energia dissipata a valle della girante.

Per quanto riguarda le prestazioni, si osserva che le curve dei tre casi considerati coincidono per valori del *loading factor* tendenti a zero e si allontanano progressivamente al crescere di questo parametro. Al crescere del valore di ζ si riduce il numero di pressione, a parità di *loading factor*. Infine, si osserva che per ζ unitario si raggiunge un massimo a valori del *loading factor* di circa 0.9. Più precisamente, l'analisi dell'eq. 6.3 mostra che il valore del *loading factor* corrispondente al massimo è numericamente pari al rendimento idraulico della girante e che il valore massimo del numero di pressione dipende solo da ζ e η_{hyd} . Pertanto, si conclude che per ζ unitario non è possibile raggiungere i valori del numero di pressione suggeriti dalla letteratura per macchine a bassa velocità specifica (si veda la fig. 6.1, lato sinistro). Considerando invece la curva ottenuta per ζ di 0.75, questi valori possono essere ottenuti a fronte di un *loading factor* elevato (superiore o uguale a 0.85).

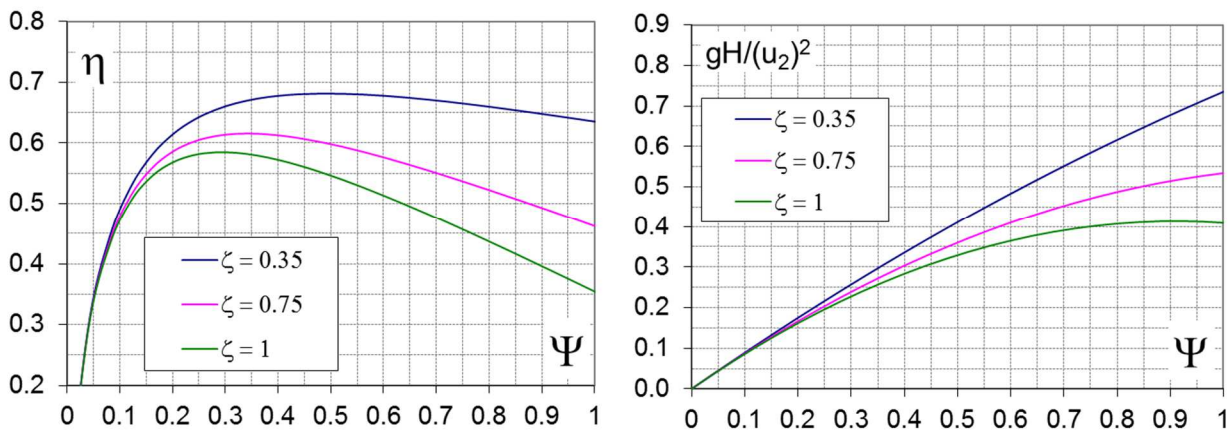


Fig. 6.5: Risultati del modello teorico per tre valori del coefficiente di perdita. A sinistra, rendimento in funzione del *loading factor*; a destra, numero di pressione in funzione del *loading factor*

Complessivamente, i risultati indicano che, al crescere del coefficiente di perdita nello stadio, il picco di efficienza si ottiene per valori inferiori del *loading factor* e, di conseguenza, valori inferiori del numero di pressione.

I risultati presentati nel capitolo 5 indicano che per gli stadi CD il valore minimo atteso per il coefficiente globale di perdita è compreso fra 0.7 e 0.8 e risente scarsamente delle condizioni operative in un ampio intervallo di funzionamento. Si può quindi assumere che, nelle condizioni di progetto dello stadio analizzato, il coefficiente globale di perdita ricada entro questo intervallo di valori. Pertanto, i risultati analitici ottenuti per un valore di ζ pari a 0.75 sono rappresentativi del comportamento di stadi CD. Si osserva che la curva di rendimento corrispondente si mantiene relativamente piatta in un ampio intervallo lungo l'ascissa. Ad esempio, nell'intervallo di *loading factor* fra 0.25 e 0.5 il rendimento scende di meno di 2 punti percentuali rispetto al picco. La porzione di questo intervallo a *loading factor* inferiore al valore di massimo rendimento è poco interessante dal punto di vista tecnico. Al contrario, la porzione a valori del *loading factor* maggiori consente di realizzare scambi di energia più sostenuti a fronte di una penalizzazione del rendimento. Nell'esempio precedente, l'incremento del *loading factor* a 0.5 corrisponde ad un incremento del numero di pressione di circa il 30% rispetto al punto di massimo rendimento. Il modello può quindi essere utilizzato anche per valutare le massime prestazioni ottenibili per un fissato valore minimo di rendimento richiesto. Si ricorda che il picco della curva di fig. 6.5 rappresenta il massimo per una data combinazione del valore dei parametri.

Risolvendo le equazioni del modello per diversi valori dei parametri di progetto, mantenendo ζ pari a 0.75, è possibile ricavare delle indicazioni di progetto per stadi CD simili a quelle riportate in letteratura per macchine tradizionali. In particolare, la fig. 6.6 mostra i risultati corrispondenti ai punti di massimo rendimento ottenuti variando Φ fra 0.015 e 0.086, η_{hyd} fra 0.89 e 0.92 ed a fra 0.06 e 0.15 (questo intervallo di valori di a restituisce un rendimento volumetrico fra 0.92 e 0.97 per ψ di 0.6). Il grafico mostra che la regione ottimale per gli stadi CD (indicatori pieni) è collocata al di sotto dei valori minimi indicati in letteratura per macchine tradizionali (linea a tratti). In particolare, la riduzione del valore di *loading factor* a parità di numero tipo varia fra il 30 ed il 50%. Nella stessa figura sono riportati anche i valori sperimentali degli stadi CD, già presentati in fig. 6.3. Si osserva che questi ultimi sono compresi fra la curva ottimale stimata mediante il modello analitico e il limite inferiore della regione suggerita in letteratura. I risultati del modello, pertanto, suggeriscono che buona parte delle macchine analizzate presenti una soluzione di compromesso fra l'efficienza e le prestazioni. In particolare, il rendimento dello stadio potrebbe essere incrementato riducendo il valore del *loading factor*. Come già osservato, tuttavia, in prossimità del massimo rendimento l'incremento di efficienza ottenibile con una riduzione del *loading factor* è poco marcato, a fronte della riduzione di numero di pressione significativa.

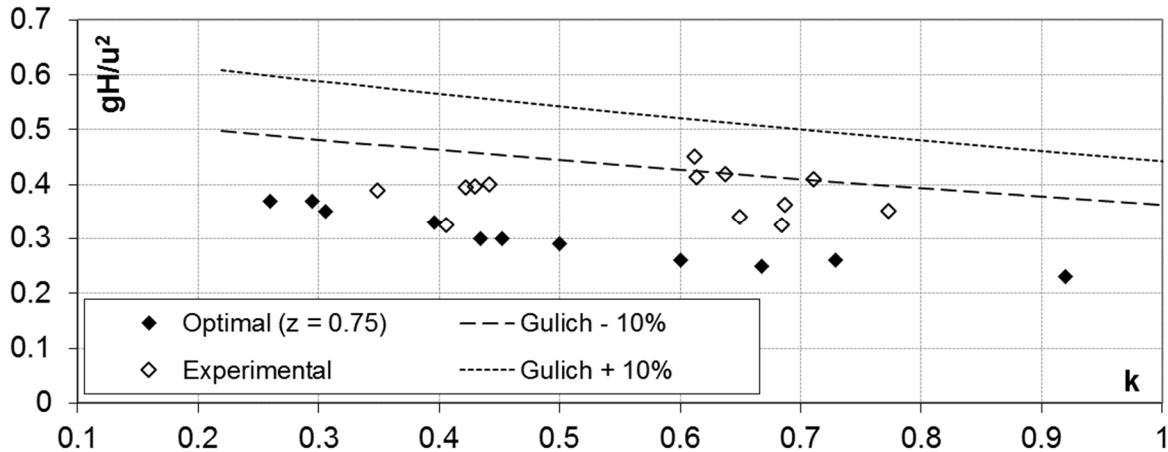


Fig. 6.6: Numero di pressione in funzione del numero tipo. Risultati del modello analitico (indicatori pieni), dati sperimentali (indicatori vuoti) e valori di letteratura, secondo [Gulich, 2008] (linee a tratti)

Conclusioni

In questo capitolo è stata presentata una raccolta di dati sperimentali relativi alle prestazioni nominali e all'efficienza di macchine multistadio, sia sommerse che di superficie. L'analisi dei risultati ha mostrato che allo stato dell'arte gli stadi con design compatto non raggiungono valori del numero di pressione confrontabili con quelli di macchine tradizionali, a parità di velocità specifica. Per queste macchine, al contrario, il numero di pressione si attesta fra 0.3 e 0.4 e mostra una debole dipendenza dal numero tipo. In relazione al numero di flusso, le indicazioni di letteratura per macchine tradizionali forniscono delle stime coerenti con i valori misurati per le macchine dal design compatto.

Alla luce di queste evidenze e dei vincoli progettuali imposti a questa tipologia di macchine, si conclude che i metodi di progetto tradizionali non sono utilizzabili integralmente per macchine compatte.

È stato proposto un modello analitico per stimare le prestazioni ed il rendimento di stadi di tipo compatto al variare del *loading factor*, fissati i vincoli di progetto. I risultati del modello mostrano che il massimo rendimento si ottiene per valori del *loading factor* relativamente bassi in stadi dal design compatto. A questi valori del *loading factor* corrispondono valori del numero di pressione inferiori a quelli riportati in letteratura per macchine tradizionali.

Oltre a fornire delle indicazioni riguardo il valore del *loading factor* o del numero di pressione, l'analisi presentata delinea un approccio di progetto dedicato alla tipologia di macchine in esame. Questo approccio consiste nella scelta del valore del *loading factor* a partire dai dati di progetto dello stadio compatto, cioè:

- a) portata nominale alla velocità di rotazione nominale.
- b) Diametro della girante (vincolato dal diametro dello stadio).

È interessante notare che questo approccio è significativamente diverso da quanto tradizionalmente suggerito dalla letteratura. Infatti, la strategia di progetto qui proposta ha fra i dati di progetto i vincoli dimensionali e come risultato lo scambio di energia. In particolare, il modello consente la scelta del valore del *loading factor* come compromesso fra prestazioni ed efficienza, oppure mirando a massimizzare quest'ultima nel rispetto dei vincoli. Diversamente, per i medesimi dati di progetto (portata nominale alla velocità di rotazione nominale) l'approccio tradizionale suggerirebbe di selezionare il valore del numero tipo in relazione al rendimento desiderato (valori del numero tipo prossimi a 0.8 nel caso in cui si desideri il massimo rendimento [Gulich, 2008]). Da questo dato è possibile ricavare la prevalenza per stadio. A questo punto, il diametro della girante (e, per estensione, della macchina) andrebbe stimato sulla base delle correlazioni empiriche, al fine di ottenere un valore del *loading factor* ottimale per il numero tipo desiderato. Questo processo, evidentemente, non consente di vincolare il diametro della macchina a priori.

PERFORMANCE ANALYSIS OF COMPACT MULTISTAGE PUMPS MANUFACTURED FROM SHEET METAL

F. Fontana

Department of Industrial Engineering, University of Padua, Padua, Italy,
Federico.fontana.3@phd.unipd.it

ABSTRACT

Cold forming and welding of stainless steel sheets is becoming a leading technology in mass production of multistage, radial flow pumps. The stages of these machines are usually manufactured by resistance spot welding of cylindrical (i.e. 2D) blades on flat surfaces. Such stages commonly feature the so-called “compact design”, i.e. the maximum stage diameter is close to the impeller one. Accordingly, an annular chamber connects the impeller and the return channels that drive the flow to the stage outlet. Although competitive in terms of production cost, this technology introduces strong constraints to the fluid dynamic design. Some design methods specifically conceived for compact stages made by moulding or casting technologies are presented in the literature. However, these methods result in blade geometries that are not suited to the present manufacturing technology, due to their complex 3D shape. In the light of this, a dedicated approach is needed for the hydraulic design of compact stages for sheet metal pumps. The present work reports and discusses experimental data on performance and efficiency of several industrial machines, featuring compact stages made from sheet metal. The pumps considered in the study feature a high technological level, as assessed by comparing the measured efficiency with reference values provided by Reg. 547/2012 EC. Nevertheless, the performance measured on these machines does not meet the data suggested in the literature for conventional pumps. Consequently, a theoretical analysis of the compact stage performance is presented in order to explain the difference between traditional and compact machines. In particular, the influence of the dynamic head contribution on the total head rise and on the efficiency of the compact design stages is discussed. The theoretical and experimental results suggest that the design methods for traditional machines are not suitable for compact stages of high efficiency, sheet metal pumps.

KEYWORDS

MULTISTAGE CENTRIFUGAL PUMP, SHEET-METAL PUMP, COMPACT DESIGN PUMP, PUMP PERFORMANCE ANALYSIS

NOMENCLATURE

2	(subscript) referred to the impeller outlet
c	velocity of the fluid
D	diameter
Q	flow rate
g	gravitational acceleration
H	head
imp	(subscript) referred to the impeller
k	disk friction coefficient
MEI	Minimum required Efficiency Index
MS2900	vertical multistage pump, with a nominal speed of 2900 rpm
MSS2900	submersible multistage pump, with a nominal speed of 2900 rpm
n_q	specific speed, $(n[1/\text{min}]) (Q[\text{m}^3/\text{s}])^{0.5} (H[\text{m}])^{-0.75}$

P_{df}	disk friction power
st	(subscript) referred to the static component of the head
u	blade tip velocity
u	(subscript) referred to the tangential direction
ϵ	degree of reaction
Φ	flow number, $Q/(2 u_2 D_2^2)$
η	pump efficiency
η_{hyd}	impeller hydraulic efficiency
η_{mec}	mechanical efficiency
η_v	volumetric efficiency
Ψ	impeller loading factor, c_{u2}/u_2
ζ	head loss

INTRODUCTION

Multistage centrifugal pumps (MCPs) made by cold forming and welding of stainless steel sheets gained significant sales figures around the world, in particular in developed countries and mature markets. This is due to the fact that: (i) MCPs are often the best choice when a high head is required with the constraint of a limited radial dimension (e.g. borehole submersible pumps, high-pressure vertical multistage pumps, etc.); (ii) resistance to corrosion and compatibility with drinking fluids are highly desirable features for any pump; (iii) the use of sheet metal as a raw material allows to optimise the use of stainless steel, which has a relatively high cost in comparison with other common alloys.

The design of non-customized MCPs has often the external diameter of the machine (thus, of the stage), the BEP (best efficiency point) flow rate and the rotational velocity as the inputs, whereas the BEP head results from a compromise between geometrical limitations, efficiency and cost. The latter is affected by both the industrial cost of a single stage and the number of stages required to meet a given performance. In turn, the limitation on the outer diameter strongly encourages an extensive use of the so-called compact design (CD) for values of the specific speed of the stage up to 40. Accordingly, each stage features a centrifugal impeller followed by a centripetal flow passages (i.e. the return channels) that guide the flow to the next stage. The rotating and the fixed vanes are connected by an annular chamber, bounded by the stage casing walls. A schematic view of one CD stage is presented in Fig. 1, where one impeller channel, one return channel and the annular chamber are highlighted. The arrows in the figure show schematically the direction of the main flow.

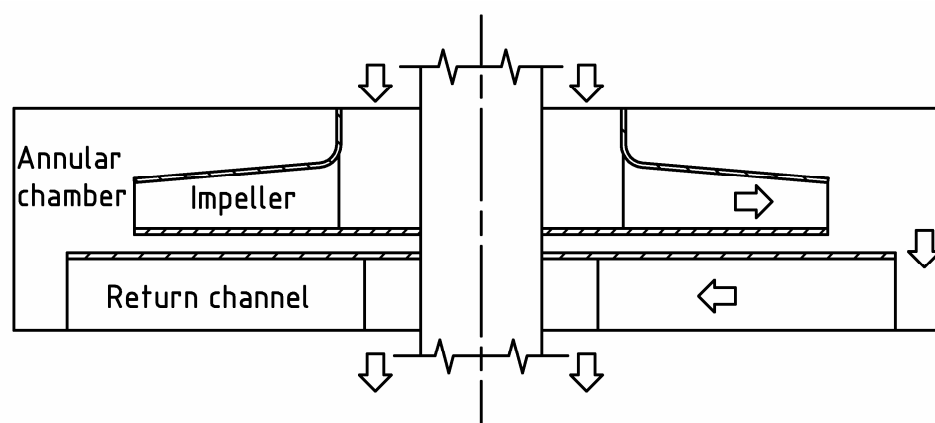


Fig. 1: Schematic view of a compact design stage, with the main flow path indicated by arrows.

The head loss in the annular chamber was studied in a previous work (Fontana, 2017), for several stage designs. It was found that it depends on: (i) the dynamic head at the impeller outlet;

(ii) the geometrical expansion ratio, i.e. the ratio between the impeller blade height and the annular chamber height; (iii) the ratio of the axial distance between the impeller outlet and the return channels inlet, to the impeller outer diameter. A correlation to evaluate the head loss of different stage geometries was determined for the nominal range of operation.

This head loss impacts the efficiency of CD stages, while it does not affect the stages featuring traditional shapes. Despite of their different features, CD and traditional pumps are considered altogether in the European regulation Reg. 547/2012 EC, and the same efficiency thresholds are prescribed for both types. For the development of this regulation, data on the efficiency of machines by several manufacturers were clustered into 8 classes for each external configuration of the pump. For each class, the minimum required efficiency at BEP is provided as a function of the specific speed and of the nominal flow rate (see Falkner, 2008). The efficiency curves corresponding to the highest class (MEI 0.8) are used as reference in this work and they are plotted in Fig. 2 by solid lines, for: left side, vertical multistage pumps (called MS 2900 in Falkner, 2008); and right side, submersible borehole pumps (called MSS 2900 in Falkner, 2008), respectively. The same figure shows also the current legal threshold as per Reg. 547/2012 EC, i.e. the MEI 0.4 class (broken lines with cross markers in the figures). The data provided by Gülich, 2008 for multistage pumps are reported as well, by broken lines and filled markers.

According to Fig. 2, the trends of the curves provided by Gülich, 2008 and Falkner, 2008 agree quite well for n_q up to 50. For MS 2900, the data in Gülich, 2008 are well above MEI 0.8 threshold for the large sized pumps, whereas they drop slightly below MEI 0.4 threshold for the small sized pumps. Therefore, none of the pumps featuring a BEP flow rate lesser or equal to $18 \text{ m}^3/\text{h}$ fulfils the legal requirements according to Gülich, 2008.

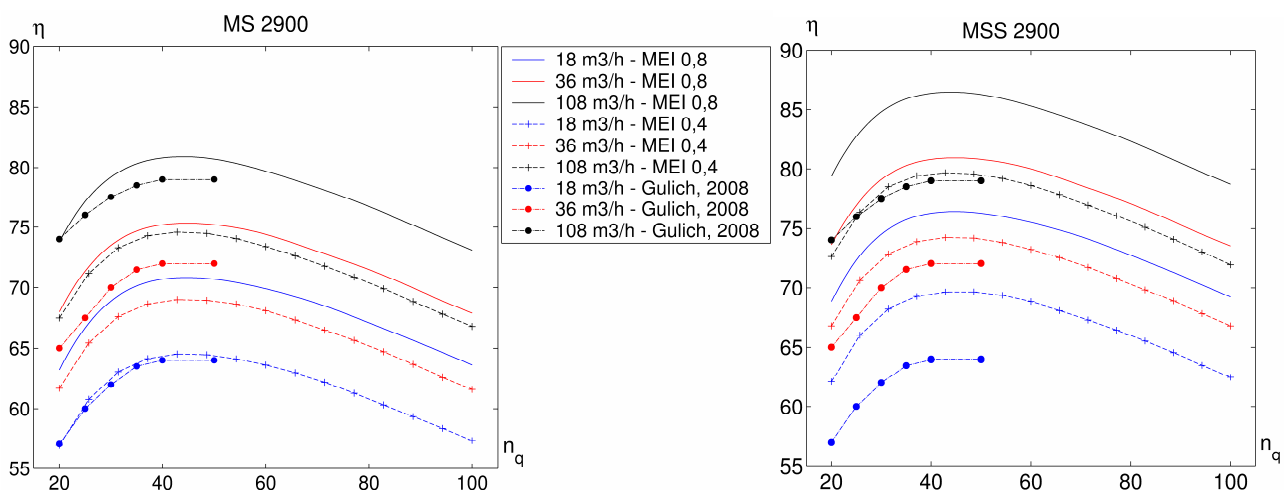


Fig. 2: Curves of efficiency versus specific speed, at different BEP flow rates, according to MEI 0.4 and MEI 0.8 thresholds (see Falkner, 2008) and according to typical values suggested in the literature (Gülich, 2008). Left side: multistage vertical pumps (MS 2900); right side: submersible multistage pumps (MSS 2900).

For MSS 2900 the gap between the two references is even more evident. In particular, according to the data from Gülich, 2008, only large sized, low specific speed pumps fulfill the regulation.

The previous comments suggest that:

- 1) Vertical multistage pumps meet the current legal requirements regularly only for large sized machines. In turn, small sized multistage pumps need some efforts in terms of industrial research to meet the legal requirements.
- 2) Submersible borehole pumps need a high investment in product development to reach the legal threshold, in particular when dealing with small sized machines.

In the light of this, special efforts to develop design approaches dedicated to CD stages of MCPs seem necessary. The literature suggests some design approaches for CD stages made by moulding or casting. However, these guidelines are not applicable to sheet metal pumps, due to technological and economical feasibility. Therefore, the present study investigates the performance and the efficiency of MCPs made by sheet metal forming, with a special interest on CD machines. In details, firstly the paper reports an overview of the literature on the performance of diffuser pumps, that are used as a reference to evaluate the performance of MCPs. Then, it presents and discusses experimental data on efficiency and performance of multistage pumps made from sheet metal and featuring either a CD or a diffuser design. Finally, it suggests a theoretical model that explains the experimental results obtained from CD machines.

Literature overview on performance of diffuser pumps

To assess the attainable performance for the stages of multistage machines and to support the analysis of CD stages, an overview of the literature on diffuser pumps was performed. The analysis included single- and multi-stage pumps featuring a diffuser design, either followed by a volute or not. Table 1 lists the data sources used in this study and associates them with a code. When possible, the dimensionless head coefficient, $gH/(u_2)^2$, at either the diffuser outlet section or the stage outlet section was considered (M1, M2, M3, M4, M10, M11); otherwise the head coefficient of the entire pump was plotted (M5, M6, M12, M13, M14, M15, M16). Industrial machines were preferred, although some pumps specifically conceived for research purposes were included (M7, M8). As a term of comparison, the optimal BEP head coefficient for volute and diffuser pumps according to Gülich, 2008 was considered. The lines in Fig. 3 bound the $\pm 10\%$ scatter band around the suggested value.

Table 1: references for diffuser pump performance

Code	Reference	Code	Reference
M1	Eisele et al., 1997	M9	Sloteman, 1989
M2	Masafumi et al., 2008	M10	Wang and Tsukamoto, 2003
M3	Aysheshim, 2001	M11	Yoshida et al., 1990
M4	Stel et al., 2013	M12	Miyabe et al., 2009
M5	Sano et al., 2002	M13	Pei et al., 2014
M6	Barrand et al., 1985	M14	Dyagilev et al., 1977
M7	Arndt et al., 1990	M15	Tsukamoto et al., 1995
M8	Ubaldi et al., 1998	M16	El Hajem et al., 1998
G +10%	Gülich, 2008 (+10%)	G -10%	Gülich, 2008 (-10%)

The values of the total head coefficient from the 16 references are reported on the left side of Fig. 3 (markers). The graph shows that the most part of the machines analysed falls within the band suggested by Gülich, 2008 (the only markers that are well outside of the suggested range correspond to machines designed for research purposes). Consequently, the latter is confirmed to be a best practice.

To investigate further the stage performance, the right side of Fig. 3 reports the static head at the impeller outlet for the same references. The graph shows that the dimensionless static head coefficient ranges between 0.34 and 0.39 when the specific speed ranges between 20 and 40. The difference between corresponding markers in the two graphs is proportional to the dynamic head at the impeller outlet.

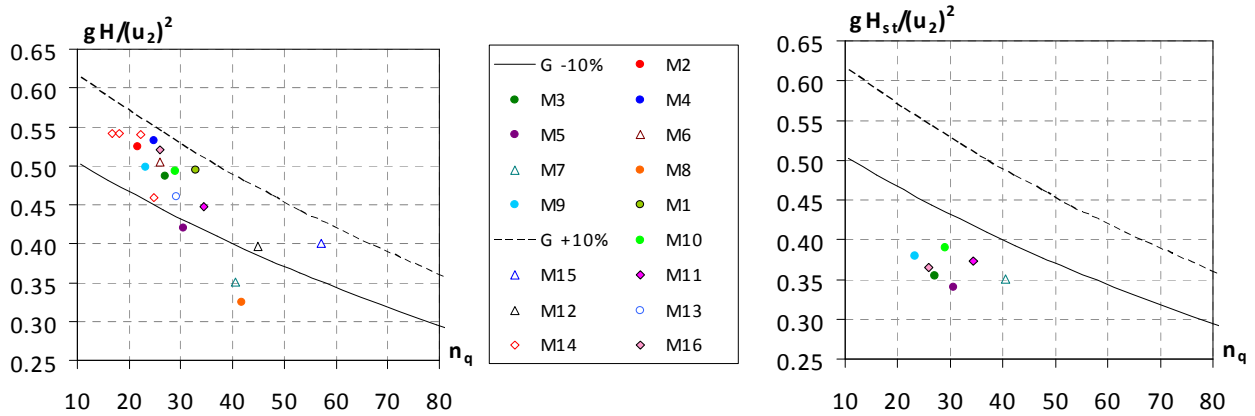


Fig. 3: left side, dimensionless head coefficient versus specific speed; right side, dimensionless static head coefficient at the impeller outlet. Data from references in Table 1. Lines represents the $\pm 10\%$ band around the optimal curve suggested by Gülich, 2008.

EXPERIMENTS

Experimental methodology

9 submersible borehole pumps and 20 vertical multistage pumps produced by several manufacturers were investigated. 15 machines feature CD stages. The BEP flow rates ranged between 1 and 100 m³/h at 2900 rpm, with numbers of stages between 3 and 18.

Performance and efficiency were measured in ISO 9906 compliant, closed-loop, test rigs installed in an industrial test facility. The test rigs comprise a large capacity vessel, suction and delivery piping, valves to control the flow rate on the delivery side and electro-magnetic flow meters. The pumps were driven by electric motors at a constant speed. The torque and rotational velocity at the pump shaft were measured. A suction and a delivery pressure transducers were used for the vertical multistage pumps. On the contrary, only the latter was used for the submersible pumps, because the total pressure at the inlet of these pumps was the atmospheric pressure. The measuring uncertainty was 0.3% for performance and 0.5% for efficiency.

For each duty point, 500 samples of volumetric flow rate, pump head, inlet temperature, torque and angular velocity were collected in 10 seconds and then time averaged. A total of 20 to 25 duty points spanning the operational range of each machine was measured.

Experimental results

Analysis of Efficiency

Fig. 4 shows the ratio between the measured values of efficiency and the reference values provided by Falkner, 2008 for MS 2900 pump type (i.e. vertical multistage pumps), as a function of the specific speed. The data are represented as bubbles, featuring an area proportional to the BEP flow rate. The graph shows that the pumps in the sample can be considered as representative of the best available technology, since most of them belongs to the MEI 0.8 class Falkner, 2008, while the remaining part is close to the MEI 0.8 threshold. It is noted that when both the specific speed and the flow rate are small, a larger fraction of machines reaches high values of relative efficiency. This suggests that in this region the reference curves according to Falkner, 2008 under-estimate the actual efficiency of sheet metal pumps.

Moreover, in the Introduction it was highlighted that the values suggested in Gülich, 2008 are, on average, below the threshold fixed by Falkner, 2008. Thus, as first general conclusion it can be stated that either the scientific literature is even more pessimistic with reference to multistage pumps or stainless steel, sheet metal pumps feature a higher efficiency compared to other types of multistage pumps.

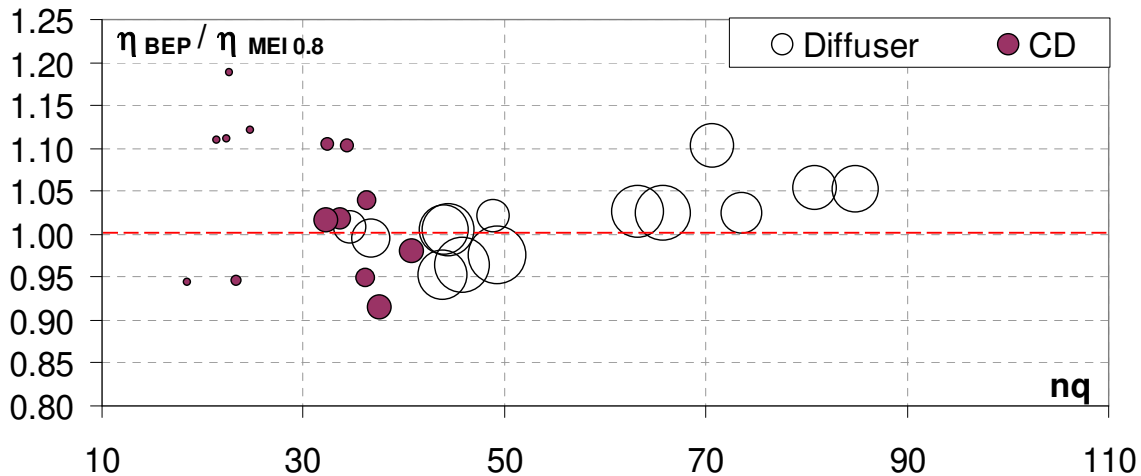


Fig. 4: ratio between the BEP measured efficiency and the corresponding MEI 0.8 value for MS 2900 according to Falkner, 2008. The bubble area is proportional to the BEP flow rate. Filled markers: compact design pumps; empty markers: diffuser pumps; red broken line: MEI 0.8 threshold.

Analysis of Performance

Fig. 5 compares the measured values of the BEP dimensionless head coefficient with the reference curves according to Gülich, 2008. MCPs featuring a diffuser design (empty triangles in figure) follow pretty strictly the literature. In contrast, the CD pumps (circles in figure) form a cloud of points centred on a value of head coefficient equal to 0.37, with the most part of the data laying between 0.33 and 0.42. No influence of the specific speed is evident among CD pumps. Accordingly, a significant difference from the curves in the literature (20% or more) is found for the smaller values of the specific speed, while the gap closes for n_q around 40. Thus, the issue regards mainly the so-called “slow” machines, which are supposed to operate with high values of the impeller loading factor, Ψ (Gülich, 2008). This experimental evidence cannot be ascribed to the poor quality of the machines considered because, as already discussed, the sample of pumps in this study represents the best available technology in the field. Therefore, this is supposed to be a specific feature of the CD stages, due to the annular chamber, which is the main difference from other multistage pumps.

It is worth noting that the CD pumps in Fig. 5 gather in a region that overlaps to that of the static head coefficients at the impeller outlet according to the right side of Fig. 3. This suggests that the useful head of CD stages consists only in the static contribution, because of the limited recovery of the dynamic head.

THEORETICAL ANALYSIS

To support the analysis of the experimental results, a theoretical model of the hydraulic behaviour of the compact design stages was developed. The theoretical model aims at highlighting the influence of the impeller loading factor and of the dynamic head contribution on the pump efficiency. The model considers a stage having a fixed geometry apart for the blade angle at the impeller outlet, so that the impeller can provide different values of specific work by changing this feature. This is a simplification to the problem of the constrained design of a family of multistage pumps (see the Introduction).

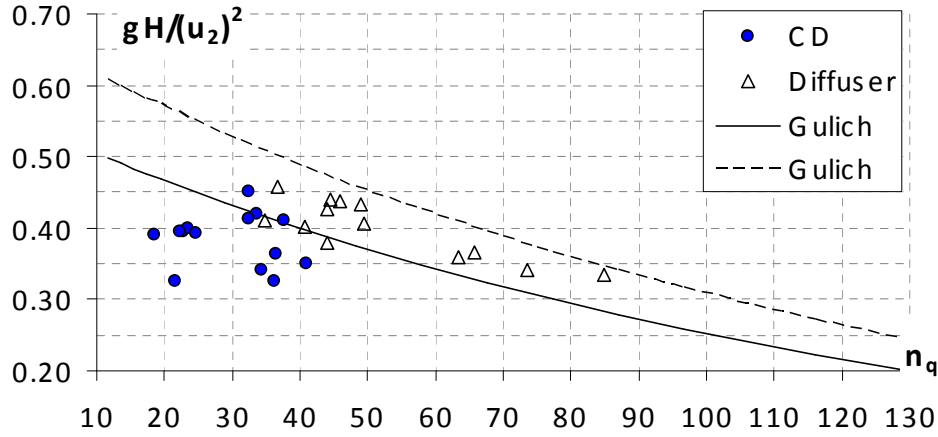


Fig. 5: experimental values of the head coefficient at BEP (markers). Lines represents the $\pm 10\%$ band around the values suggested in Gülich, 2008. Filled markers: compact design pumps; empty markers: diffuser pumps.

Under the usual assumption of swirl-less inlet flow, the total power provided by the impeller to the fluid equals: $\rho Q_{imp} (c_{u2} u_2) + P_{df}$, where P_{df} is the disk friction power and the other term is the power provided to the flow by the impeller channels. According to the dimensional analysis (see the literature review in Gülich, 2003), the disk friction power can be modelled as $P_{df} = \rho \cdot k \cdot u_2^3 \cdot D_2^2$.

The useful power equals $\rho Q g H$, which becomes $\eta_v \cdot \rho Q_{imp} g H$ after introducing the volumetric efficiency. In the former, the rise in useful specific energy, $\rho Q g H$, is determined from the impeller specific work, $c_{u2} u_2$, after subtraction of energy dissipated in the stage (inlet and outlet losses are neglected here). To account for the head loss in the impeller, the impeller specific work is multiplied by the impeller hydraulic efficiency, η_{hyd} . Thus, the rise in useful specific energy between the impeller inlet and outlet sections becomes $\eta_{hyd} \cdot c_{u2} u_2$. The head losses in the annular chamber and in the return channels have to be subtracted from this quantity in order to obtain the rise in useful specific energy.

The head loss in the annular chamber can be represented as a loss coefficient multiplied by the dynamic head at the impeller outlet (Fontana, 2017). The influence of the geometry is neglected in the present analysis, since the stage casing geometry was assumed to be fixed. The return channel loss is partly due the fraction of the dynamic head that is not recovered into static pressure (i.e. the diffusion loss), and partly to wall friction and other loss mechanisms. Only the first contribution is considered in the following. Accordingly, the total loss through the annular chamber and the return channels is proportional to the dynamic head at the impeller outlet by means of a loss coefficient, ζ . The dynamic head at the impeller outlet can be calculated as $(1-\varepsilon) \cdot c_{u2} u_2$, where ε is the degree of reaction. Accordingly, the rise in useful energy through the pump reads:

$$gH = \eta_{hyd} \cdot c_{u2} u_2 - \zeta \cdot (1-\varepsilon) \cdot c_{u2} u_2 = [\eta_{hyd} - \zeta \cdot (1-\varepsilon)] \cdot c_{u2} u_2. \quad (1)$$

Consequently, the pump efficiency reads:

$$\eta = \eta_{mec} \cdot \frac{\eta_v \cdot \rho Q_{imp} gH}{\rho Q_{imp} (c_{u2} u_2) + P_{df}} = \eta_{mec} \eta_v \cdot \frac{gH}{(c_{u2} u_2) + \frac{P_{df}}{\rho Q_{imp}}} =$$

$$= \eta_{mec} \eta_v \cdot \frac{[\eta_{hyd} - \zeta \cdot (1 - \varepsilon)] \cdot c_{u2} u_2}{(c_{u2} u_2) + \frac{k \cdot u_2^3 \cdot D_2^2}{Q_{imp}}} \quad (2)$$

where η_{mec} is the pump mechanical efficiency (see Gülich, 2008). In order to highlight the impeller loading factor in Eq. 2, both the numerator and denominator are divided by the square of the blade tip velocity. Accordingly, the pump efficiency reads:

$$\eta = \eta_{mec} \eta_v \cdot \frac{[\eta_{hyd} - \zeta \cdot (1 - \varepsilon)] \cdot \psi}{\psi + \frac{k \cdot u_2 \cdot D_2^2 \cdot \eta_v}{Q}} = \eta_{mec} \eta_v \cdot \frac{[\eta_{hyd} - \zeta \cdot (1 - \varepsilon)] \cdot \psi}{\psi + \frac{k \cdot \eta_v}{2 \cdot \Phi}}, \quad (3)$$

where Φ is the dimensionless flow number.

For sake of simplicity, in the following it is assumed that the mechanical and volumetric efficiencies are independent on Ψ . Moreover, since their value is usually high near BEP, both efficiencies are assumed equal to unity. Therefore, eq. (3) becomes:

$$\eta = \frac{[\eta_{hyd} - \zeta \cdot (1 - \varepsilon)] \cdot \psi}{\psi + \frac{k}{2 \cdot \Phi}}. \quad (4)$$

The value of k depends on Ψ because of: (i) variations in the leakage flow rate; (ii) variations in the momentum of the rotating core of fluid (see Gülich, 2003). However, both dependences are considered as secondary effects and are neglected in the following. Note that k depends also on the Reynolds number and on the geometry of the impeller side rooms. Nevertheless, a constant value of k is considered hereinafter, because the geometry, the rotational velocity and the viscosity of the fluid are fixed in the model.

According to Gülich, 2008, the impeller hydraulic efficiency changes only a few points percent for n_q between 27 and 80. Thus, η_{hyd} is considered as a constant in the present study. It is worth to note that eq. (4) provides only an indication of the attainable efficiency, but it cannot be directly compared with measured values, due to the many assumptions and simplifications considered in this study. The latter are partly due to the lack of accurate data regarding all of the loss mechanisms involved, and partly to a modelling choice. In fact, the aim of this model is to highlight the main fluid-dynamic features of CD stages. For this purpose, a simpler analytical model is advantageous. Nonetheless, a more accurate model can be obtained by removing these simplifications and replacing the parameters which are assumed to be constant with appropriate correlations.

The degree of reaction and the impeller loading factor are strictly linked one each other. In fact, for swirl-less inlet velocity and constant meridional velocity, the degree of reaction is:

$$\varepsilon = \frac{c_{u2} u_2 - 0.5 c_{u2}^2}{c_{u2} u_2} = 1 - 0.5 \cdot \psi.$$

Therefore, eq. (4) can be solved in terms of one of the two quantities, when the appropriate values of k , η_{hyd} , and Φ are provided. In the following, the equations are solved with reference to impeller loading factor, in order to evaluate the effect of this design parameter on the performance and efficiency of the stage.

Theoretical results

The assumptions considered in the following are: $k= 9.19\text{E-}4$, $\eta_{hyd} =0.90$, $\Phi=7.32\text{E-}2$. The values of k and Φ correspond to a real test case and the choice of the hydraulic efficiency is based on the results of numerical simulations.

For the choice of ζ it is observed that: (i) according to Fontana, 2017, the head loss coefficient for the annular chamber ranges between 0.2 and 0.8; (ii) the recovery of the dynamic head in the return channels is very slight (see for instance Zhou et al., 2012); (iii) the experimental results previously shown suggest that the dynamic head at the impeller outlet is completely lost. Consequently, the value of ζ is expected to range between 0.5 and 1.

Fig. 6 reports the model results corresponding to three values of ζ , namely: 0.35, 0.75 and 1. It is worth to note that Fig. 6 can be used to evaluate the effects of a change in a single design parameter (i.e., the impeller loading factor) once all of the other design parameters have been fixed. Accordingly, it does not allow to compare different designs or specific speeds, such as Fig. 2 and 3 do. The left side of the figure shows the predictions of efficiency according to eq. (4), as a function of Ψ . The graphs highlights that, for the smallest value of ζ , the curve is rather flat for values of the impeller loading factor in the range between 0.3 and 0.7. The optimal efficiency is reached at a value of Ψ between 0.4 and 0.5, that is consistent with the literature on radial flow impellers (see Gülich, 2008). As already noted, a comparison between these results and experiments in terms of absolute figures is not appropriate, due to the simplifications considered in the model.

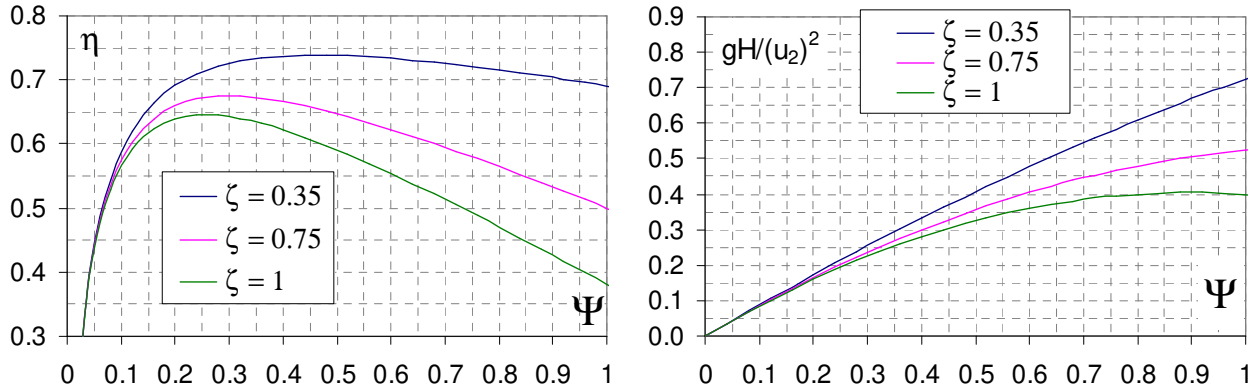


Fig. 6: results of the theoretical model. Left side: efficiency as a function of the impeller loading factor; right side: head coefficient as a function of the impeller loading factor.

In turn, when the value of ζ increases, the efficiency curve decreases faster with increasing Ψ , due to the increasing fraction of the dynamic head, which is dissipated to a large extent. Therefore, the peak becomes more evident and moves toward left, in the range of Ψ between 0.2 and 0.3.

Accordingly, to improve the efficiency of the CD stages (which do not allow for a significant recovery of the dynamic head), the value of Ψ should be selected relatively small. As a consequence, the head coefficient would result below the values in Fig. 3.

The dimensionless head coefficient, based on eq. (1), is shown on the right side of Fig. 6 as a function of Ψ . Clearly, the head decreases with increasing values of ζ . For ζ equal to 0.35, the values of dimensionless head coefficient suggested in Fig. 3 for radial flow machines are obtained when Ψ ranges between 0.45 and 0.6, in agreement with Gülich, 2008. In turn, for higher values of ζ the figure suggests that Ψ should range between 0.4 and 0.5 to obtain the values of head coefficient typical of CD stages (see Fig. 5). On the contrary, if the efficiency was maximised the value of the head coefficient would range between 0.2 and 0.25, that is 25% to 50% below the values reported in Fig. 5. Moreover, the graph shows that for ζ larger than 0.75 it is impossible to achieve the values of head coefficient according to Gülich, 2008, even in case Ψ was increased up to 1.

In the light of this, it can be stated that:

- 1) For CD stages, it is not worth to consider the values of the dimensionless head coefficient that are suggested for diffuser pumps. In fact, this would result in a severe decrease in efficiency.
- 2) At present the industrial solutions are the result of a compromise between performance and efficiency, and their efficiency could be raised at the price of a lower head coefficient.

Eq. (3) highlights that the results are influenced by the BEP flow rate. In particular, if no other parameter is changed, an increase in the BEP flow rate results in a decrease in the relative importance of the disk friction contribution. Thus, the dissipation of the dynamic head becomes the leading contribution and smaller values of the impeller loading factor are required to obtain the maximum efficiency. However, the qualitative comments regarding Fig. 6 still hold.

CONCLUSIONS

This work analysed the efficiency and the performance of multistage centrifugal pumps, with focus on compact design machines made by sheet-metal forming and welding. Indeed, the comparison between Reg. 547/2012 EC and the scientific literature showed that multistage pumps still need significant research efforts to meet European laws on efficiency, in particular when dealing with small sized machines.

The paper presented a collection of data of efficiency and performance measured on state-of-art, sheet metal, multistage pumps produced by several manufacturers. The comparison between the measured efficiency and the scientific literature showed that the latter is misleading for sheet metal, multistage pumps. In turn, the comparison on performance suggested that: (i) the values of head coefficient provided for traditional pump types are not suitable for compact design pumps; (ii) the most part of the dynamic head provided by the impeller is dissipated in compact design machines.

In the light of this, compact design, multistage pumps need dedicated design strategies to reach a high efficiency. Accordingly, a conceptual model was used to investigate the influence of the impeller loading factor on the efficiency of compact design stages. The theoretical results suggested that the maximum efficiency is reached for values of the impeller loading factor that are significantly smaller than those suggested for traditional designs. These optimal values are below the reported experimental data for industrial, compact design machines. This suggests that the efficiency of compact design machines could be improved at the price of a decrease in the head coefficient.

REFERENCES

- Arndt N., Acosta A.J., Brennen C.E., Caughey T.K., (1990). *Experimental Investigation of Rotor-Stator interaction in a centrifugal pump with several vaned diffusers*. J. Turbomachinery, vol. 112, p. 98.
- Aysheshim W., (2001). *Experimentelle untersuchung der Wechselwirkung zwischen Laufrad und Leitrad und der Turbulenz in einer radialen Kreiselpumpenstufe*. PhD Thesis. TU Darmstadt.
- Barrand JP, Caignaert G, Graeser JE, Rieutard E., (1985). *Syntheses de resultats d'essais en air et en eau en vue de la detection des debit critiques de recirculation a l'entree et a la sortie de la roue d'une pompe centrifuge*. La Houille Blanche, n. 5.
- Dyagilev A.I., Negrebetskii V.P., Smutin N.V., (1977). *Development of unified stages for ETsV6*. Chemical and petroleum eng., vol. 13 (8), p. 728, <http://dx.doi.org/10.1007/BF01137292>.
- Eisele K., Zhang Z., Casey M.V., Gülich J., Schachenmann A., (1997). *Flow analysis in a pump diffuser - Part I: LDA and PTV measurements of the unsteady flow*. J. Fluids Eng. vol 119 (4) - p 969.
- El Hajem M., Morel R., Spettel F., Bois G., (1998). *Etude de l'écoulement moyen en sortie de roue d'une pompe centrifuge (Roue SHF)*. La Houille Blanche, n. 7.
- Falkner H., (2008). *Preparatory studies for Requirements of Ecodesigns – Lot 11 on electric motors, water pumps, pumps in buildings and fans for ventilation in non-residential buildings. Appendix 6: Lot 11 - Water Pumps (in commercial buildings, drinking water pumping, food*

industry, agriculture). Report to European Commission. ED Number 02287 Issue Number 6 Date April 2008. Available at <http://www.eup-network.de/>

Fontana F., (2017). *Estimation of the head loss in the annular chamber of multistage centrifugal pumps featuring a compact design*. Proc. 1st Global Power and Propulsion Forum, Zurich, Switzerland.

Gülich J.F., (2003). *Disk friction losses of closed turbomachine impellers*. Forschung im Ingenieurwesen, vol. 68, <http://dx.doi.org/10.1007/s10010-003-0111-x>.

Gülich J.F., (2008). *Centrifugal Pumps*, Springer-Verlag, Berlin

Masafumi M., Toshiaki K., Daisuke K., Akihiro W., Takashi H., Kazuyui S., (2008). *Return vane installed in multistage centrifugal pump*. Int. J. Fluid Machinery and Systems, vol.1 (1), p. 57.

Miyabe M., Furukawa A., Maeda H., Umeki I., Jittani Y., (2009). *A Behavior of the Diffuser Rotating Stall in a Low Specific Speed Mixed-Flow Pump*. Int. J. Fluid Machinery and Systems, vol. 2 (1).

Pei J., Wang W., Yuan S., Mao J., (2014). *Numerical Investigation of Periodically Unsteady Pressure Field in a High Power Centrifugal Diffuser Pump*. Advances in Mech. Eng., vol. 2014, Article ID 159380, <http://dx.doi.org/10.1155/2014/159380>.

Regulation of the European Community n. 547/2012. Available at <http://eur-lex.europa.eu>.

Sano T., Nakamura Y., Yoshida Y., Tsujimoto Y., (2002). *Alternate blade stall and rotating stall in a vaned diffuser*. JSME Int. J., vol. 45 (4), p. 810.

Sloteman D.P., (1989). *Fluctuating pressure in pump diffuser and collector scroll - Part I - Final report*. NASA contractor report, NASA CR-183781, National technical information service.

Stel H., Amaral G.D.L., Hegrao C.O.R., Chiva S., Estevam V., Morales R.E.M., (2013). *Numerical Analysis of the Fluid Flow in the First Stage of a Two-Stage Centrifugal Pump With a Vaned Diffuser*. J. Fluids Eng. vol. 135. p. 071104-1

Tsukamoto H., Uno M., Nagal Y., Fukuno H., Hamafuku N., Okamura T., (1995). *Pressure fluctuation downstream of a pump impeller*. Trans. Japan Society of Mech. Engineers Series B, vol. 61 (586), p. 2149. <http://doi.org/10.1299/kikaib.61.2149>

Ubaldi M., Zunino P., Cattanei A., (1998). *Etude expérimentale de l'écoulement instationnaire dans le diffuseur aubé d'une turbomachine centrifuge*. La Houille Blanche, n. 3-4. <http://dx.doi.org/10.1051/lhb/1998034>.

Wang H., Tsukamoto H., (2003). *Experimental and Numerical Study of Unsteady Flow in a Diffuser Pump at Off-Design Conditions*. J. Fluids Eng., vol. 125, p. 767

Yoshida Y., Muratami Y., Tsurasaki H., Tsujimoto Y., (1990). *Rotating stalls in centrifugal impeller/vaned diffuser systems. 1st report, Experiment*. Trans. Japan Society of Mech. Engineers, Part B, vol 56 (530), p. 2991.

Zhou L., Shi W., Lu W., Hu B., Wu S., (2012). *Numerical Investigations and Performance Experiments of a Deep-Well Centrifugal Pump With Different Diffusers*. J. Fluids Eng., vol. 134, p. 071102-1.

Capitolo 7:

Metodo di progetto di stadi dal design compatto

In questo capitolo viene presentato un metodo di progetto vincolato per stadi dal design compatto. Il capitolo sintetizza gli approcci, i risultati e le considerazioni presentati in precedenza in un metodo per il progetto fluidodinamico di un nuovo stadio. Anzitutto viene affrontata la definizione stessa del problema, ponendo in evidenza l'influenza dei vincoli di progetto sulla definizione geometrica dello stadio. Viene quindi discusso il dimensionamento di massima dello stadio, supportato dal modello analitico presentato nel capitolo 6 e dai risultati delle analisi fluidodinamiche del capitolo 5.

Definizione del progetto vincolato

Come già osservato nei capitoli precedenti, le macchine multistadio prodotte in serie presentano una costruzione modulare, il cui elemento fondamentale è lo stadio. Le prestazioni di una particolare macchina all'interno di una famiglia sono ottenute sommando le prestazioni degli stadi che la compongono. L'approccio di progetto fluidodinamico, dunque, può essere considerato di tipo "bottom-up", in quanto parte dalla definizione del singolo stadio per arrivare al progetto della macchina nel complesso.

Come sarà chiarito si seguito, il diametro massimo dello stadio è fissato per ragioni tecno-economiche. Il progetto deve quindi rispettare questo vincolo dimensionale prima dei requisiti fluidodinamici.

Dati di progetto

In una macchina multistadio gli stadi sono assemblati in serie e la prevalenza è data dalla somma delle prevalenze degli stadi che la compongono. Al contrario, la portata della macchina è (a meno di perdite volumetriche) pari alla portata netta che attraversa ciascuno stadio. Di conseguenza, mentre lo scambio di energia globale della macchina può essere variato agendo sul numero di stadi, la portata nominale della macchina alla velocità di rotazione nominale risulta fissata una volta definita la geometria dello stadio. Pertanto, il parametro funzionale principale nel progetto dello stadio è la sua portata nominale.

Il progetto dello stadio, generalmente, presenta un vincolo di natura tecnica e/o economica riguardante il diametro massimo che questo può avere. A sua volta, il diametro massimo dello stadio vincola il diametro massimo della girante che può essere alloggiata al suo interno. D'altra parte, la teoria della similitudine e l'esperienza sintetizzata nei diagrammi statistici indicano che una riduzione di diametro della girante si traduce in una riduzione dello scambio di energia realizzabile. Pertanto, il diametro della girante influenza il numero di stadi richiesti per raggiungere la prevalenza richiesta alla macchina e, in ultima analisi, il suo costo (come anche la fattibilità tecnica, in alcuni casi). Risulta quindi auspicabile mantenere elevato lo scambio di energia per stadio. Ne discende che il diametro della girante e quello dello stadio siano generalmente quanto più possibile prossimi al valore massimo consentito dai vincoli progettuali. Con buona approssimazione, quindi, si può considerare che il diametro dello stadio sia di fatto un dato di progetto.

Scelta della configurazione dello stadio

I dati di progetto identificano il valore del numero di flusso $\Phi_{st} = Q/(\omega \cdot D_{st}^3)$ da realizzare. Per una data configurazione dello stadio, il valore massimo ammissibile di Φ_{st} è fissato da limiti fluidodinamici (a titolo indicativo, per realizzazioni radiali l'esperienza suggerisce il limite massimo di 0.01). Di conseguenza, i dati di progetto (velocità di rotazione, portata e diametro dello stadio) individuano quasi univocamente la conformazione dello stadio (radiale, mista o assiale), prima ancora che il valore di prevalenza per stadio e di

numero tipo siano stati definiti. In altri termini, poiché il diametro dello stadio vincola il diametro massimo della girante, rimane indicativamente fissata la massima portata realizzabile alla velocità di rotazione nominale con uno stadio a flusso radiale. Un ulteriore aumento di portata richiede il passaggio ad una configurazione a flusso misto. Pertanto, i dati di progetto permettono di identificare i casi in cui uno stadio a flusso radiale può risultare adeguato.

Per uno stadio a flusso radiale è possibile scegliere fra una configurazione tradizionale, con diffusore radiale centrifugo seguito dai canali di ritorno, e quella compatta, con camera anulare. Tale scelta ha un notevole impatto sulle prestazioni dello stadio. In accordo con i risultati descritti nel capitolo 6, gli stadi dal design compatto presentano tipicamente valori del numero di pressione adimensionale gH_{st}/u_2^2 fra il 20 ed il 35% inferiori rispetto a quelli di stadi dal design tradizionale, a parità di velocità specifica. Per contro, il disegno di uno stadio a flusso radiale con diffusore radiale centripeto è caratterizzato da un rapporto fra diametro di uscita del diffusore e quello della girante compreso fra 1.3 ed 1.5 ([Lugovaya et al.], [Gulich, 2008]). Pertanto, fissato il diametro massimo utile all'interno dello stadio, l'utilizzo di un design tradizionale si traduce in una riduzione del diametro della girante a valori compresi fra 0.66 e 0.77 volte il diametro della girante che può essere installata in uno stadio dal design compatto. Questa riduzione è solo in parte controbilanciata dall'incremento del numero di pressione (circa 1.3 volte). Infatti, la prevalenza dello stadio tradizionale risulta compresa fra 0.57 e 0.77 volte quella dello stadio compatto. A questa riduzione di prestazioni vanno aggiunti aumenti di costo e di complessità dello stadio significativi nel caso di realizzazioni in lamiera. Per contro, come dimostrato in [Fontana, 2017 (2)], la scelta della configurazione compatta, pur costituendo una scelta sub-ottimale, non preclude il raggiungimento di valori di rendimento uguali o prossimi a quelli considerati rappresentativi dello stato dell'arte nell'ambito delle macchine multistadio. Risulta quindi evidente il vantaggio tecnico-economico nell'uso di stadi compatti nel caso di progetto vincolato.

Scelta dei parametri di progetto

Segue da quanto esposto che, nel progetto di uno stadio compatto, la principale scelta progettuale è il valore del *loading factor*, da cui deriva la prevalenza per stadio. Rimangono inoltre da definire l'altezza della palettatura della girante e la geometria della camera anulare e dei canali di ritorno. Per il disegno di dettaglio della girante si rimanda alle numerose indicazioni presenti in letteratura, poiché la fluidodinamica di questo organo è pressoché inalterata dalle differenze esistenti tra gli stadi compatti e quelli tradizionali [Pedersen et al.].

Come già osservato, il diametro della girante risulta vincolato, sulla base di valori statistici, dal diametro dello stadio, a meno di piccole variazioni. Fissata questa dimensione, il valore di prevalenza di progetto alla velocità di rotazione nominale dipende esclusivamente dalla scelta del *loading factor*, $\psi = c_{u2}/u_2$.

Tale scelta può essere fatta sulla base dei dati statistici presentati nel capitolo 6. Questi ultimi indicano una scarsa dipendenza del valore del numero di pressione dalla velocità specifica. Pertanto, la scelta del *loading factor* non richiede un procedimento iterativo. Il valore del *loading factor* può quindi essere scelto incrementando il valore di riferimento del numero di pressione (0.37 +/- 0.05) della quantità corrispondente alle perdite fluidodinamiche nello stadio. Queste ultime, che dipendono dalla taglia e dal disegno della macchina, devono essere stimate sulla base della letteratura, dell'esperienza o di modelli semplificati. Limitatamente alla camera anulare e ai canali di ritorno, il capitolo 5 fornisce indicazioni utili alla stima.

In alternativa, seguendo un approccio più rigoroso, il valore del *loading factor* può essere scelto utilizzando i risultati del modello analitico presentato nel capitolo 6. In particolare, per ciascuna scelta dei dati di progetto e dei parametri fluidodinamici, il modello restituisce la dipendenza del rendimento e del numero di pressione dal *loading factor* (si veda la fig. 6.5). Si sottolinea che in questa fase del progetto:

- il valore del numero di flusso è noto.
- Quello del coefficiente di ventilazione k_{af} può essere stimato ricorrendo, per esempio, ai test eseguiti su dischi piani (si veda, ad esempio, [Daily & Nece]).

- Il valore dei rendimenti volumetrico e idraulico possono essere ragionevolmente assunti sulla base dell'esperienza e/o della letteratura, in relazione alle dimensioni della macchina.
- Il valore del coefficiente di perdita globale negli organi stazionari può essere stimato, con buona approssimazione, sulla base dei dati presentati nel capitolo 5. Questi ultimi, infatti, indicano un valore di 0.75 su buona parte del campo di lavoro.

I risultati del modello (fig. 6.5, lato sinistro) permettono di scegliere il valore del *loading factor* che massimizza il rendimento, oppure il valore massimo corrispondente al minimo rendimento richiesto. D'altra parte, come già osservato nel capitolo 6, valori inferiori a quello di massimo rendimento non forniscono alcun vantaggio, dunque non sono generalmente interessanti in sede di progetto. I risultati dello stesso modello (fig. 6.5, lato destro) consentono di stimare la prevalenza dello stadio per il valore di *loading factor* di progetto.

Sezione di uscita della girante

Le misurazioni riportate nel capitolo 6 indicano che i dati forniti dalla letteratura per macchine tradizionali sono applicabili a stadi dal design compatto, nonostante una significativa dispersione di questi ultimi. Il valore del numero di flusso, $\varphi = Q/A_2 u_2$ permette di dimensionare la sezione di uscita della girante e, poiché il diametro è vincolato, anche l'altezza palare mediante le usuali relazioni, riportate per chiarezza nel seguito.

$$A_2 = Q/(\varphi u_2)$$

$$b_2 = A_2/(\pi D_2)$$

Camera anulare

L'analisi della caduta di pressione totale in questo organo (capitolo 5) indica che i parametri geometrici da considerare sono il rapporto geometrico di espansione (GER) e la distanza assiale relativa fra girante e canali di ritorno (RAD).

$$GER = b_2/h_{st}$$

$$RAD = \Delta z/D_2$$

Il GER influenza significativamente il valore minimo del coefficiente di perdita. La perdita stessa può essere paragonata, qualitativamente, a quella che si verifica per brusca diffusione in un condotto con cambio repentino di sezione. Conseguentemente, il valore del GER dovrebbe essere più possibile prossimo all'unità per contenere le perdite. Per contro, il valore del GER è fortemente influenzato dai vincoli costruttivi dello stadio. Dunque, il valore del GER può variare entro limiti piuttosto stretti. Si suggerisce quindi la scelta in un intorno del valore 0.2.

Il RAD influenza significativamente il valore del *loading factor* per il quale si registra il minimo del coefficiente di perdita nella camera anulare. Pertanto, una volta fissato il valore di progetto del *loading factor*, questo parametro può essere utilizzato per minimizzare le perdite nel punto di funzionamento nominale. A tal fine, tuttavia, occorre agire esclusivamente sulla posizione assiale della girante all'interno dello stadio, per non modificare il valore del GER. I risultati di fig. 5.4 indicano che il valore di minima perdita si ottiene quando il prodotto $\psi^2 RAD^{0.9}$ è pari a 0.026 +/- 0.001. Il valore ottimale del RAD risulta quindi:

$$RAD = \sqrt[0.9]{0.026/\psi^2}.$$

Canali di ritorno

L'analisi numerica dei canali di ritorno presentata nel capitolo 5 ha mostrato l'esistenza di un'ampia regione in cui il coefficiente di caduta di pressione totale/statica (eq. 5.5) non dipende marcatamente dalle

condizioni operative. In questa regione, il recupero di pressione dinamica in pressione statica avviene con un rendimento fra il 20 ed il 35% (fig. 5.6). Questo comportamento permane fin tanto che all'ingresso del canale di ritorno si verifica una condizione di "incidenza positiva".

L'analisi ha anche mostrato che la condizione di minima perdita totale/totale avviene in prossimità del passaggio da "incidenza positiva" ad "incidenza negativa", cioè quando l'angolo di attacco risulta nullo. Va considerato, tuttavia, che la pressione dinamica all'uscita dei canali di ritorno è in larga parte dissipata. Pertanto, in fase di progetto non è vantaggioso ricercare il minimo coefficiente di perdita totale/totale in corrispondenza della portata nominale, poiché a portate poco superiori a questa le prestazioni risulterebbero penalizzate. Al contrario, risulta conveniente spostare tale punto verso portate maggiori di quella di progetto, al fine di posizionare la regione di lavoro a rendimento di diffusione costante a cavallo della portata nominale. Pertanto, si suggerisce di profilare la palettatura dei canali di ritorno in modo tale che l'angolo di incidenza all'ingresso del tratto palettato sia nullo per un valore di portata pari a 1.2 volte il valore di progetto.

In accordo con i risultati in [Lee et al.], risulta vantaggioso adottare palettature caratterizzate da una bassa solidità ed una ridotta lunghezza della corda del profilo (ottenuta adottando dei profili palari che abbracciano un settore di circonferenza compreso fra 50° e 80°, indicativamente).

Verifica virtuale e correzioni

Una volta definiti i principali elementi geometrici dello stadio, le prestazioni e il rendimento dello stesso possono essere stimati numericamente mediante uno degli approcci di modellazione presentati nei capitoli 2 e 4. In particolare, l'uso dell'approccio semplificato ha il vantaggio di presentare un costo computazionale contenuto, grazie alla dimensione ridotta del dominio di calcolo e al fatto di non richiedere iterazioni di calcolo successive per il medesimo punto di lavoro al fine di stimare le perdite volumetriche.

I risultati della simulazione possono essere utilizzati per valutare le caratteristiche individuali dei singoli organi dello stadio. Confrontando le stesse con le indicazioni fornite nel capitolo 5, è possibile valutare variazioni geometriche della camera anulare e dei di ritorno.

Il modello permette inoltre di prevedere, con accuratezza adeguata alle necessità di questa fase di progetto, la riduzione di prestazioni negli stadi intermedi causata dalla costruzione multistadio (capitolo 2). Qualora questa penalizzazione risulti eccessiva, è necessario intervenire sul progetto dei canali di ritorno al fine di ridurre la velocità tangenziale residua all'uscita degli stessi.

Nel caso in cui sia necessario stimare anche la spinta assiale dello stadio, nel capitolo 5 è stata dimostrata la necessità di includere le portate di fuga nel modello. Lo stesso modello indica che le portate di fuga possono avere un notevole impatto sul valore della spinta assiale. Pertanto, l'accuratezza della stima della spinta assiale è strettamente legata a quella della stima delle portate di fuga e può essere migliorata utilizzando il procedimento iterativo descritto nel capitolo 4 unitamente alle caratteristiche delle tenute (misurabili come descritto nel capitolo 3).

Il diagramma di flusso della fig. 7.1 riassume il processo di dimensionamento descritto in questo capitolo.

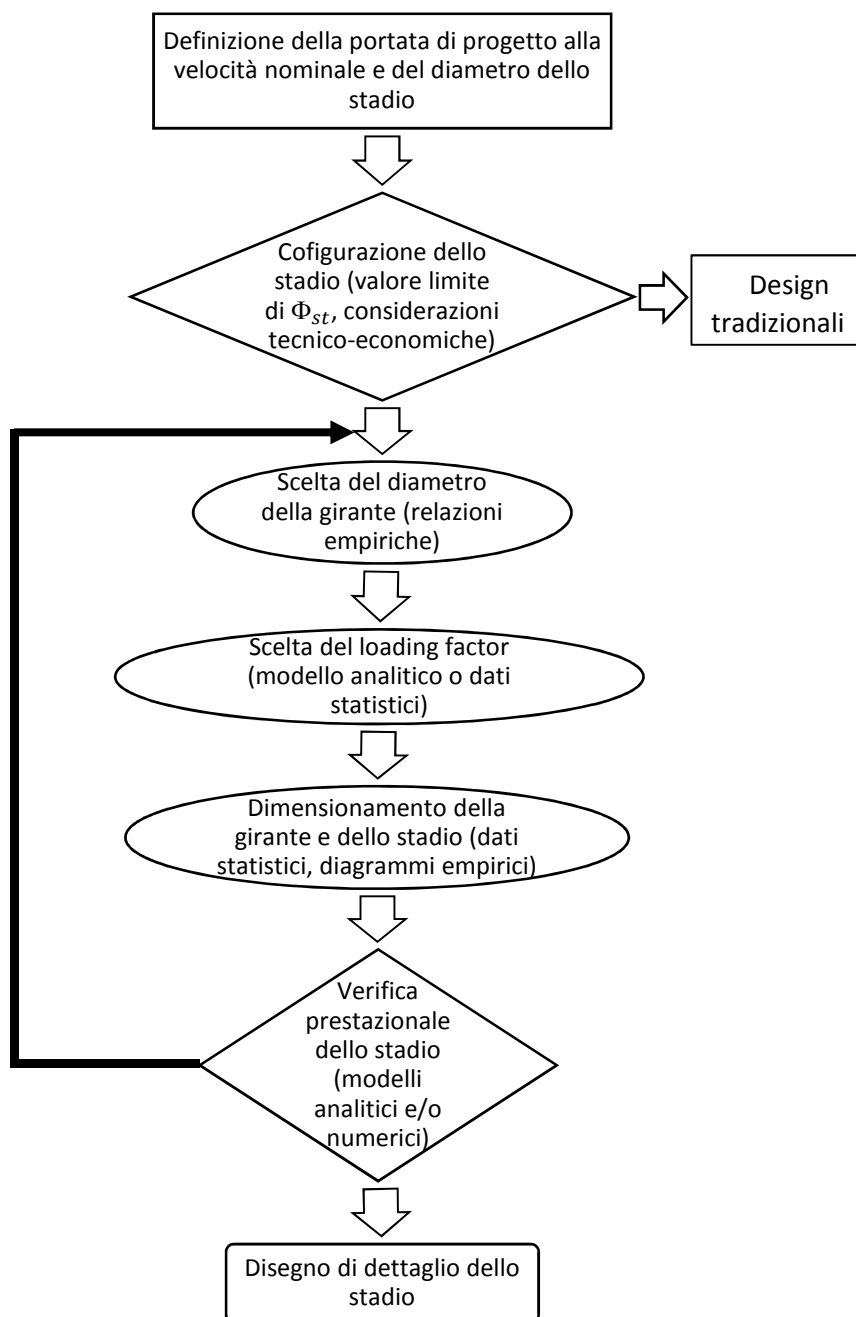


Fig. 7.1: diagramma di flusso del processo di dimensionamento

Conclusioni

In questo lavoro sono stati studiati metodi di progetto e di analisi di stadi dal design compatto realizzati in lamiera stampata e saldata, tipicamente utilizzati in pompe multistadio sommerse e verticali multistadio.

Lo studio ha evidenziato che questa tipologia di stadi presenta delle peculiarità non comuni ad altre tipologie di pompe multistadio. In particolare, la presenza della camera anulare, seguita dai canali di ritorno, influenza significativamente il loro funzionamento. Di conseguenza, le correlazioni descritte in letteratura fra numero di pressione adimensionale e velocità specifica non sono applicabili a queste pompe. Come dimostrato nel capitolo 6, infatti, i valori sperimentali misurati su macchine rappresentative dello stato dell'arte sono inferiori del 20-30% rispetto alle indicazioni di letteratura. Queste osservazioni evidenziano la necessità di sviluppare linee guida di progetto dedicate alla tipologia di macchine in esame.

Per supportare lo studio di queste macchine, è stato proposto e validato sperimentalmente un metodo numerico-analitico per la stima delle prestazioni e dell'efficienza di uno stadio dal design compatto (capitolo 2). Anzitutto è stata indagata l'applicabilità del modello di turbolenza $k-\omega$ di Wilcox, nella formulazione priva di funzioni di parete, a casi di interesse industriale. Lo studio ha mostrato che il modello richiede un'elevata risoluzione della griglia di calcolo a parete ($y^+ < 0.1$) per raggiungere l'indipendenza dei risultati dalla griglia stessa. Questa caratteristica impatta significativamente sul costo computazionale del modello, rendendolo scarsamente compatibile con i tempi di sviluppo ristretti richiesti dall'industria. Va inoltre considerato che, per applicazioni industriali di media e piccola scala, tale livello di dettaglio può contrastare con i limiti geometrici del modello stesso. Inoltre, nonostante l'elevato livello di discretizzazione del dominio, il modello presenta degli scostamenti significativi nella stima delle grandezze turbolente rispetto ai dati di riferimento forniti dalla letteratura (ottenuti da simulazioni DNS). In aggiunta, negli esempi disponibili in letteratura, il modello $k-\omega$ è stato tipicamente associato a funzioni di parete basate sulla legge logaritmica, proprio per ridurre il peso computazionale. In tal caso, i confronti riportati in letteratura indicano una scarsa differenza nei risultati ottenuti con i diversi modelli di turbolenza. Di conseguenza, nei successivi studi numerici realizzati in questo lavoro è stato preferito il modello $k-\epsilon$ standard con funzioni di parete.

Il modello numerico dello stadio è stato integrato con un approccio analitico per stimare gli effetti dell'interazione fra stadi successivi senza la necessità di modellare molteplici stadi (capitolo 2). Il metodo di calcolo proposto si basa sulla valutazione numerica del flusso di quantità di moto angolare residua all'uscita dello stadio. Questa grandezza viene utilizzata per stimare, mediante correlazioni analitiche, la riduzione di lavoro specifico della girante sul fluido, negli stadi successivi al primo. Questo approccio permette di valutare le prestazioni degli stadi successivi al primo, quindi quelle dell'intera macchina multistadio, evitandone la modellazione numerica diretta. La validazione sperimentale del modello ha mostrato una capacità previsionale dello stesso caratterizzata da errori massimi del 5%. Tale risultato è confrontabile con quelli ottenuti con modelli numerici che includono uno o più stadi. Data la notevole riduzione della dimensione del modello, il metodo proposto costituisce una valida alternativa agli approcci multistadio.

Per migliorare l'accuratezza delle previsioni del modello, è stato introdotto un metodo per la stima delle perdite volumetriche. Anzitutto è stata realizzata una campagna sperimentale di caratterizzazione delle tenute a rasamento usate in questi stadi (capitolo 3). L'analisi delle curve caratteristiche delle tenute ha inoltre permesso di evidenziare l'importanza del disegno dell'alloggiamento dell'anello di rasamento e della rigidità radiale dell'anello stesso sulle sue capacità di tenuta. In particolare, è stato osservato che alloggiamenti che espongono maggiormente le superfici non accoppiate dell'anello al liquido consentono di ridurre drasticamente (fino al 75%) la portata di fuga, a parità di differenza di pressione. Questo effetto viene amplificato quando l'anello presenta una ridotta rigidità radiale. Infatti, in questo caso si osserva una

Conclusioni

riduzione della portata di fuga all'aumentare della differenza di pressione, a causa del restringimento dell'anello stesso e, di conseguenza, della sezione di attraversamento.

Sono stati proposti due metodi per integrare questi dati nel modello numerico, al fine di stimare la portata di fuga negli stadi, evitando la simulazione numerica delle tenute stesse (capitolo 4). Il metodo di correzione di minor impatto in termini di tempo di calcolo (denominato "metodo semplificato") ha migliorato sensibilmente le capacità previsionali del modello numerico. Tuttavia, l'accuratezza delle previsioni delle curve di prestazione ha mostrato una notevole variabilità fra le tre geometrie di stadio considerate nella validazione. Nel campo di lavoro tipico delle tre macchine, infatti, sono stati osservati scostamenti delle previsioni dai valori sperimentali fino a 1.4%, nel caso migliore, e fino al 12% nel peggiore. La stima della caratteristica di rendimento risulta generalmente più accurata rispetto a quella delle prestazioni.

Questo approccio di calcolo è stato confrontato con uno caratterizzato da maggiore accuratezza concettuale ma anche da maggior peso computazionale, dovuto alla sua natura iterativa ("metodo iterativo"). A dispetto della maggiore complessità ed onerosità, i risultati ottenuti con questo metodo non si discostano significativamente da quelli ottenuti con il metodo semplificato, per quanto riguarda le stime di prestazioni e potenza assorbita dello stadio. Di conseguenza, il metodo di calcolo delle perdite volumetriche non iterativo è preferibile per la stima di queste caratteristiche.

Al contrario, i risultati ottenuti con i due metodi mostrano una netta differenza per quanto riguarda la stima della spinta assiale (capitolo 4). In particolare, il metodo semplificato non produce stime della spinta assiale sufficientemente accurate per risultare utili in fase di progetto. Al contrario, i risultati del metodo iterativo sono confrontabili con i valori sperimentali, discostandosi da questi meno del 15% nel campo di lavoro tipico.

Il metodo di calcolo semplificato è stato utilizzato per simulare il funzionamento di cinque diversi stadi e stimare le perdite che si verificano nella camera anulare di ciascuno (capitolo 5). L'analisi ha mostrato che le perdite dipendono:

- a) dal valore del *loading factor*.
- b) Dal rapporto geometrico di espansione (GER).
- c) Dalla distanza assiale relativa fra girante e canali di ritorno (RAD).

Il valore minimo del coefficiente di perdita si attesta attorno al 22% per i migliori design dello stadio. I risultati delle simulazioni suggeriscono che l'altezza della camera anulare dovrebbe essere ridotta al minimo valore compatibile con i vincoli costruttivi, al fine di ridurre le perdite. Inoltre, è emerso che la distanza fra girante e canali di ritorno può essere fissata in modo da ottenere le minime perdite in corrispondenza del valore di progetto del *loading factor*. I restanti parametri geometrici non sembrano influire marcatamente sulle perdite nella camera anulare, entro i limiti di variabilità tipicamente incontrati nella produzione industriale.

Similmente, è stata analizzata la fluidodinamica dei canali di ritorno (capitolo 5). I risultati indicano un rendimento di diffusione dei canali stessi attorno al 20% in un ampio intervallo del campo di funzionamento. Questo comportamento è stato associato alla condizione di "incidenza positiva" all'ingresso dei canali stessi. Viceversa, è stato osservato che il passaggio ad una condizione di "incidenza negativa" determina una brusca variazione di comportamento, a seguito della quale i canali di ritorno inducono perdite fluidodinamiche che crescono rapidamente con la portata. In accordo con queste osservazioni, il coefficiente di caduta di pressione totale/statica nei canali di ritorno si mantiene pressoché costante nel campo di funzionamento caratterizzato da "incidenza positiva", mentre crescere rapidamente con la portata in presenza di "incidenza negativa". Pertanto, in sede di progetto la condizione di angolo di attacco nullo dovrebbe essere posizionata opportunamente oltre la portata nominale.

È stato sviluppato un modello analitico per supportare la scelta del valore del *loading factor* nel progetto di uno stadio dal design compatto (capitolo 6). Fissati la portata nominale alla velocità di rotazione nominale e il diametro della girante, il modello analitico permette la stima delle prestazioni e del rendimento dello stadio in funzione del *loading factor*. In questo modo è possibile stimare il valore del *loading factor*

corrispondente al massimo rendimento dello stadio, compatibilmente con i vincoli progettuali, oppure il massimo valore che permette di superare un requisito minimo di rendimento. Il modello analitico indica che il valore del *loading factor* corrispondente al massimo rendimento dello stadio per stadi dal design compatto è dal 30 al 50% inferiore rispetto al valore suggerito dalla letteratura per macchine tradizionali con la medesima velocità specifica. Tale valore è generalmente inferiore a quello misurato su macchine di produzione industriale. Si conclude quindi che gli stadi compatti raggiungono il massimo rendimento per valori del *loading factor* inferiori a quelli tipici di realizzazioni consolidate. D'altra parte, l'analisi dei risultati suggerisce che le soluzioni adottate in industria rappresentano tipicamente un compromesso fra rendimento e prestazioni dello stadio, poiché il valore del numero di pressione misurato eccede quello ottimale.

Sulla base dei risultati del modello analitico, è stato definito un metodo di progetto vincolato di stadi compatti (capitolo 7). Il metodo ha come parametri in ingresso il diametro dello stadio e la portata nominale alla velocità di rotazione nominale. Sfruttando i risultati del modello analitico viene fissato il valore di progetto del *loading factor*, in relazione agli obiettivi di progetto (cioè del compromesso fra rendimento e prestazioni dello stadio desiderato). Dal valore del *loading factor* viene stimata la prevalenza nominale. La progettazione di dettaglio della camera anulare e dei canali di ritorno viene supportata dai risultati delle analisi fluidodinamiche degli stadi compatti e dalle linee guida esposte nei capitoli 5 e 6. Una volta completata la definizione geometrica dello stadio, i modelli sviluppati in questo lavoro possono essere utilizzati per effettuare delle verifiche virtuali della geometria ed eseguire delle ulteriori analisi.

Lavoro futuro

Il metodo di progetto presentato in questo lavoro consente, allo stato dell'opera, di stimare le principali dimensioni dello stadio e degli organi che lo compongono. Per fornire un miglior supporto al progetto di stadi compatti, tuttavia, è necessario indagare più approfonditamente la fluidodinamica della camera anulare e dei canali di ritorno.

Con riferimento alla prima, il ruolo dei principali parametri geometrici (GER, RAD) nella determinazione del coefficiente di perdita totale/totale è stato discusso in questo studio. Per contro, rimane da chiarire l'influenza dei parametri geometrici sul rendimento di diffusione all'interno di questo componente.

Analogamente, il progetto di dettaglio dei canali di ritorno necessita di ulteriori dati che permettano di comprendere l'influenza dei parametri costruttivi degli stessi sulle loro prestazioni. A tal proposito, gli spunti offerti da [Lee et al.] in relazione alla forma dei profili palari forniscono un'importante punto di partenza per ulteriori investigazioni, così come le indicazioni ottenute in questo lavoro in merito l'angolo di ingresso della palettatura.

Infine, una volta esplicitata la dipendenza del rendimento di diffusione nei due organi dalle loro caratteristiche geometriche sarà possibile ricercare la configurazione che massimizza il rendimento globale di diffusione nei due organi.

Bibliografia

- [Adami et al.]: P. Adami, S. Della Gatta, F. Martelli, L. Bertolazzi, D. Maestri, G. Marengo, A. Piva, *Multistage centrifugal-pumps: assessment of a mixing plane method for CFD analysis*. In: Atti del 60° Congresso Nazionale ATI. Article ID: 12/01. Roma, 13-15 Settembre 2005, pag. 1-13.
- [Bardina et al.]: J.E. Bardina, P.G. Huang, T.J. Coakley, *Turbulence modeling validation, Testing, and development*. NASA Technical memorandum 110446, Aprile 1997.
- [Bilgen et al.]: E. Bilgen, R. Roboulos, A.C. Akgungor, *Leakage and Frictional Characteristics of Turbulent Helical Flow in Fine Clearance*. ASME J. Fluids Eng., 95(4), 1973, pag. 493-497. ASME ed.
- [Bredberg et al.]: J. Bredberg, S.H. Peng, L. Davidson, *On the wall boundary condition for computing turbulent heat transfer with k - ω models*. In: Proc. ASME Heat Transfer Division – 2000, ASME ed. Article ID: HTD-Vol. 366-5. Orlando, Florida, USA, November 5-10, 2000.
- [Byskov et al.]: R.K. Byskov, C.B. Jacobsen, N. Pedersen, *Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions-Part II: Large Eddy Simulations*. ASME J. Fluids Eng., 125, 2003. Pag. 73-83. ASME ed.
- [Cornish]: R.J. Cornish, Flow of water through fine clearances with relative motion of the boundaries. Proc. Royal Society, 140 (840), 1933. The Royal Society ed. DOI: 10.1098/rspa.1933.0065.
- [Daily & Nece]: J.W. Daily, R.E. Nece, *Chamber dimensions effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks*. ASME J. Basic Eng., March 1960. ASME ed.
- [Della Gatta et al.]: S. Della Gatta, S. Salvadori, P. Adami, L. Bertolazzi, *CFD Study for Assessment Of Axial Thrust Balance In Centrifugal Multistage Pumps*. In: 13th Int. Conf. on Fluid Flow Technologies. Budapest, Hungary, September 6-9, 2006.
- [Eiselle et al.]: K. Eisele, Z. Zhang, M. V. Casey, J. Gülich, A. Schachenmann, *Flow Analysis in a Pump Diffuser—Part 1: LDA and PTV Measurements of the Unsteady Flow*. ASME J. Fluids Eng. 119(4), 1997, pag. 968-977. ASME ed.
- [Falkner]: H. Falkner. *Preparatory studies for Requirements of Ecodesigns – Lot 11 on electric motors, water pumps, pumps in buildings and fans for ventilation in non-residential buildings. Appendix 6: Lot 11 - Water Pumps (in commercial buildings, drinking water pumping, food industry, agriculture). Report to European Commission*. ED Number 02287 Issue Number 6. April 2008. Available at <http://www.eup-network.de/>
- [Fontana & Masi]: F. Fontana, M. Masi, *CFD modelling to aid the design of steel sheet multistage pumps*. In: Proc. 29th Int. Conf. on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. University of Ljubljana, Faculty of Mech. Eng., Portoroz, Slovenia, 2016.
- [Fontana, 2013]: F. Fontana, *Studio numerico e sperimentale dell'effetto delle perdite meccaniche e volumetriche su prestazioni di una turbopompa radiale multistadio*. Tesi di laurea. 2013.
- [Fontana, 2017 (1)]: F. Fontana, *Estimation of the head loss in the annular chamber of multistage centrifugal pumps featuring a compact design*. In: Proc. 1st Global Power and Propulsion Forum. Global Power and Propulsion Society ed. Article ID: GPPF-2017-9. Pag. 1-7, Zurich, Switzerland, January 16-18, 2017.

Bibliografia

- [Fontana, 2017 (2)]: F. Fontana, *Performance Analysis of Compact Multistage Pumps manufactured from Sheet Metal*. In: Proc. 12th European Conf. on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics. Euroturbo ed. Article ID: ETC2017-060. Pag. 1-12, Stockholm, Sweden, April 3-7, 2017.
- [Gulich, 2003]: J. F. Gülich, *Disk friction losses of closed turbomachine impellers*. Forschung im Ingenieurwesen 68, 2003, pag. 87-95. Springer-Verlag ed. DOI 10.1007/s10010-003-0111-x
- [Gulich, 2008]: J. F. Gülich, *Centrifugal Pumps*, Second Edition. Springer-Verlag ed. DOI: 10.1007/978-3-642-12824-0.
- [Ha et al.]: T.W. Ha, Y.B. Lee, C.H. Kim, *Leakage and rotordynamic analysis of a high pressure floating ring seal in the turbo pump unit of a liquid rocket engine*. Tribology International, 35 (2002). Pag. 153–161. Elsevier ed.
- [Huang et al.]: S. Huang, M.F. Islam, P. Liu, *CFD Analysis and Experimental Verification of Multi-stage Centrifugal Pump with Multi-outlet options*. Appl. Mech. and Mat. 331, 2013. Pag. 94-97.
- [Karassik & McGuire]: I. J. Karassik, T. McGuire, *Centrifugal pumps*, 2nd edition. Chapman & Hall ed. 1998
- [Kaupert]: K.A. Kaupert, *An Evaluation of Impeller Blade Torque During an Impeller–Diffuser Interaction*. ASME J. Fluids Eng. 126, 6, 2004. Pag. 960-965. ASME ed. DOI: 10.1115/1.1839929
- [ISO 286]: UNI EN ISO 286-1:2010, *Specifiche geometriche dei prodotti (GPS) - Sistema di codifica ISO per tolleranze di dimensioni lineari - Parte 1: Principi fondamentali per tolleranze, scostamenti ed accoppiamenti*.
- [La Roche-Carrier et al.]: N. La Roche-Carrier, G.D. Ngoma, W. Ghie, *Numeric investigation of two-, three- and four-stage centrifugal pumps*. In: M.S. Obaidat, J. Kacprzyk, T. Ören, editors. 4th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications SIMULTECH 2014. SCITEPRESS – Science and Technology Publications ed. Pag. 92-99. Vienna, Austria, August 28-30, 2014.
- [Lee et al.]: J. Lee, M. Mosfeghi, N. Hur, I.S. Yoon, *Flow analysis in a return channel of a multi-stage centrifugal pump*. J. Mech. Science and Technology, Vol. 30 (9), 2016, pag. 3993-4000. DOI 10.1007/s12206-016-0811-4
- [Li et al.]: W. Li, X. Jang, Q. Pang, L. Zhou, W. Wang, *Numerical simulation and performance analysis of a four-stage centrifugal pump*. SAGE Advances in Mech. Eng. Vol. 8 (10), pag. 1-8, 2016. DOI: 10.1177/1687814016673756
- [Lobanoff & Ross]: V. Lobanoff, R. Ross, *Centrifugal pumps: design and application - 2nd edition*. Gulf publishing company ed. 1992.
- [Lugovaya et al.]: S. Lugovaya, P. Olshtynsky, A. Rudenko, I. Tverdokhle, *Revisited Designing of Intermediate Stage Guide Vane of Centrifugal Pump*. Procedia Engineering, 39, 2012. Elsevier ed. Pag. 223-230. 2012. DOI: 10.1016/j.proeng.2012.07.028
- [Menter]: F.R. Menter, *Improved Two-Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows*. NASA Tech. Memorandum 103975. 1992.
- [Menter & Esch]: F. Menter, T. Esch, *Elements of Industrial Heat Transfer Predictions*. Proc. 16th Brazilian congress of mechanical engineering 2001. Vol. 20. Pag. 119.
- [Michaelides et al.]: K.V. Michaelides, A. Tournalidakis, R.L. Elder, *Use of CFD for the three-dimensional hydrodynamic design of vertical diffuser pumps*. In: R.L. Elder, A. Tournalidakis, M. Yates, Advances of CFD in Fluid Machinery Design. 2002. p. 129-148. Professional Engineering Publishing - Wiley and Sons ed.
- [Moser et al.]: R.D. Moser, J. Kim, N.N. Mansour, *Direct numerical simulation of turbulent channel flow up to $Re_\tau=590$* . Physics of Fluids, 11, 4, 1999. American Institute of Physics ed.

- [Nemdili & Hellman]: A. Nemdili, D.H. Hellmann, *Investigations on fluid friction of rotational disks with and without modified outlet sections in real centrifugal pump casings*. *Forsch Ingenieurwes*, 71(1), 2007. Pag. 59-67. Springer ed.
- [Pantell]: K. Pantell, *Versuche uber Scheibenreibung*. *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, 16(4), 1949. Pag. 97-108.
- [Pedersen et al.]: N. Pedersen, P.S. Larsen, C.B. Jacobsen, *Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions-Part I: Particle Image Velocimetry (PIV) and Laser Doppler Velocimetry (LDV) Measurements*. *ASME J. Fluids Eng.* 125, 2003, pag. 61-72. ASME ed.
- [Pope]: S.B. Pope, *Turbulent flows*. Cambridge University Press, 2000.
- [Rakibuzzaman et al.]: Rakibuzzaman, Sang-Ho Suh, Kim Kyung-Wuk, Hyung-Ho Kim, Min Tae Cho, In Sik Yoon, *A Study on Multistage Centrifugal Pump Performance Characteristics for Variable Speed Drive System*. In: *Procedia Engineering*, 105, 2015. Elsevier ed. Pag. 270-275. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.05.109
- [Roclawski & Hellmann, 2006 (1)]: H. Roclawski, D.H. Hellmann, *Rotor-Stator-Interaction of a Radial Centrifugal Pump Stage with Minimum Stage Diameter*. In: *Proc. 4th WSEAS Int. Conf. on Fluid Mech. and Aerodynamics*, Elounda, Greece, 2006, pag. 301-308.
- [Roclawski & Hellmann, 2006 (2)]: H. Roclawski, D.H. Hellmann, *Numerical simulation of a radial multistage centrifugal pump*. 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, January 2006, Reno, Nevada. Paper AIAA 2006-1428.
- [Salvadori et al., 2007]: S. Salvadori, S. Della Gatta, P. Adami, L. Bertolazzi, *Development of a CFD Procedure for the Axial Thrust Evaluation in Multistage Centrifugal Pumps*. *Proc. 7th European Conf. on Turbomachinery, fluid dynamics and thermodynamics*, Athens, Greece, 2007.
- [Salvadori et al., 2012]: S. Salvadori, A. Marini, F. Martelli. *Methodology for the Residual Axial Thrust Evaluation in Multistage Centrifugal Pumps*. *Eng. Applications of Computational Fluid Mechanics*, 6:2, pag. 271-284. Taylor & Francis ed. DOI: 10.1080/19942060.2012.11015420
- [Shi et al.]: W. Shi, L. Zhou, W. Lu, B. Pei, T. Lang, *Numerical Prediction and Performance Experiment in a Deep-well Centrifugal Pump with Different Impeller Outlet Width*. *Chinese J. Mech. Eng.* 26 (1), 2013. Pag. 46-52. Springer ed. DOI: 10.3901/CJME.2013
- [Stepanoff]: A. J. Stepanoff, *Centrifugal and Axial flow pumps*. J. Wiley & sons, 1957.
- [Tuzson]: J. Tuzson, *Centrifugal pump design*. J. Wiley & sons, 2000.
- [Versteeg & Malalasekera]: H.K. Versteeg, W. Malalasekera, *An introduction to computational fluid dynamics – The finite volume method*. 1995. Longman Scientific & Technical ed.
- [Wang et al., 2003]: H. Wang, H. Tsukamoto, *Experimental and Numerical Study of Unsteady Flow in a Diffuser Pump at Off-Design Conditions*. *ASME J. Fluids Eng.*, vol. 125, 2003. Pag. 767-778. ASME ed.
- [Wang et al., 2013]: W.J. Wang, G.D. Li, Y. Wang, Y.R. Cui, G. Yin, S. Peng, *Numerical simulation and performance prediction in multi-stage submersible centrifugal pump*. *Proc. 60th Int. Conf. on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines*, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. Vol. 52 032001. 2013. Pag. 1-6. DOI:10.1088/1757-899X/52/3/032001
- [Wang et al., 2014]: C. Wang, W. Shi, Q. Si, L. Zhou, *Numerical calculation and finite element calculation on impeller of stainless steel multistage centrifugal pump*. *Journal of Vibroengineering*. Vol. 16 (4). Articolo 1277, 2014. Pag. 1723-1734.

Bibliografia

[Wilcox, 1993]: D.C. Wilcox, *Comparison of Two-Equation Turbulence Models for Boundary Layers with Pressure Gradient*. AIAA J., 31, 8, 1993.

[Wilcox, 2008]: D.C. Wilcox, *Formulation of the $k-\omega$ Turbulence Model Revisited*. AIAA J., 46, 11, 2008. DOI: 10.2514/1.36541

[Yamada]: Y. Yamada, *Resistance of flow through an annulus with an inner rotating cylinder*. Bulletin of JSME, 5 (18), 1962. Pag. 302-310. JSME ed.

[Yang & Cheng]: C. Yang, X. Cheng, *Numerical simulation of the three-dimensional flow in a multistage centrifugal pump based on integral modeling*. Power and Energy Engineering Conf., Wuhan, 2009. Pag. 1-5. doi: 10.1109/APPEEC.2009.4918543

[Zhang et al.]: Q. Zhang, W. Shi, Y. Xu, X. Gao, C. Wang, W. Lu, D. Ma, *A New Proposed Return Guide Vane for Compact Multistage Centrifugal Pumps*. Int. J. Rotating Machinery, 2013, 2013, Art. ID 683713. Hindawi ed. DOI: 10.1155/2013/683713

[Zhou et al., 2012]: L. Zhou, W. Shi, W. Lu, B. Hu, S. Wu, *Numerical Investigations and Performance Experiments of a Deep-Well Centrifugal Pump With Different Diffusers*. ASME J. Fluids Eng., 134, 2012. Pag. 071102-1-8. ASME ed.

[Zhou et al., 2013]: L. Zhou, W. Shi, W. Li, R. Agarwal, *Numerical and Experimental Study of Axial Force and Hydraulic Performance in a Deep-Well Centrifugal Pump With Different Impeller Rear Shroud Radius*. ASME J. Fluids Eng. 135, 2013. Pag. 104501-1-8, ASME ed.

Nomenclatura

Alfabeto latino

A	Area
a	Coefficiente polinomiale; parametro; semiasse dell'ellisse
b	Coefficiente polinomiale; parametro; semiasse dell'ellisse; altezza palare
c	Coefficiente polinomiale; velocità del fluido
D	Diametro
d	Coefficiente polinomiale
e	Coefficiente polinomiale
f	Coefficiente polinomiale
g	Accelerazione di gravità
H	Prevalenza
h	Coefficiente polinomiale
k	Numero tipo o velocità specifica adimensionale; parametro o coefficiente; energia cinetica turbolenta; coefficiente di ventilazione
n	Velocità angolare
P	Potenza
Q	Portata volumetrica
r	Raggio
S	Spinta
u	Velocità
x	Coordinata
y	Distanza dalla parete, in direzione normale; coordinata

Alfabeto greco

Δ	Variazione; differenza
δ	Semi-larghezza del canale
ε	Tasso di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta; grado di reazione
Φ	Numero di flusso adimensionale
η	Rendimento
κ	Costante di von Karman
ν	Viscosità cinematica
ρ	Massa volumica
τ	Relativo alla velocità limite d'attrito (numero di Reynolds)
ω	Velocità angolare;
ψ	Loading factor, cu_2/u_2
ζ	Coefficiente di perdita

Abbreviazioni, acronimi e varie

BEP	Punto di massimo rendimento
MF	Flusso della quantità di moto angolare
GER	Rapporto geometrico di espansione, b_2/h_{st}
n_q	Velocità specifica o numero di giri caratteristico

Nomenclatura

RAD	Distanza assiale relativa fra girante e canali di ritorno, $\Delta z/D_2$
Re	Numero di Reynolds

Pedici e apici

1	Sezione di ingresso della girante
2	Sezione di uscita della girante
3	Sezione di ingresso dei canali di ritorno
4	Sezione di uscita dei canali di ritorno
ave	Valore medio
ax	Assiale (spinta)
CD	Design compatto (riferito allo stadio)
df	Relativo alla ventilazione
din	Dinamica (riferito alla pressione)
eq	Valore equivalente
h	Idraulico (rendimento)
hyd	Idraulico (rendimento)
IL	Portata di fuga che ricircola nella girante
imp	Relativo alla girante
l	Relativo alla portata di fuga
m	Relativo alla componente meridiana di velocità
mec	Meccanico (rendimento)
nom	Valore nominale
RC	Relativo ai canali di ritorno
st	Valore per stadio; grandezza relativa allo stadio; statica (pressione)
t	(viscosità cinematica) turbolenta
torr	(Velocità) torricelliana
tot	Totale (riferito alla pressione)
u	Relativo alla componente tangenziale di velocità
v	Volumetrico (rendimento)
vol	Volumetrico (rendimento)
+	Valore adimensionale, riferito alle grandezze turbolente
*	(velocità) limite d'attrito