



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Progettazione preliminare di una pompa centrifuga per l'impianto a
metallo liquido pesante HELENA

I. Di Piazza, M. Tarantino, P. Gaggini

PROGETTAZIONE PRELIMINARE DI UNA POMPA CENTRIFUGA PER L'IMPIANTO A METALLO
LIQUIDO PESANTE HELENA

I. Di Piazza, M. Tarantino, P. Gaggini (ENEA)

Settembre 2011


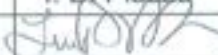
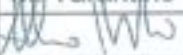
Report Ricerca di Sistema Elettrico


Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Governo, Gestione e sviluppo del sistema elettrico nazionale

Progetto: Nuovo nucleare da fissione: collaborazioni internazionali e sviluppo competenze in
materia nucleare


Responsabile Progetto: Paride Meloni, ENEA

 Ricerca Sistema Elettrico		Sigla di identificazione	Distrib.	Pag.	di
		NNFISS – LP3 - 030	L	1	33
Titolo <p align="center">Progettazione preliminare di una pompa centrifuga per l'impianto a metallo liquido pesante HELENA</p>					
Descrittori Tipologia del documento: Rapporto Tecnico Collocazione contrattuale: Accordo di programma ENEA-MSE: tema di ricerca "Nuovo nucleare da fissione" Argomenti trattati: Fluidodinamica Tecnologia dei metalli liquidi Generation IV Reactors					
Sommario L'attività descritta nel presente documento si inserisce all'interno del progetto HELENA, che si pone come obiettivo globale la progettazione e successiva realizzazione di una pompa centrifuga monostadio con voluta, destinata alla movimentazione di metallo liquido pesante. Lo svolgimento del progetto in questione è suddiviso in quattro fasi distinte, di seguito brevemente illustrate: <ul style="list-style-type: none"> - fase 1: attraverso lo sviluppo di un codice di calcolo monodimensionale, si valutano le prestazioni idrauliche della pompa in funzione di un ampio spettro di parametri geometrici di progetto; il codice è infine interfacciato all'ottimizzatore allo scopo di far guidare da meccanismi evolutivi la scelta dei parametri progettuali sulla base delle prestazioni misurate dalle funzioni obiettivo; - fase 2: si svolge un'ottimizzazione delle prestazioni idrauliche della girante attraverso una campagna di simulazioni numeriche tridimensionali, time-dependent, su rotating grid, allo scopo di affinare i profili palari della girante, la conformazione del canale meridiano e della voluta in relazione ai parametri di valutazione (obiettivi generali e indicatori locali di prestazione); - fase 3: si procede alle verifiche strutturali di carattere ingegneristico dei principali organi componenti la pompa, al fine di valutare la stabilità di funzionamento e la durata; - fase 4: si esegue la modellazione CAD tridimensionale della pompa, con i relativi disegni costruttivi, necessari alla produzione industriale della pompa. 					
Note Autori: I. Di Piazza, M. Tarantino, P. Gaggini					
Copia n.			In carico a:		
2			NOME		
			FIRMA		
1			NOME		
			FIRMA		
0	EMISSIONE	15/09/2011	NOME	I. Di Piazza	M. Tarantino
			FIRMA		
REV.	DESCRIZIONE	DATA	REDAZIONE	CONVALIDA	APPROVAZIONE

 Ricerca Sistema Elettrico	Sigla di identificazione	Rev.	Distrib.	Pag.	di
	NNFISS – LP3 - 030	0	L	2	33

Sommario

1.	Progettazione Idraulica.....	3
1.1.	Introduzione.....	3
1.2.	Progettazione ingegneristica della pompa: obiettivi globali	3
1.2.1.	Analogia dei fluidi: metallo liquido ed acqua	4
1.2.2.	Curve di prestazione della pompa	5
1.3.	Il framework di calcolo GENOPS.....	6
1.3.1.	Modello "Preline": analisi teorica	6
1.3.2.	Modello "Meanline": analisi teorica.....	7
1.3.3.	Modelli di perdita (pressure losses)	9
1.3.3.1.	Grandezze caratteristiche della macchina	9
1.3.3.2.	Perdite all'ingresso (suction intake)	10
1.3.3.3.	Analisi della girante	11
1.3.3.4.	Perdite per incidenza (incidence loss).....	13
1.3.3.5.	Perdite per attrito (skin friction)	14
1.3.3.6.	Perdite per carico palare (blade loading).....	15
1.3.3.7.	Perdite per miscelazione (mixing loss).....	17
1.3.3.8.	Efficienza della girante.....	18
1.3.3.9.	Rendimento volumetrico.....	18
1.3.3.10.	Analisi della voluta.....	20
1.3.4.	Definizione del canale meridiano e del profilo palare.....	21
2.	Analisi Fluidodinamica Numerica	23
2.1.	Introduzione.....	23
2.2.	Analisi fluidodinamica: considerazioni introduttive	23
2.2.1.	Modello matematico: generalità	23
2.2.2.	Modello di turbolenza.....	24
2.3.	L'ottimizzazione progettuale	25
2.3.1.	Gli algoritmi evolutivi.....	26
2.3.2.	L'analogia genetica: principi di base.....	26
2.3.3.	Il modello evolutivo.....	29
2.4.	Risultati numerici	30
3.	Analisi Strutturale.....	31
3.1.	Introduzione.....	31
3.2.	Verifiche strutturali	31

 Ricerca Sistema Elettrico	Sigla di identificazione	Rev.	Distrib.	Pag.	di
	NNFISS – LP3 - 030	0	L	3	33

1. Progettazione Idraulica

1.1. Introduzione

L'attività descritta nel presente documento si inserisce all'interno del progetto HELENA, realizzato da ENEA Centro Ricerche Brasimone e destinato allo sviluppo di un impianto sperimentale nell'ambito dell'Accordo di Programma tra ENEA ed il Ministero dello Sviluppo Economico, Linea Progettuale 3, "Reattori Innovativi di IV Generazione". In particolare, "HELENA Pump" si pone come obiettivo globale la progettazione e successiva realizzazione di una pompa centrifuga monostadio con voluta, destinata alla movimentazione di metallo liquido pesante (piombo fuso, ndr).

Lo svolgimento del progetto in questione è suddiviso in quattro fasi distinte, di seguito brevemente illustrate:

- *fase 1*: attraverso lo sviluppo di un codice di calcolo monodimensionale, si valutano le prestazioni idrauliche della pompa in funzione di un ampio spettro di parametri geometrici di progetto; il codice è infine interfacciato all'ottimizzatore allo scopo di far guidare da meccanismi evolutivi la scelta dei parametri progettuali sulla base delle prestazioni misurate dalle funzioni obiettivo;
- *fase 2*: si svolge un'ottimizzazione delle prestazioni idrauliche della girante attraverso una campagna di simulazioni numeriche tridimensionali, time-dependent, su rotating grid, allo scopo di affinare i profili palari della girante, la conformazione del canale meridiano e della voluta in relazione ai parametri di valutazione (obiettivi generali e indicatori locali di prestazione);
- *fase 3*: si procede alle verifiche strutturali di carattere ingegneristico dei principali organi componenti la pompa, al fine di valutare la stabilità di funzionamento e la durata;
- *fase 4*: si esegue la modellazione CAD tridimensionale della pompa, con i relativi disegni costruttivi, necessari alla produzione industriale della pompa.

1.2. Progettazione ingegneristica della pompa: obiettivi globali

Il processo di progettazione e sviluppo di una elettropompa si compone di differenti fasi, a complessità crescente, ciascuna in grado di elaborare informazioni e feedback dalle precedenti, in modo tale da accrescere la qualità dei risultati ottenibili. La fase iniziale di definizione degli obiettivi e dei vincoli progettuali costituisce sicuramente uno degli aspetti critici dell'intero processo; infatti, obiettivi difficilmente raggiungibili, così come vincoli troppo severi, possono dilatare i tempi/costi di progetto e, occasionalmente, essere la causa principale della mancata riuscita.

In questa sede, gli obiettivi di progetto così come i vincoli realizzativi sono stati definiti da ENEA e correlati al funzionamento dell'intero impianto Helena. Il fluido operativo è costituito da bismuto di piombo allo stato liquido, ad una temperatura di progetto $T_{des} = 500$ °C ed una temperatura di lavoro $T_{work} = 480$ °C. Le prestazioni richieste alla pompa, riferite alla condizione di massima efficienza (bep - best efficiency point, ndr) sono di elaborare una portata di massa pari a 35 kg/s, fornendo una prevalenza di 4 bar. I valori di part-load ed off-design sono riportati nella tabella seguente.

m'	H
[kg/s]	[bar]
15.0	5.00
35.0	4.00
50.0	2.50

Tab. 1: Prestazioni globali della pompa.

Il funzionamento della macchina, in accordo con ENEA, è focalizzato sul punto di massima efficienza; la pompa, infatti, si troverà a lavorare a condizioni pressochè costanti una volta superata la fase di avviamento, al fine di poter accuratamente descrivere i fenomeni di erosione-corrosione che interessano il rivestimento metallico della girante.

ENEA non ha posto vincoli relativamente alle dimensioni della pompa, così come per il consumo energetico; l'unico vincolo richiesto è di mantenere una velocità relativa w all'uscita della girante inferiore a 15 m/s per assicurare il corretto comportamento del rivestimento di tantalio nei confronti dei meccanismi di corrosione/erosione.

1.2.1. Analogia dei fluidi: metallo liquido ed acqua

La prima fase di progettazione della pompa si basa sull'impiego di correlazioni a carattere ingegneristico, molto spesso ricavate da prove sperimentali. Tradizionalmente, questo approccio fa riferimento all'acqua come fluido operativo; di conseguenza, è necessario ricavare un'analogia tra i due fluidi per poter confrontare tra loro parametri operativi e prestazionali.

In accordo con la procedura sviluppata presso l'Hydraulic Institute, la variazione di prestazioni tra liquido viscoso ed acqua si definisce attraverso l'introduzione di alcuni fattori correttivi, rispettivamente di portata (f_Q), prevalenza (f_H) ed efficienza (f_η) definiti attraverso la generica relazione:

$$f_\phi = \frac{\phi_{viscous}}{\phi_{water}} \tag{P1.2.1}$$

Il comportamento tra acqua e fluido viscoso consiste in un derating delle prestazioni, come evidenziato in figura 1.

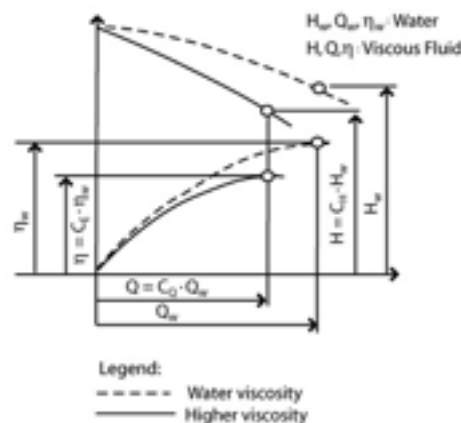


Fig. 1: Performance derating.

Per quantificare tale fenomeno si introduce il parametro B derivato da osservazioni sperimentali, il quale consente di valutare i fattori correttivi f_Q , f_H ed f_η ; la formulazione analitica del parametro B è la seguente:

$$B = \frac{16.5 \cdot v^{0.50} H^{0.0625}}{N^{0.25} Q_v^{0.375}} \quad (P1.2.2)$$

Noto il valore di B si ricavano i fattori correttivi attraverso una serie di curve di tipo empirico riportate in figura 2.

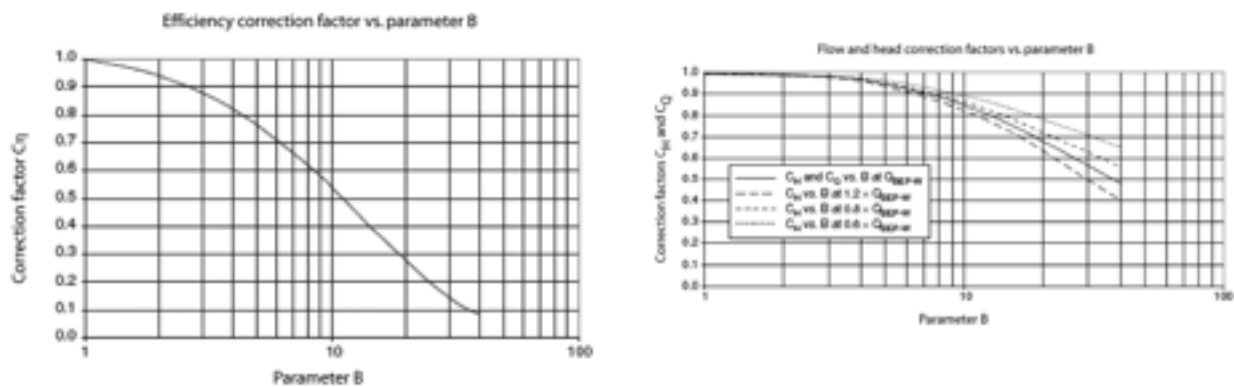


Fig. 2: Fattori di correzione.

Il fenomeno di derating acqua-piombo fuso è quasi trascurabile; il parametro B assume valori inferiori ad 1 e, di conseguenza, i fattori correttivi perdono il loro significato. Del resto i due fluidi non presentano variazioni di viscosità significative, quindi anche il derating deve essere in accordo a ciò. Tuttavia, a titolo di margine di sicurezza rispetto all'incertezza delle correlazioni di calcolo ingegneristico, si decide di assumere il fattore di correzione della prevalenza $f_H = 0.90$, lasciando valori unitari agli altri coefficienti.

1.2.2. Curve di prestazione della pompa

Alla luce di quanto riportato nel § 2.1, sono state dedotte le curve di prestazione della pompa partendo dai dati forniti da ENEA (comprese le proprietà fisiche del fluido operativo). Nella tabella 2 si riportano in forma sintetica i valori in questione, evidenziati in forma grafica nella figura 3.

Lead			Water	
Q_v [kg/s]	Q_v [m ³ /h]	H [m]	Q_v [m ³ /h]	H [m]
15	5.17	50.99	5.17	56.65
35	12.07	40.79	12.07	45.32
50	17.24	25.49	17.24	28.32

Tab. 2: Dati di prestazione.

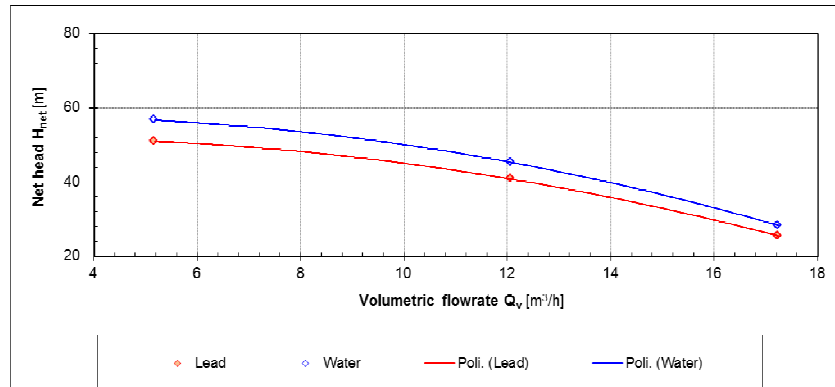


Fig. 3: Curve di prestazione.

1.3. Il framework di calcolo GENOPS

L'analisi delle prestazioni idrauliche della pompa è stata effettuata utilizzando il framework di calcolo GENOPS (GENetic Optimization of PumpS), sviluppato dallo Studio di Ingegneria "Dalla Costa ing. Stefano" di Vicenza (<http://studiodallacosta.org>). Il framework, interamente realizzato in ambiente Matlab™, consente il dimensionamento e l'analisi di turbomacchine a flusso radiale, misto ed assiale (pompe e turbine idrauliche) per mezzo di un approccio di tipo *meanline* e *quasi-3D*.

Nel seguito si riporta l'analisi teorica dei modelli impiegati.

1.3.1. Modello "Preline": analisi teorica

Il modello di calcolo "Preline", implementato all'interno del framework *Genops*, consente di valutare a livello macroscopico, attraverso l'analisi delle curve di prestazione, le prestazioni generali della pompa rapportate ad una serie di misure sperimentali condotte in tutte le tipologie di macchine (centrifughe, assiali, singolo/multistadio, con voluta o diffusore, ...). Tali misure, riferite alla cifra di pressione ψ , sono espresse attraverso delle correlazioni a carattere statistico; pertanto, esse definiscono il valor medio e l'errore medio, senza tuttavia fornire informazioni sulla deviazione della misura individuale.

Definita la cifra di velocità n_Q :

$$n_Q = N \left(\frac{Q_{v,opt}}{f_Q} \right)^{0.50} \cdot H_{opt}^{-0.75} \quad (P1.3.1)$$

ed indicando con f_Q il numero di giranti, si ricavano le formulazioni analitiche di ψ al punto di massimo rendimento ed al chiuso nella forma:

$$\psi_{opt} = \zeta_1 \exp(\zeta_2 \cdot n_Q / n_{Q,ref}) \quad (P1.3.2)$$

laddove (ζ_1, ζ_2) rappresentano dei coefficienti sperimentali.

Esprimendo la portata volumetrica nel punto di massimo rendimento Q_{opt} attraverso la relazione:

$$Q_{v,opt} = \frac{\omega_s^2 \psi_{opt}^{1.50}}{2\sqrt{2}} \cdot \omega \cdot R_{2,sh}^2 \quad (P1.3.3)$$

è possibile correlare l'indice di prestazione con una dimensione significativa della girante, nello specifico il diametro di uscita D_2 riferito allo shroud.

Il modello *Preline* mantiene fisso il valore della prevalenza al punto di BEP, ammettendo la variabilità della portata; comportamento analogo è mantenuto in condizioni di off-design, a meno dell'introduzione di un fattore di penalizzazione delle prestazioni:

$$\psi_{off-design} = f_{Penalty} \cdot \psi_{opt} \quad (P1.3.4)$$

Al contrario, non vi è alcuna limitazione nella valutazione di ψ al chiuso ($Q_v = 0$).

1.3.2. Modello "Meanline": analisi teorica

Il codice di calcolo *Meanline* realizza la fase progettuale di una pompa centrifuga a geometria assegnata, determinando i possibili fattori di riduzione delle prestazioni (legati a perdite fluidodinamiche, meccaniche, ...) ed il loro effetto sul calcolo della potenza richiesta, ovvero definendo l'efficienza η della pompa. La caratteristica peculiare del codice, rispetto ai tradizionali approcci di calcolo, è legata alle modalità di calcolo; infatti, le correlazioni introdotte nel seguito consentono di valutare le prestazioni sulla base della reale geometria della pompa, slegandosi dal consueto utilizzo del numero specifico di macchina n_{SQ} . In tal modo, macchine geometricamente differenti, ma con lo stesso valore di n_{SQ} , produrranno prestazioni diverse.

A tal proposito, si definisce il rendimento globale η della pompa attraverso la relazione:

$$\eta = \frac{P_{int} - P_{Hyd,L}}{P_{int} + P_{ext}} = \frac{\rho Q_v g H_{eff}}{P_{shaft}} \quad (P1.3.5)$$


La potenza corrispondente al lavoro specifico che la girante della pompa esegue sulla portata volumetrica interna è data dalla relazione di Eulero:

$$P_{int} = \rho Q_{v,int} (r_2 c_{u,2} - r_1 c_{u,1}) \quad (P1.3.6)$$

nella quale la portata volumetrica interna ($Q_{v,int}$) è legata alla reale portata di scarico Q_v attraverso il rendimento volumetrico η_{vol} :

$$Q_{v,int} = \frac{Q_v}{\eta_{vol}} \quad (P1.3.7)$$

L'energia specificamente acquistata dal fluido è inferiore a causa delle perdite fluidodinamiche; nel calcolo si considera l'effetto prodotto dalle perdite di natura idraulica nella

 Ricerca Sistema Elettrico	Sigla di identificazione	Rev.	Distrib.	Pag.	di
	NNFISS – LP3 - 030	0	L	8	33

girante (skin friction, blade loading, mixing loss, ...) e nei componenti aggiuntivi (la voluta nel caso di pompa a singolo stadio). Si ottiene pertanto:

$$P_{Hyd,L} = (\rho Q_{v,int} g \sum H_{hydr,L})_{impeller} + (\rho Q_v g \sum H_{hydr,L})_{other\ parts} \quad (P1.3.8)$$

La potenza effettiva scambiata dalla pompa risulta:

$$P_{eff} = P_{int} - P_{Hyd,L} = \eta_{hydr} P_{int} \quad (P1.3.9)$$

assumendo il rendimento idraulico η_{hydr} il rapporto tra l'energia effettivamente acquistata dal fluido (attraverso la quale si denota la differenza tra l'energia specifica misurata all'uscita della macchina e quella all'aspirazione, indicata con gH). Ovvero:

$$\eta_{hydr} = \frac{E}{E_{in}} = \frac{gH}{gH_{in}} \quad (P1.3.10)$$

Il motore elettrico di azionamento deve fornire potenza all'albero per vincere, oltre la variazione di energia interna, anche le perdite meccaniche (cuscinetti, tenute, ...) e per trascinare in rotazione il fluido che occupa gli spazi tra cassa e girante (disk friction); questa potenza, nel seguito definita "esterna", è stimabile con la seguente relazione:

$$P_{ext} = P_{mech} + P_{seal} + P_{df} \quad (P1.3.11)$$

Lo scopo del codice di calcolo è pertanto il determinare, assegnata una geometria definita della pompa, l'efficienza globale della macchina valutando le componenti di perdita precedentemente descritte.

Si devono pertanto assumere i seguenti parametri come noti a priori:

- geometria completa della pompa (diametri, spessori, angoli palari, ...);
- portata volumetrica di scarico Q_v (discharge flowrate, [m³/s]);
- velocità di rotazione N (rotational speed, [rpm]).

La velocità di rotazione N è legata all'accelerazione angolare ω [rad/s] attraverso la relazione:

$$\omega = \frac{\pi N}{30} \quad (P1.3.12)$$

Note tutte le componenti di perdita, nonché l'energia specifica teorica, è possibile valutare la prevalenza totale H [m] fornita dalla pompa, attraverso la relazione:

$$H_{eff} = \frac{\eta \cdot P_{shaft}}{\rho Q_v g} \quad (P1.3.13)$$

1.3.3. Modelli di perdita (pressure losses)

Rilevanti progressi sono stati raggiunti nella comprensione dei fattori che influenzano le prestazioni delle turbomacchine e nella capacità di prevedere alcuni comportamenti locali del flusso. Resta aperta, tuttavia, la questione di quale sia la strategia più efficace di progetto per migliorare l'efficienza ed ampliare il campo di utilizzo della macchina.

Il piano di lavoro tradizionale, basato sull'impiego di diagrammi che statisticamente legano i principali parametri della macchina al numero tipico, non consente di apprezzare l'influenza e l'efficacia che le diverse scelte progettuali hanno nei riguardi delle prestazioni. Recentemente, sono stati proposti in letteratura modelli per il computo delle perdite che consentono di definire uno schema di progettazione capace di ricercare la soluzione migliore da sottoporre ad indagini numeriche, apprezzando l'influenza dei parametri di progetto sulle prestazioni complessive della macchina.

La capacità predittiva di tali metodologie è estesa anche alle condizioni di off-design, in modo tale da consentire, già in fase preliminare, una visione chiara e profonda del comportamento della macchina. In questa ottica, è necessario però svincolarsi dall'uso di coefficienti empirici e sperimentali, tarati statisticamente solo nelle condizioni di massimo rendimento, e tenere conto della non-stazionarietà del deflusso in condizioni di off-design. Il metodo sviluppato da H.W. Oh et al. ha in sé queste caratteristiche ed è stato preso a riferimento per sviluppare uno schema di calcolo in grado di prevedere le prestazioni della macchina nell'intero campo di funzionamento.

1.3.3.1. Grandezze caratteristiche della macchina

Per analizzare il comportamento fluidodinamico della macchina, si definisce uno schema generale di rappresentazione con le grandezze tipiche riportate in figura 4.

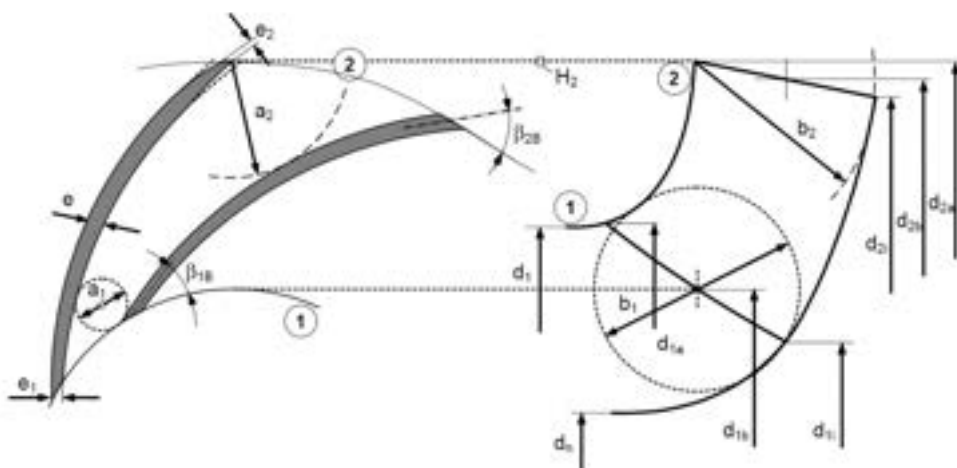


Fig. 4: Schema della girante.

Le grandezze di calcolo vengono, solitamente, riferite a valori medi e medi quadratici (root mean square, rms) e calcolate rispetto all'ingresso (pedice 1) ed all'uscita (pedice 2). Ad esempio, si ricava il diametro medio ed il diametro medio quadratico (divide la generica sezione in 2 canali di uguale portata secondo l'approccio *dual-circuit method*).

$$\bar{D} = 0.5(D_{shroud} + D_{hub}); \quad D_{rms} = 2\sqrt{\frac{R_s^2 + R_h^2}{8}} \quad (P1.3.14)$$

Nel seguito, a seconda delle necessità, questi parametri verranno impiegati alternativamente nel calcolo delle prestazioni idrauliche della girante, così come grandezze adimensionali solitamente riferite ad una dimensione caratteristica della macchina (ad es. il diametro di uscita della girante).

1.3.3.2. Perdite all'ingresso (suction intake)

Differenti tipologie di ingressi vengono applicate nella progettazione delle pompe, principalmente legati dalle esigenze dell'impianto nel quale la pompa è inserita. L'obiettivo principale di un sistema di ingresso è il condurre il fluido operativo verso la girante, mantenendo il flusso prossimo ad uno stato uniforme ed assicurando il corretto swirl del fluido. In tal modo, attraverso una corretta valutazione dell'angolo di ingresso delle pale, è possibile ridurre il livello di incidenza, minimizzando di conseguenza le perdite per brusca deviazione all'ingresso, ed assicurando elevate efficienze globali. In figura 4 ne è riportato un tipico esempio.

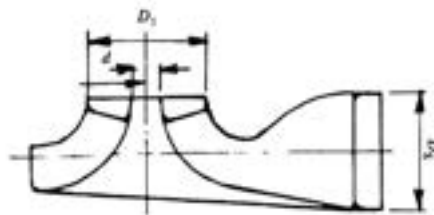


Fig. 5: *Annular side suction.*

Definendo con i pedici ($s, 0$) rispettivamente il diametro di aspirazione e di ingresso (eye) della pompa, valgono le seguenti relazioni geometriche:

- total inlet cross-sectional area: $A_0^* = \frac{\pi}{4} D_0^2$ calcolata al D_{eye} della pompa;
- shaft area: $A_{sh} = \frac{\pi}{4} D_{shaft}^2$
- area net: $A_0 = A_0^* - A_{shaft}$

- inlet velocity: $c_0 = \frac{q_{vol}}{A_0 \eta_{vol}}$ da cui si ricava l'inlet loss: $gH_{suction\ loss} = \zeta_0 \frac{c_0^2}{2}$ nella quale il coefficiente di perdita vale $\zeta \approx 0.13$ in accordo a Rathod e Donovan.

1.3.3.3. Analisi della girante

L'analisi fluidodinamica delle prestazioni fornite dalla girante si evolve attraverso due cicli iterativi, utilizzando la velocità relativa w_2 all'uscita della girante e l'*axial blockage* come terminatori di ciclo. In questo modo è possibile valutare sia la presenza dello strato limite sia lo slip delle velocità all'uscita delle pale.

Si definisce l'*axial blockage* (*bax*) come il rapporto tra la sezione di effettivo passaggio e la sezione disponibile; la differenza è legata alla presenza dello strato limite. Lo strato limite, infatti, influenza le prestazioni della pompa attraverso due fenomeni:

- le forze tangenziali a parete (shear stress) le quali producono attrito e perdita di energia;
- la restrizione della sezione utile di passaggio per il flusso.

Si calcolano pertanto le componenti della velocità assoluta all'uscita della girante:

$$c_{m,2} = \frac{Q_{v,int}}{\pi D_2 b_2 (1 - bax)}; \quad c_{u,2\infty} = u_2 - \frac{c_{m,2}}{\tan \beta_2} \quad (P1.3.15)$$

In ipotesi di "*fully mixed-out flow field*" è corretto non considerare alcun coefficiente ξ di ostruzione palare, poiché il boundary è posto nella sezione ($r_2 + dr$). Sempre per questo motivo, la portata volumetrica da utilizzare è $Q_{v,int}$ che circola nella girante. Si osserva inoltre che la componente $c_{u,2\infty}$, che considera la presenza di un numero infinito di pale (è riferita a $H_{th,\infty}$) non risente della presenza dello slip.

La descrizione del processo di deviazione del flusso all'uscita delle pale (slip phenomenon) risulta assai importante per stabilire le equazioni di bilancio dell'energia della girante. Per definire lo slip factor μ si considera la relazione seguente:

$$\mu = 1 - \frac{c_{u,2\infty} - c_{u,2}}{u_2} = 1 - \frac{c_{u,2\infty}}{u_2} \left(1 - \frac{c_{u,2}}{c_{u,2\infty}} \right) \quad (P1.3.16)$$

In letteratura è possibile reperire un discreto numero di correlazioni per il calcolo dello slip; si citano, ad esempio, Wiesner, Stanitz, Balje, Pfeleiderer, Stechkin, Tuttavia questi autori considerano lo slip dipendente esclusivamente da parametri geometrici, escludendo l'influenza dei parametri operativi lungo la linea di corrente.

Nel presente lavoro si è ritenuta maggiormente valida la correlazione fornita da Eckardt; al design point, nonché per portate volumetriche q_{vol} superiori a quella di design, Eckardt definisce il rapporto $c_{u,2}/c_{u,2\infty}$ pari a:

$$\frac{c_{u,2}}{c_{u,2\infty}} = \left\{ 1 + \left[1 + 0.08 \left(\frac{w_{1s}}{w_2} \right)^2 \right] \cdot \left[\frac{\pi \cos \beta_{2B}}{2z \left(1 - \frac{\bar{r}_1}{r_2} \right)} \right] \right\}^{-1} \quad (\text{P1.3.17})$$

Nella correlazione precedente valgono rispettivamente:

- pitch palare: $t_1 = \frac{\pi D_{1,rms}}{z}$;
- coefficiente di ostruzione palare: $\varphi_1 = \frac{t_1}{t_1 - s_{u,1}}$, $s_{u,1} = \frac{s_1}{\sin \beta_1}$;
- componente meridiana effettiva all'ingresso: $c_{m,1} = \varphi_1 \cdot c_{m,1}^*$.

mentre le componenti della velocità per il calcolo dello slip si possono ricavare da:

$$u_1 = \omega \cdot r_1 \quad u_{1,sh} = \omega \cdot r_{sh} \quad \tan \beta_{1,sh} = \left(\frac{u_1}{u_{1,sh}} \right) \cdot \tan \beta_1 \quad w_{1,sh} = \frac{c_{m,1}}{\sin \beta_{1,sh}}$$

Nel caso in cui $q_{vol} < q_{vol,DP}$ (incidenza positiva), da cui $\mu > \mu_{DP}$ si ricava per lo slip factor la seguente relazione:

$$\mu = 1 - (1 - u_{DP}) \left[\frac{w_2}{w_{1s,max}} \cdot \left(\frac{w_{1s,max}}{w_2} \right)_{IDP} \right]^2 \quad (\text{P1.3.18})$$

Noto lo slip factor μ si può calcolare l'effettiva componente tangenziale della velocità assoluta $c_{u,2}$; a questo punto si ricava un nuovo triangolo delle velocità all'uscita della girante:

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{m,2}}{u_2 - c_{u,2}} \quad w_2 = \frac{u_2 - c_{u,2}}{\cos \beta_2}$$

I due triangoli delle velocità, all'ingresso ed all'uscita della girante, sono schematicamente rappresentati in figura 6.

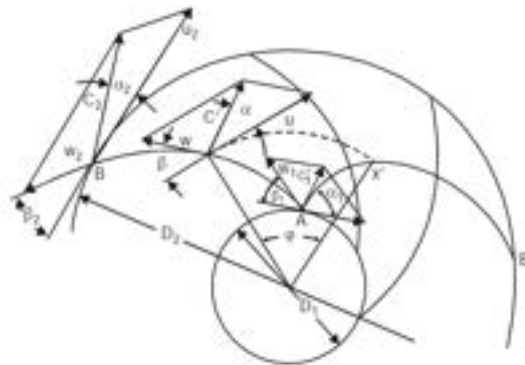


Fig. 6: *Triangoli delle velocità nella girante.*

1.3.3.4. Perdite per incidenza (incidence loss)

Il flusso all'ingresso della girante si separa se la direzione della velocità relativa w_1 non è tangente al bordo di ingresso della pala, come evidenziato in figura 6.

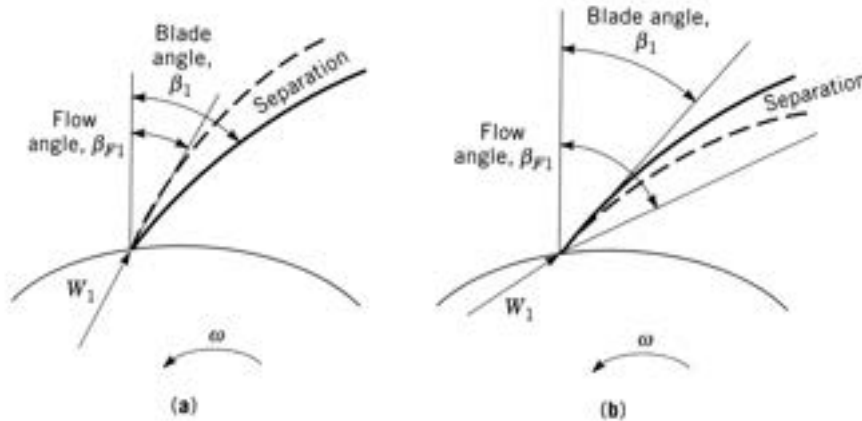


Fig. 7: Incidenza all'Ingresso della Girante (a: $Q_v > Q_{v,BEP}$; b: $Q_v < Q_{v,BEP}$)

Il fenomeno è conseguentemente riconducibile all'esistenza di un angolo di incidenza "i" legato all'angolo di flusso $\beta_{1,F}$ e di pala $\beta_{1,B}$ secondo la correlazione:

$$i = \beta_{1,F} - \beta_{1,B} \quad (P1.3.19)$$

La separazione della corrente può presentarsi sul lato in pressione, rendendo instabile il comportamento della pala a causa di fenomeni oscillatori e di rapido miscelamento, oppure sul lato in depressione, rimanendo un fenomeno stabile e persistente. Il bloccaggio causato dalla separazione restringe la sezione utile di passaggio, aumentando localmente la velocità.

La riduzione di prevalenza che si verifica quando regioni di separazione si miscelano alla corrente principale si possono trattare come dei fenomeni di espansione (Cornell, 1962). Si determina perciò il rapporto tra la velocità relativa all'ingresso w_1 e nella regione di separazione w_s :

$$\lambda = \frac{w_1}{w_s} = \frac{\cos \beta_{1,F}}{\cos(2\beta_{1,F} - \beta_{1,B})} \left\{ \frac{\cos^2 \beta_{1,F} - \cos \beta_{1,B} \cos(2\beta_{1,F} - \beta_{1,B})}{\cos^2(2\beta_{1,F} - \beta_{1,B})} \right\}^{0.50} \quad (P1.3.20)$$

dal quale si ricava la perdita per incidenza:

$$\Delta H_{inc} = \frac{w_1^2}{2g\lambda^2} \left(1 - \frac{\lambda \cos \beta_{1,F}}{\cos \beta_{1,B}} \right)^2 \quad (P1.3.21)$$

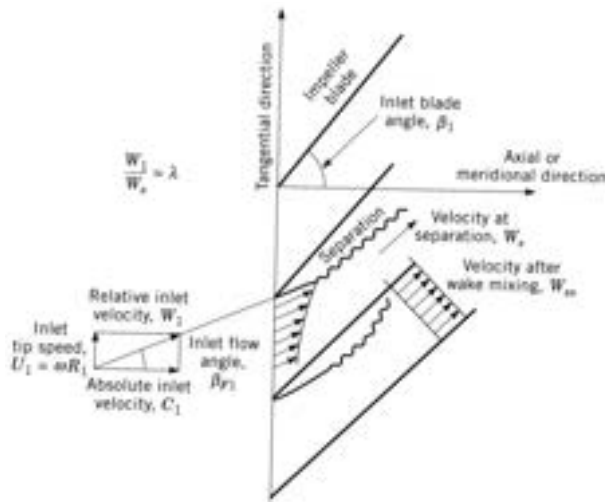


Fig. 8: Incidenza e separazione all'ingresso.

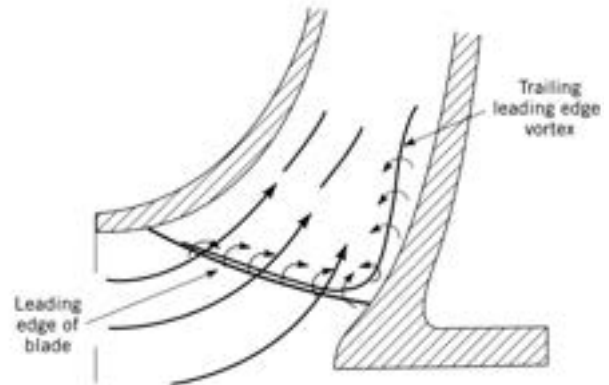


Fig. 9: Formazione e scia vorticoso all'ingresso.

Particolare attenzione deve essere posta nella determinazione degli angoli di pala sul bordo di ingresso; poichè il flusso all'ingresso muta direzione, passando dall'assiale alla radiale, la velocità relativa w_1 varia in direzione e modulo lungo il bordo di ingresso. Tuttavia, le reali condizioni del flusso sono assai più complicate di quanto possa descrivere il modello bidimensionale di separazione; ad esempio, se la direzione della velocità è inclinata rispetto al bordo di ingresso, un tip-vortex si sviluppa nella zona di separazione lungo il bordo di ingresso formando una scia vorticoso attraverso l'hub.

La presenza di un fenomeno di separazione induce ulteriori perdite, tradizionalmente definite di separazione o shock-loss. Alcuni autori, in particolare Yoon et al. hanno individuato che la separazione del flusso si presenta per valori superiori ad 1.40 del rapporto delle velocità relative $w_1(\text{tip})/w_2$; la perdita è espressa attraverso la relazione seguente.

$$\Delta H_{sep} = 0.61 \left(\frac{w_{1,tip}}{w_2} - 1.40 \right)^2 \cdot \frac{w_2^2}{g} \quad (P1.3.22)$$

1.3.3.5. Perdite per attrito (skin friction)

Dal punto di vista progettuale, il significato del calcolo dello strato limite è legato alla determinazione delle perdite di energia per attrito alle pareti al passaggio del fluido. Per definizione, lo stress tangenziale viscoso a parete è proporzionale al gradiente di velocità a parete; nel caso complesso di una pompa è possibile definire le perdite di energia per "skin friction" nella girante pari a:

$$\frac{\Delta p_T}{\rho} = 2w_{avg}^2 C_f \frac{L_B}{D_h} \quad (P1.3.23)$$

definendole *energy loss straight* (ELS); nella precedente relazione, si assumono le seguenti grandezze medie:

$$w_{avg} = 0.25 \cdot (w_{1,sh} + w_{1,h} + 2w_2) \quad (P1.3.24)$$

$$D_{h,avg} = \frac{2r_2 \cos \beta_2}{\frac{z}{\pi} + \frac{2r_2 \cos \beta_2}{b_2}} + \frac{2r_{1,avg} (\cos \beta_{1,sh} + \cos \beta_{1,h})}{\frac{z}{\pi} + \frac{2r_{1,avg} (\cos \beta_{1,sh} + \cos \beta_{1,h})}{b_1}} \quad (P1.3.25)$$

Per la definizione della lunghezza del canale palare L_B esistono differenti formulazioni; in questa sede è stata utilizzata la seguente.

$$L_B = \phi \cdot \left(\frac{r_2 - r_{1,avg}}{\sin \phi} + L_{x_1} - \frac{b_2}{2} \right) \cdot \left(\frac{2}{(\cos \beta_{1,sh} + \cos \beta_{1,h}) + \cos \beta_2} \right) \quad (P1.3.26)$$

Analogamente, anche la letteratura in merito al coefficiente di attrito C_f è assai estesa; nel modello di calcolo utilizzato sono state considerate le seguenti correlazioni.

$$\begin{aligned} C_f &= 2.67 \cdot \text{Re}_{avg}^{-0.50} & \text{if } \text{Re}_{avg} \leq 2.50E + 05 \\ C_f &= 0.0622 \cdot \text{Re}_{avg}^{-0.20} & \text{if } \text{Re}_{avg} > 2.50E + 05 \end{aligned} \quad (P1.3.27)$$

1.3.3.6. Perdite per carico palare (blade loading)

Il fenomeno del caricopalare, *blade loading*, è essenzialmente legato alla differenza di pressione esistente tra le due facce palari, rispettivamente quella in pressione (driving side) ed in depressione (trailing side); dal punto di vista teorico, il blade-loading è descrivibile attraverso la variazione del momento della quantità di moto ($r \cdot c_u$) corrispondente alla variazione di pressione esercitata sulla pala.

Valori elevati di blade-loading all'ingresso possono causare elevate perdite, mentre elevati valori di blade-loading all'uscita possono generare fluttuazioni di pressione e rumore. Inoltre, mantenere entro certi valori il blade-loading, permette di controllare lo sviluppo di flussi secondari e minimizzare gli eccessi di diffusione (descrivibile attraverso il rapporto $R_{diff} = w_1 / w_2$).

Un metodo accurato di valutazione di questo fenomeno consiste nella determinazione delle perdite di carico causate dallo strato limite sulle facce in pressione (driving) e in depressione (trailing) della pala.

Vale:

$$\sum \Delta p_o = \Delta p_{o|DR} + \Delta p_{o|TR} \quad (P1.3.28)$$

A causa della presenza di fenomeni legati alla curvatura/distorsione del campo di moto, la perdita totale va aumentata secondo la relazione:

$$\Delta p_{BL} = \sum \Delta p_o = (\Delta p_{oDR} + \Delta p_{oTR}) \cdot \left(\frac{w_{max,inc}}{w_1} \right)^{4.50} \quad (P1.3.29)$$

Il rapporto delle velocità relative F_s si definisce attraverso la correlazione:

$$F_s = \frac{w_{max,inc}}{w_1} = 1 + (K_s \cdot |i|)_{rms} \quad (P1.3.30)$$

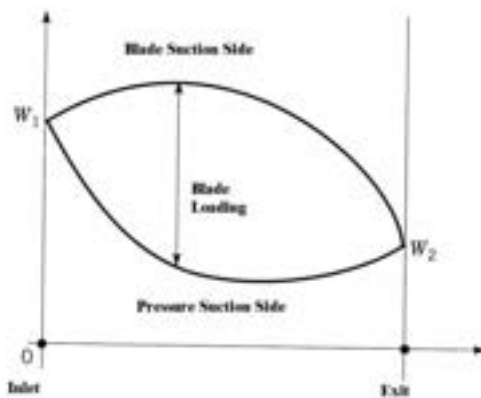


Fig. 10: Misura del blade-loading.

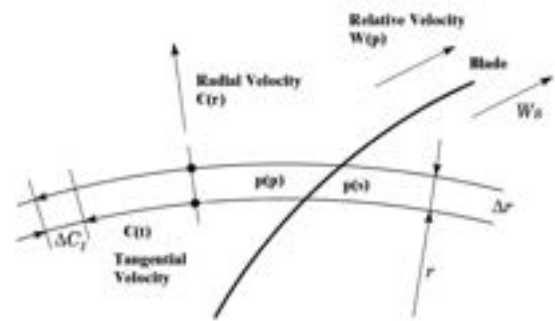


Fig. 11: Differenza di pressione sulla pala.

È lecito quindi assumere:

$$(K_s \cdot |i|)_{rms} = \left[\frac{(K_{s,sh} \cdot |i_{1,sh}|)^2 + (K_{s,hub} \cdot |i_{1,hub}|)^2}{2} \right]^{0.50} \cong \frac{K_{s,hub} \cdot |i_{1,hub}|}{\sqrt{2}} \quad (P1.3.31)$$

ove, con il coefficiente K_s , si intende l'incidence loss coefficient che rappresenta l'incremento percentuale di velocità dovuto ad 1° di incidenza.

Le singole perdite di carico si calcolano considerando lo spessore θ della quantità di moto; si ottiene perciò la correlazione finale per il calcolo delle perdite di carico:

$$\Delta p_o = 2 \left(\frac{\vartheta}{s} \right) \cdot \frac{1}{2} \rho w_E^2 \Rightarrow \Delta p_o = \frac{z \cdot \Delta L_B}{\pi r_E} \rho \left[0.001 \left(\frac{w_{max}}{w_{min}} \right)^{4.50} \cdot \frac{w_E^2}{2} \right] \quad (P1.3.32)$$

In alternativa, è possibile utilizzare anche la correlazione proposta da Coppage et al. di seguito riportata

$$\Delta H_{bl} = 0.05 \cdot D_f^2 \cdot \frac{u_2^2}{g} \quad (\text{P1.3.33})$$

Iaddove il fattore di diffusione D_f è così indicato

$$D_f = 1 - \frac{w_2}{w_{1,t}} + \frac{0.75 \cdot g H_{Euler}}{u_2^2} \cdot \left[\frac{w_{1,t}}{w_2} \cdot \left(\left(\frac{Z_b}{\pi} \right) \left(1 - \frac{D_{1,t}}{D_2} \right) + \frac{2D_{1,t}}{D_2} \right) \right]^{-1} \quad (\text{P1.3.34})$$

1.3.3.7. Perdite per miscelazione (mixing loss)

All'ingresso del fluido nella girante, lo strato limite inizia a svilupparsi su tutte le superfici palari; il nucleo principale del flusso, almeno inizialmente, tende a seguire la forma dei canali assumendo una configurazione uniforme. Procedendo attraverso la girante, sia il nucleo principale sia la superficie dello strato limite, iniziano a sviluppare dei pattern complicati influenzati dalla configurazione della girante e dal campo delle forze di Coriolis. La forza di Coriolis agisce come una pseudo forza centrifuga che tende a separare le regioni di fluido ad alta velocità da quelle a bassa velocità; di conseguenza, un flusso secondario si sviluppa attorno al nucleo del flusso principale con valori ridotti di quantità di moto (in prossimità della faccia in pressione sul lato shroud) e con valori elevati (in prossimità dello hub). Lo strato limite risulta perciò distorto in accordo a questo campo di forze e del fluido (appartenente allo strato limite a bassa quantità di moto) penetra nel flusso secondario.

I termini flusso primario e secondario sono stati introdotti (inizio 1900, cfr. Taylor) per distinguere il flusso isoentropico (*jet flow*) da quello non-isoentropico (*wake flow*); nella realtà, molto spesso il termine wake-flow è stato utilizzato per descrivere un fluido non stagnante, quindi una situazione non consistente con il classico processo di separazione. Per superare tale inconveniente sono stati conati i termini primario e secondario; si ricorda tuttavia che il flusso secondario, oltre a considerare l'effetto dello strato limite distorto, comprende anche flussi secondari comuni, il tip-leakage,

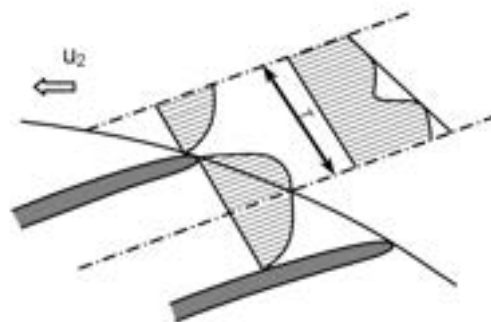


Fig. 12: Fenomeno del jet and wake all'uscita della girante.

Definendo con ε la frazione di area occupata dalla scia (wake-flow), si ricava la perdita per miscelazione (Johnston, Dean).

$$\Delta H_{\min} = \frac{1}{1 + \tan \alpha_2} \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon_{\text{wake}} - b^*}{1 - \varepsilon_{\text{wake}}} \right)^2 \frac{c_2^2}{2g} \quad (\text{P1.3.35})$$

1.3.3.8. Efficienza della girante

Attraverso il calcolo delle perdite di energia prodotte dai fenomeni in precedenza descritti, si giunge alla prevalenza effettiva che è in grado di fornire la girante. Definendo Δp_{fluid} la perdita di energia, legata allo sviluppo del campo di moto all'interno della girante, si ottiene:

$$\Delta p_{\text{fluid}} = \sum_j (\Delta p_{\text{fluid},j})_{\text{impeller}} \quad (\text{P1.3.36})$$

ove si considerano, come perdite fluidodinamiche della girante, le perdite descritte in precedenza. La massima energia specifica che la girante è in grado di elaborare è fornita dall'equazione di Eulero:

$$E_{\text{int}} = u_2 c_{u,2} - u_1 c_{u,1} \quad (\text{P1.3.37})$$

Ne consegue che l'efficienza della girante è descritta attraverso la relazione:

$$\eta_{\text{impeller}} = \frac{E_{\text{int}} - g \Delta p_{\text{fluid}}}{E_{\text{int}}} \quad (\text{P1.3.37})$$

1.3.3.9. Rendimento volumetrico

Nell'ipotesi di *fully mixed-out flow* posta all'inizio della trattazione, è fondamentale la definizione del corretto valore del rendimento volumetrico al variare della portata. Il codice implementa differenti metodologie per il calcolo del rendimento, basate su Neumann ed Egli, Japikse e Gulich; il valore finale del rendimento risulta una media pesata dei singoli valori, allo scopo di assicurare stabilità, robustezza e convergenza al calcolo. Gli approcci ora definiti, nel caso di pompa a singolo stadio, si basano sull'ipotesi che la direzione del ricircolo tra girante, supporti e fori di bilanciamento sia univocamente definita, come evidenziato in figura 13.

La portata di leakage è definita attraverso la relazione:

$$Q_{\text{leak}} = \zeta_l \cdot A_{cl} \cdot (2g \Delta H_{cl})^{0.50} \quad (\text{P1.3.38})$$

Il coefficiente di clearance ζ dipende dalla rugosità superficiale dell'anello di tenuta e dal numero di Reynolds:

$$\zeta_l = \left[0.5 \lambda \left(\frac{L_{cl}}{cl} \right) + 1.50 \right]^{-0.50} \quad (\text{P1.3.39})$$

La dipendenza dal numero di Reynolds è espressa attraverso la correlazione seguente:

$$\lambda = \left(1.095 \text{Re}^{-0.0027}\right) \cdot 0.25 \cdot \left(\log \left[\frac{4.52}{\text{Re}} \log \left(\frac{\text{Re}}{7} \right) + \frac{0.00005}{7.40cL} \right]\right)^{-2} \quad (\text{P1.3.40})$$

La perdita di energia attraverso il meato è pari a:

$$\Delta H_{cl} = H_{th} \cdot \left(\eta_{hyd} - \frac{k_1}{2\psi_2} + k_2 - \frac{k_3}{2\psi_2} \left(1 - \left(\frac{d_{seal}}{d_{2,rms}} \right)^2 \right) \right) \quad (\text{P1.3.41})$$

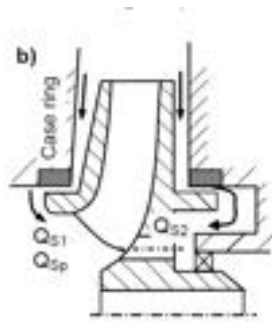


Fig. 13: *Direzioni di ricorcolo.*

1.3.3.10. Analisi della voluta

Il dimensionamento e la verifica delle prestazioni fornite dalla voluta merita un'attenzione particolare, in quanto il campo di pressione nell'elemento statorico dipende dalla distribuzione della velocità all'uscita della girante, a sua volta condizionata dalla pressione che la corrente incontra nell'organo statorico. Il modello che analizza la mutua influenza tra girante e voluta risulta pertanto particolarmente critico per un'accurata stima delle perdite idrauliche nella macchina; tale sensibilità si accentua particolarmente nelle condizioni di off-design e per tutte le volute non progettate in accordo al principio della conservazione del momento della quantità di moto (variazione della pressione all'uscita della girante variabile con l'angolo di avvolgimento della voluta).

Le dimensioni caratteristiche della voluta sono riportate in figura 14.

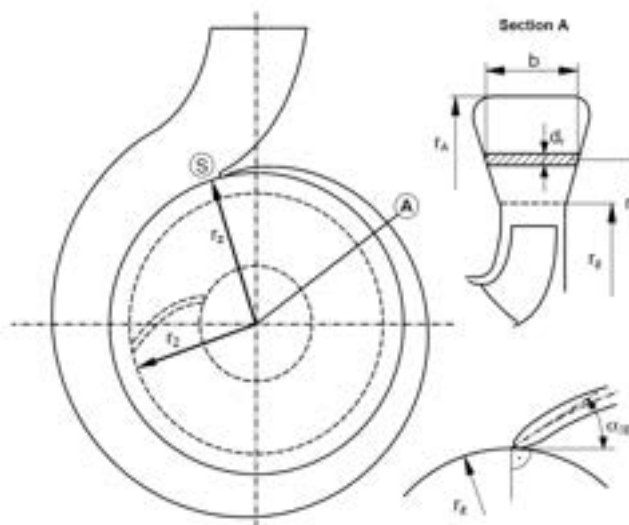


Fig. 14: Schematizzazione della voluta.

La voluta adottata per la macchina in oggetto è realizzata con sezioni circolari, in accordo al principio di conservazione $r \cdot c_u = \text{const}$. Pertanto la variazione di portata con il variare dell'angolo di sviluppo θ risulta:

$$Q_\theta = \frac{1}{2\pi} \Gamma_B \int_{r_3}^R \frac{b(r)}{r} dr \quad (\text{P1.3.42})$$

dalla quale si ricava il raggio della generica sezione:

$$\rho_\theta = \left(\frac{Q_\theta}{\pi c_v} \right)^{0.5} \quad (\text{P1.3.43})$$

Naturalmente è necessario fare alcune assunzioni teoriche, principalmente relative all'uniformità della pressione e della velocità ed al completo miscelamento del fluido in voluta. Per

quanto riguarda le perdite presenti all'interno della voluta, attrito, incidenza e miscelazione, si rimanda alle correlazioni sviluppate in precedenza per la girante.

1.3.4. Definizione del canale meridiano e del profilo palare

Le simulazioni svolte utilizzando il framework GENOPS hanno permesso lo sviluppo del canale meridiano e del profilo palare; al contrario, la voluta è stata acquisita da commercio secondo dimensioni standardizzate. Di conseguenza, un ulteriore calcolo è stato realizzato per adattare i precedenti risultati con le effettive dimensioni della voluta. Lo schema utilizzato per il dimensionamento del canale meridiano è riportato in figura 15.

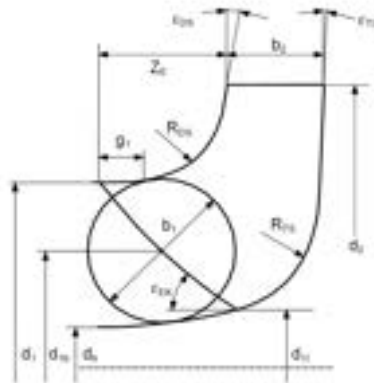


Fig. 15: Schematizzazione del canale meridiano.

Per quanto concerne la definizione del profilo palare è stato utilizzato il metodo di Kaplan, riportato nelle figure 16 e 17.

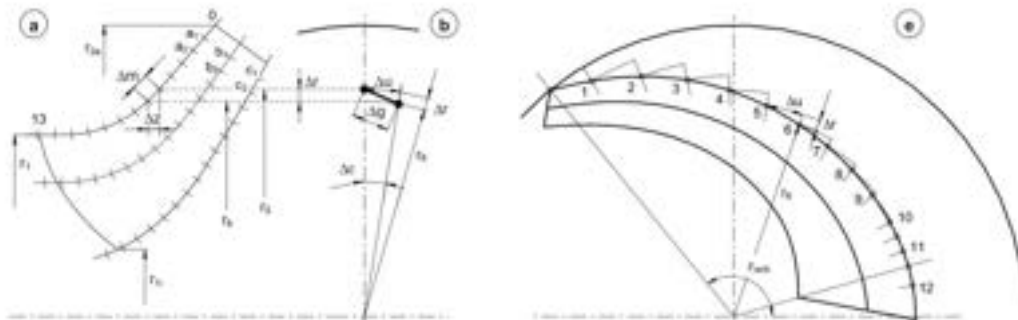


Fig. 16: Definizione del profilo palare.

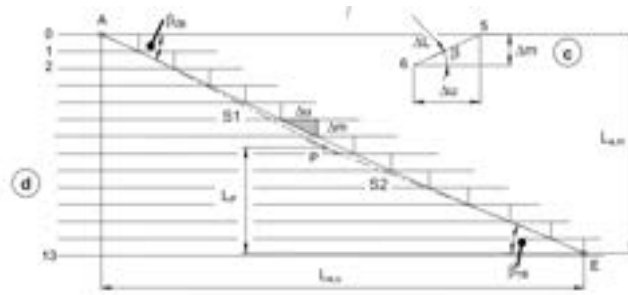


Fig. 17: *Variazione dell'angolo costruttivo di pala.*

I risultati ottenuti al termine delle simulazioni sono riportati nel seguito; nella figura 18 è definito il disegno idraulico della girante nel piano meridiano (r, z), mentre in figura 19 è riportata una sezione della voluta.

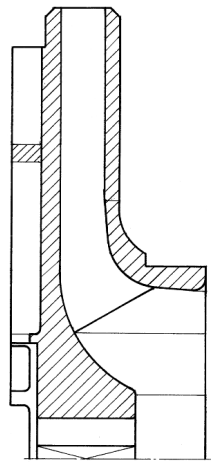


Fig. 18: *Piano meridiano della girante.*

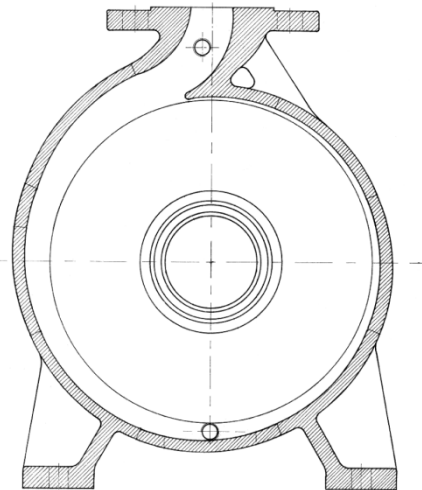


Fig. 19: *Sezione della voluta.*

Nelle due tabelle seguenti sono riportate le prestazioni idrauliche stimate, con riferimento alla sola girante. In accordo con quanto reperibile in letteratura, non viene eseguita una stima delle perdite esterne non essendo i modelli attualmente disponibili sufficientemente accurati.

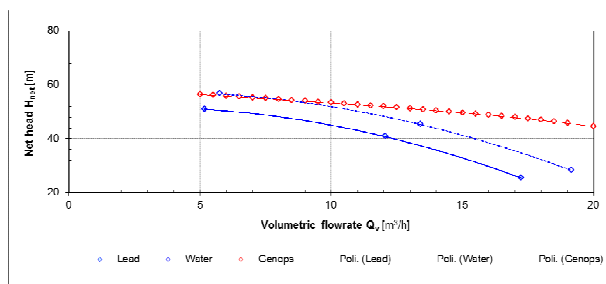


Fig. 20: *Altezza netta della pompa.*

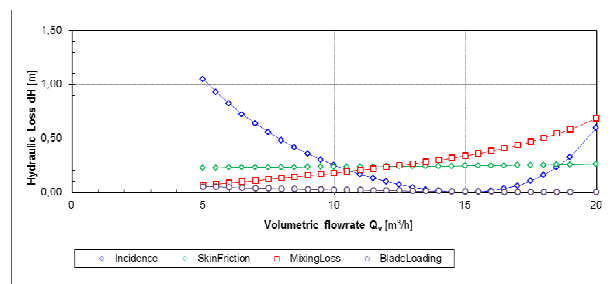



Fig. 21: *Perdite in girante.*

 Ricerca Sistema Elettrico	Sigla di identificazione	Rev.	Distrib.	Pag.	di
	NNFISS – LP3 - 030	0	L	23	33

2. Analisi Fluidodinamica Numerica

2.1. Introduzione

La seconda fase progettuale è rappresentata dalla esatta definizione della geometria della pompa e dalla valutazione delle sue prestazioni di carattere idraulico. Ciò è ottenuto attraverso una campagna di simulazioni numeriche tridimensionali, attraverso l'impiego di metodologie numeriche di fluidodinamica computazionale (in linea generale time-dependent e su rotating grid), alla quale si affianca una fase di ottimizzazione allo scopo di affinare i profili palari della girante, la conformazione del canale meridiano e della voluta in relazione ai parametri di valutazione (obiettivi generali e indicatori locali di prestazione).

2.2. Analisi fluidodinamica: considerazioni introduttive

La pompa è composta da un canale di adduzione, una girante chiusa e palettata a cinque pale, un canale diffusore non palettato ed una voluta per lo scarico a sezione circolare. L'analisi condotta è completamente tridimensionale, realizzata considerando dapprima la sola girante ed in seguito l'intera pompa al fine di aumentare la risoluzione delle griglie di calcolo e contenere lo sforzo computazionale. Un'ulteriore ipotesi semplificativa riguarda l'assenza di gioco tra girante e dischi di ricoprimento, ovvero l'assenza di perdite per trafileamento. In Figura ... si riporta una vista di insieme della girante.

L'utilizzo di tools CFD (Computational Fluid Dynamics, ndr) è attualmente assai diffuso nell'industria delle turbomacchine, dato che attraverso l'approccio numerico possono essere valutati numerosi aspetti relativi al funzionamento della macchina in tempi minori e, soprattutto, a costi inferiori rispetto ad i classici test sperimentali. Tuttavia, la generale presenza di flussi altamente instazionari all'interno delle turbomacchine evidenzia la necessità di individuare il più appropriato metodo di soluzione per la corretta modellazione della girante.

Nel presente lavoro, per accoppiare il moto della girante alla parte stazionaria della voluta, è stato utilizzato un approccio completamente non-stazionario, altresì dipendente dal tempo, definito *sliding mesh*. In questo modo è possibile valutare l'effettivo comportamento della pompa, catturando le non-stazionarietà legate ai fenomeni di interazione rotore-statore. Tuttavia, prima di procedere con l'esposizione dei risultati, si espongono brevemente i fondamenti matematici del modello numerico, a dimostrazione della sua reale consistenza.

2.2.1. Modello matematico: generalità

Le analisi CFD sono state condotte utilizzando il codice OpenFOAM in ambiente Linux, mentre come pre/post-processor è stato impiegato OpenSALOME; in tutta generalità, OpenFOAM è un solutore ai volumi finiti di equazioni differenziali alle derivate parziali (Partial Differential Equations, PDE), quindi un solutore delle equazioni di Navier-Stokes che regolano il moto dei fluidi.

Le analisi condotte sono state svolte impiegando un solutore segregato; utilizzando questo approccio, le equazioni che governano il fenomeno sono risolte in modo sequenziale, ovvero *segregate* le une dalle altre. Essendo tuttavia equazioni non lineari accoppiate tra loro, sono necessari diversi loop prima di portare la soluzione a convergenza. Ciascuna iterazione consiste dei seguenti step:

- inizializzazione della soluzione ed upgrade delle proprietà fisiche del fluido;
- risoluzione delle equazioni di conservazione della quantità di moto utilizzando i valori correnti di pressione e flusso di massa, allo scopo di aggiornare il campo di velocità;
- definizione di un'equazione di tipo Poisson dall'equazione di continuità e dalle equazioni di conservazione della quantità di moto per la correzione del campo di velocità e pressione, soddisfacendo l'equazione di continuità;
- risoluzione delle equazioni scalari della turbolenza;
- controllo sulla convergenza, iterando in caso di mancato raggiungimento.

La conversione delle equazioni che governano il fenomeno in equazioni algebriche, numericamente risolubili, avviene attraverso il metodo ai volumi finiti. Questa tecnica consiste nell'integrazione delle equazioni in ciascun volume di controllo, trasformando l'equazione per la generica variabile ϕ scritta in forma integrale:

$$\oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (\text{P2.2.1})$$

nella corrispondente forma algebrica:

$$\sum_f^{N_{\text{faces}}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{\text{faces}}} \Gamma_\phi (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (\text{P2.2.2})$$

Per definizione, i valori discreti assunti dalla variabile ϕ vengono memorizzati al centro-cella; tuttavia, valori ϕ_f sulle facce sono richiesti per il termine convettivo della (1) e devono essere interpolati (utilizzando lo schema *upwind*) dal centro-cella. Le simulazioni svolte utilizzano uno schema *upwind* al secondo ordine per il termine convettivo ed uno schema alle differenze finite (central finite-differencing) per il termine diffusivo; i termini temporali sono stati discretizzati al secondo ordine.

2.2.2. Modello di turbolenza

Allo scopo di descrivere gli effetti delle fluttuazioni turbolente della velocità, si introduce un modello di chiusura per la turbolenza. Le simulazioni condotte utilizzano come modello di turbolenza il modello *Realizable k-ε*, che comporta leggere modifiche rispetto al tradizionale modello *k-ε* di *Launder-Spalding*. Esso infatti contiene una nuova formulazione della viscosità turbolenta come pure una nuova equazione di trasporto per l'energia cinetica turbolenta dissipata ϵ . Il termine *realizable* sta invece ad indicare il soddisfacimento di alcuni vincoli matematici nella determinazione degli stress di Reynolds.

Le equazioni di trasporto per le quantità turbolente k ed ϵ valgono:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (\text{P2.2.3})$$

 Ricerca Sistema Elettrico	Sigla di identificazione	Rev.	Distrib.	Pag.	di
	NNFISS – LP3 - 030	0	L	25	33

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (\text{P2.2.4})$$

La viscosità definita *eddy viscosity* è calcolata attraverso la relazione:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{P2.2.5})$$

assumendo C_μ pari a:

$$C_\mu = \left(A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon} \right) \quad (\text{P2.2.6})$$

La funzione di parete è stata assunta con legge di tipo logaritmico, cioè una *Standard Wall Function*, con le costanti di modello assegnate di default dal solutore.

2.3. L'ottimizzazione progettuale

L'utilizzo di un approccio numerico alla progettazione consente una doppia valutazione delle prestazioni della macchina; da un lato, è possibile analizzare il comportamento globale della pompa e, dall'altro, giungere a considerazioni di dettaglio grazie ad una serie di analisi locali. Tuttavia, al fine di ottenere le massime prestazioni, l'impiego di metodi evolutivi di ottimizzazione combinati ad analisi numeriche consente di aumentare drasticamente le informazioni relative al comportamento della macchina riducendo, al tempo stesso, il ricorso alla fase di prototipazione.

Il termine *ottimizzazione multi-obiettivo* definisce, da un punto di vista formale, la soluzione di un problema di ricerca del massimo assoluto, oppure del minimo, di un set di funzioni:

$$y = F(x) = \{f_1(x), f_2(x), \dots, f_n(x)\} \quad (\text{P2.2.7})$$


soggette ad un insieme di vincoli:

$$e(x) = \{e_1(x), e_2(x), \dots, e_m(x)\} \leq 0 \quad (\text{P2.2.8})$$

ove si intende con \mathbf{x} il *vettore decisione* e con \mathbf{y} il *vettore obiettivo*, mentre $[X]$ è lo *spazio di decisione* ed $[Y]$ lo *spazio degli obiettivi*; i vincoli $\mathbf{e}(\mathbf{x}) \leq 0$ determinano l'insieme delle soluzioni fattibili. In piena analogia, la definizione di un problema di ottimizzazione in ambito industriale è correlata alla ricerca delle massime prestazioni di un sistema (nel caso in questione il sistema è la pompa centrifuga a piombo fuso, ndr), soggetto al rispetto di un insieme di vincoli (geometrici, realizzativi, ...) e con alcuni gradi di libertà.

La soluzione del problema definito in (P2.2.7) è ottenibile secondo due approcci nettamente distinti tra loro:

- *approccio deterministico*: il processo evolve in assenza di casualità (randomness process), quindi si otterranno sempre gli stessi output a partire dalle medesime condizioni di input;

 Ricerca Sistema Elettrico	Sigla di identificazione	Rev.	Distrib.	Pag.	di
	NNFISS – LP3 - 030	0	L	26	33

- *approccio metaeuristico*: il percorso evolutivo è un percorso di tipo stocastico e conduce ad una soluzione approssimata di un problema di ottimo non risolvibile in modo esatto oppure computazionalmente troppo costoso.

Nel presente lavoro è stato scelto un approccio di tipo metaeuristico, basato sull'utilizzo di algoritmi evolutivi di tipo *population-based*; la valutazione delle funzioni obiettivo è avvenuta combinando modelli di calcolo di tipo 0-D a simulazioni numeriche fluidodinamiche.

2.3.1. Gli algoritmi evolutivi

Nel corso dei secoli, l'evoluzione biologica ha prodotto dei sistemi viventi in grado di risolvere problemi complessi e capaci di adattarsi costantemente ad ambienti ostili, incerti ed in continua mutazione. L'enorme varietà di situazione alle quali le forme di vita si sono adattate, lascia pensare che il processo evolutivo sia capace di risolvere numerose classi di problemi; in altre parole, esso è senza dubbio riconoscibile per la sua robustezza.

I meccanismi alla base di un fenomeno evolutivo si fondano essenzialmente sulla competizione, la quale seleziona gli individui più adatti ad assicurare una forma di discendenza, e sulla cooperazione, attraverso la riproduzione sessuale.

Le possibilità espresse da questi meccanismi hanno condotto alcuni ricercatori, intorno agli anni '60, a voler simulare tali comportamenti applicandoli all'ingegneria. Tre differenti scuole di pensiero, ovvero differenti direzioni di ricerca si sono sviluppate:

- *algoritmi genetici* (GA), definiti da Holland e Goldberg;
- la *programmazione evolutiva* (GP), introdotta da Fogel;
- le *strategie evolutive* (ES), iniziate da Rechenberg e Schwefel.

Tali approcci sono definiti all'interno della più generale classe degli *Algoritmi Evolutivi* (EA), attualmente utilizzati per la soluzione di problemi di ottimizzazione.

2.3.2. L'analogia genetica: principi di base

In generale, un algoritmo evolutivo è caratterizzato da tre componenti essenziali:

- un insieme di soluzioni candidate;
- un processo di selezione;
- la manipolazione delle soluzioni per mezzo di operatori genetici.

In perfetta analogia con i fenomeni evolutivi naturali, le soluzioni candidate vengono definite *individui* ed il loro insieme *popolazione*. Da ciò si intuisce che ciascun individuo i rappresenta una possibile soluzione del problema posto in (P2.2.7), ovvero un vettore appartenente allo *spazio degli individui* $[I]$.

In natura, le caratteristiche ereditarie di un essere vivente, cioè di un individuo, dipendono esclusivamente dal suo patrimonio genetico, il *genotipo*, costituito da un insieme di *cromosomi*

formati, a loro volta, da *geni*. Il gene è un segmento di DNA che determina un carattere ereditario; ciascun gene, all'interno di un cromosoma, occupa una posizione ben definita detta *locus*. Forme diverse dello stesso gene si definiscono *alleli*, ovvero i responsabili delle modalità con cui si manifesta il carattere ereditario controllato dal gene. Tutte le informazioni contenute all'interno del genotipo sono codificate attraverso il *fenotipo*, che manifesta esternamente i caratteri dell'individuo (ad esempio il colore degli occhi, dei capelli, ...), cioè i suoi tratti somatici.

Nel dominio degli algoritmi genetici, una delle diverse forme di algoritmi evolutivi, il fenotipo rappresenta una delle possibili soluzioni al problema posto in (P2.2.7). La prima tappa dell'analogia genetica, come anticipato in precedenza, consiste nell'associare un individuo i a ciascun vettore x appartenente allo spazio di decisione $[X]$; questa corrispondenza è realizzata attraverso una mappa $x = m(i)$ di tipo binario, reale, gray-code, ...

Di conseguenza, il cromosoma diventa la struttura codificata di un punto dello spazio $[X]$, mentre il gene e l'allele rappresentano rispettivamente il valore codificato e reale di una variabile dello spazio $[X]$; in figura 22 è riportato quanto detto.

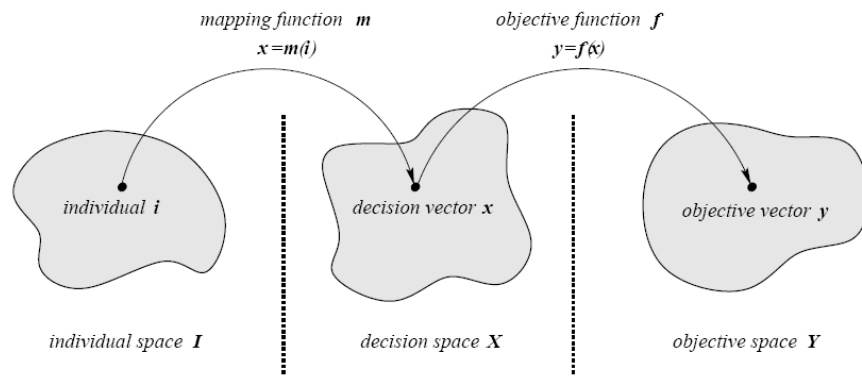


Fig. 22: Relazione tra spazio degli individui, spazio di decisione e spazio obiettivo.

Gli individui evolvono simultaneamente nel corso del processo di ottimizzazione sotto l'azione di *operatori genetici* ispirati ai processi naturali; tali operatori vengono spesso denominati come *operatori di riproduzione*, di *ricerca* o di *ricombinazione*. Lo scopo degli operatori è di consentire la riproduzione (*mating process*) degli individui, partendo da individui genitori (*parents*) per generare individui figli (*off-springs*); i principali operatori si distinguono in:

- *operatori di crossover*: si generano degli individui figli attraverso la ricombinazione del patrimonio genetico dei genitori, associando una probabilità di crossover (cfr. figura 23);
- *operatori di mutazione*: in contrasto rispetto al crossover, la mutazione, in accordo ad una probabilità di mutazione, modifica piccole parti dell'individuo generando un figlio (cfr. figura 24).

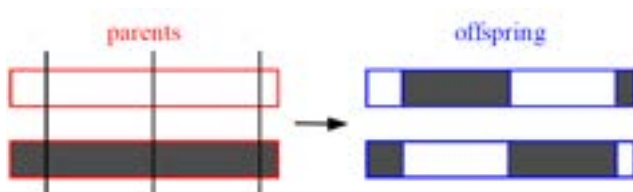


Fig. 23: Crossover operator.



Fig. 24: Mutation operator.

L'intero processo è guidato dalla fase di *selezione*, che consente di scegliere gli individui con le migliori caratteristiche cui consentire la riproduzione. La selezione, quindi, riflette l'omonimo principio di Darwin basato sul concetto di sopravvivenza: solo gli individui più forti crescono e sviluppano l'attitudine alla riproduzione, mentre i più deboli si estinguono. Dal punto di vista matematico, tutto ciò si identifica per mezzo del *concetto di merito* (fitness), che rappresenta la qualità di un individuo; all'interno del bacino di selezione (mating pool), creato per mezzo degli operatori descritti in precedenza, si selezionano gli individui ad elevato fitness consentendo loro la riproduzione. Il processo di riproduzione termina attraverso l'inserimento (reinsertion) dei figli all'interno della popolazione; questa fase presenta numerose possibilità legate alla tipologia di evoluzione (esiste una sola popolazione oppure più popolazioni tra loro competitive, o collaborative, ...), ma è concettualmente descrivibile come in figura 25.

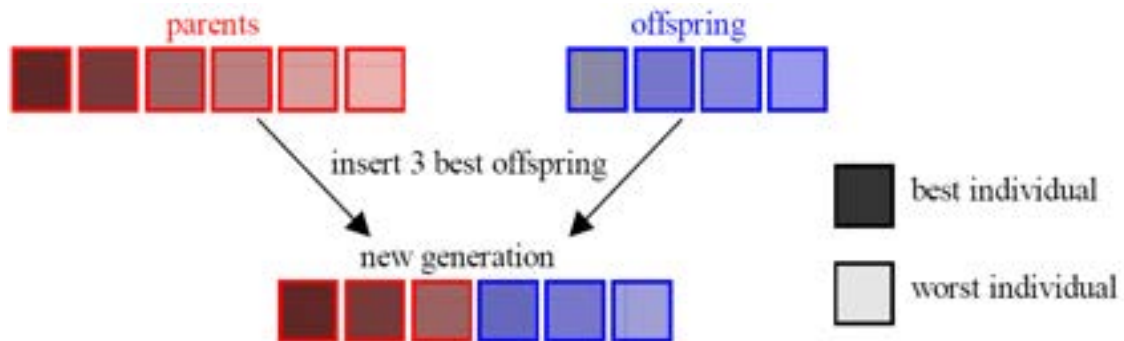


Fig. 25: Reinserzione degli individui nella popolazione.

2.3.3. Il modello evolutivo

Basandosi sui concetti definiti nei precedenti paragrafi, è ora possibile schematizzare l'intero processo evolutivo che porta alla soluzione del problema di ottimizzazione condizionata definito in (P2.2.7); si confronti figura 26.

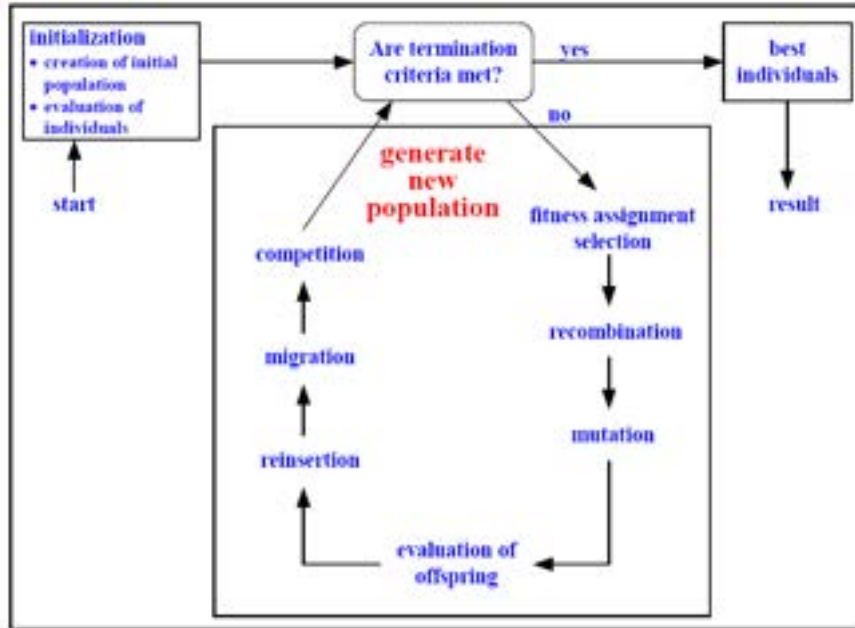


Fig. 26: Processo evolutivo di ottimizzazione

Il processo si avvia attraverso la generazione di una popolazione iniziale, tradizionalmente prodotta per mezzo di un processo random; quindi, attraverso gli operatori di selezione, mutazione, reinserimento (ed altri, senza entrare eccessivamente nei dettagli, ndr) e valutazione, il processo evolve di generazione in generazione sino al raggiungimento delle condizioni di terminazione (massimo numero di generazioni, fitness globale, ...).

Ovviamente, il processo evidenziato in figura ... è solo da considerarsi indicativo dell'effettivo processo impiegato per l'ottimizzazione della pompa; infatti, nel processo reale, sono impiegati diversi metodi per l'evoluzione così come gli operatori di riproduzione assumono caratteristiche peculiari.

2.4. Risultati numerici

Nelle figura che seguono si riportano alcune immagini ricavate dalle simulazioni numeriche condotte.

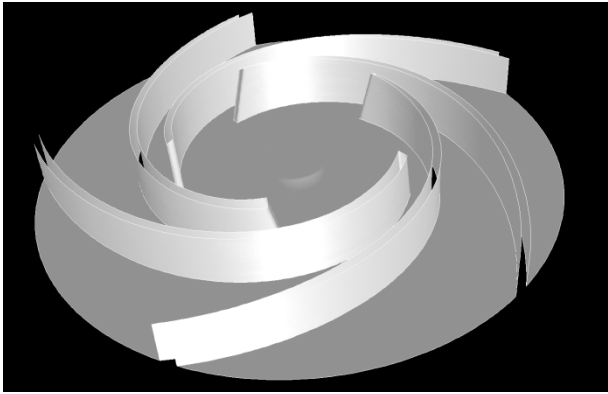


Fig. 27: Geometria della girante.

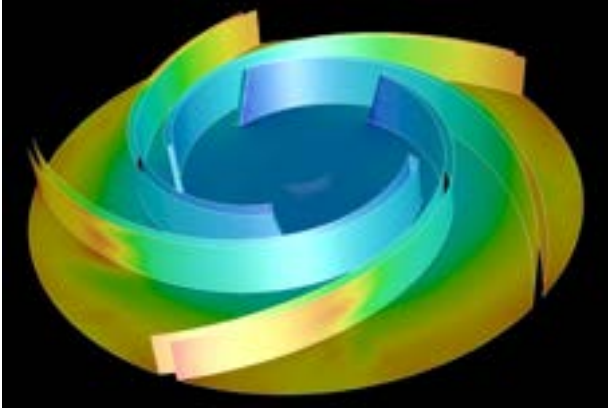


Fig. 28: Contorno di pressione statica.

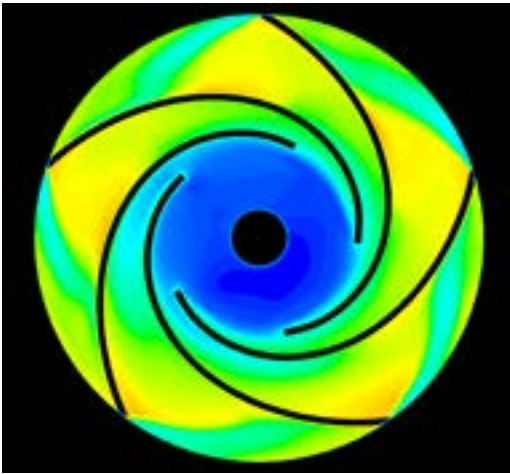


Fig.29: Contorno velocità assoluta

3. Analisi Strutturale

3.1. Introduzione

La terza fase progettuale è rappresentata dalle verifiche strutturali a carattere ingegneristico dei principali organi componenti la pompa, al fine di valutare la stabilità di funzionamento e la durata. La verifica principale riguarda l'albero di rotazione; esso, infatti, deve trasmettere la potenza meccanica dal motore alla girante, vincendo le perdite idrauliche e meccaniche, per consentire alla pompa di fornire la prevalenza richiesta. In figura 30 si riporta schematicamente il principio di funzionamento.

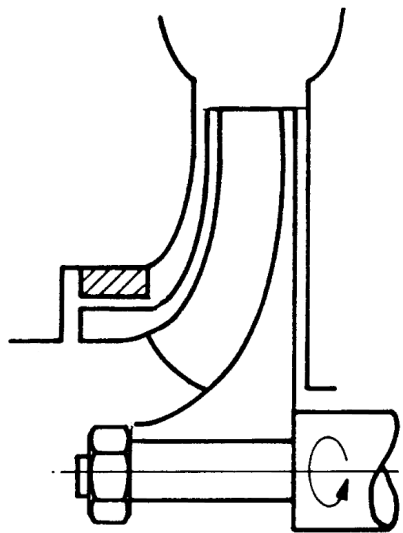


Fig. 30: Schema funzionale dell'albero di rotazione.

In linea del tutto generale, la verifica dell'albero comprende una verifica strutturale a rottura, una verifica a fatica ed una verifica nei confronti delle velocità critiche (flessionali e torsionali).

3.2. Verifiche strutturali

Inizialmente si verifica il diametro minimo della sezione di attacco dell'albero alla girante, considerando come unico carico agente il momento torcente esercitato dalla girante. Procedendo in vantaggio di sicurezza, si considera un fattore $f_{OverP} = 1.15$ di maggiorazione del momento M_t . Nota la potenza all'albero P e la velocità di rotazione ω , vale:

$$M_t = f_{OverP} \cdot \frac{P}{\omega} \quad (P3.2.1)$$

Il diametro minimo della sezione di attacco dell'albero deve soddisfare il criterio di Henky-Von Mises sulla tensione ideale:

$$\sigma_{id} = \sqrt{(\sigma_N + \sigma_f)^2 + 3\tau^2} \quad (P3.2.2)$$

sotto la condizione:

$$\sigma_{id} \leq \sigma_{adm} \quad (P3.2.3)$$

La definizione della tensione ammissibile avviene sulla base del rapporto $R\sigma$ tra la tensione allo scostamento dalla proporzionalità $\sigma_{p,02}$ e quella di rottura σ_m , unito all'introduzione di alcuni coefficienti di sicurezza γ che considerano il grado di accettabilità e di affidabilità del materiale ed un indice di pericolosità del carico.

Si ottiene pertanto il valore del diametro minimo.

$$d_{\min} = \left(\frac{16M_t}{\pi \sigma_{adm}} \right)^{1/3} \quad (P3.2.4)$$

Le dimensioni dell'albero considerano anche ulteriori effetti di carico, dovuti al funzionamento della pompa:

- spinta radiale esercitata dalla voluta a portate differenti dalla portata di massima efficienza;
- spinta assiale esercitata dalla girante dovuta alla differenza di pressione esistente tra i dischi di ricoprimento.

Tali effetti sono inoltre dipendenti dallo schema di supporto adottato e dalla lunghezza dell'albero; in figura 31 è riportato un grafico indicativo.

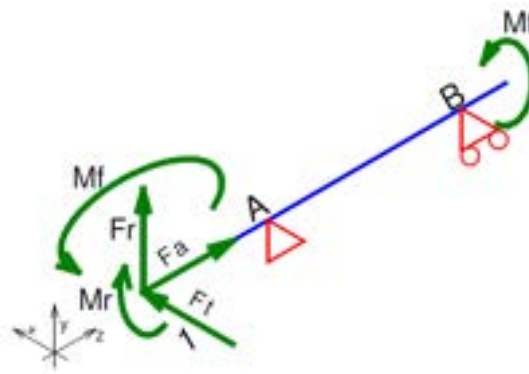



Fig. 31: Schema di supporto dell'albero di rotazione.

La massima deflessione dovuta ai carichi precedentemente descritti è ricavabile dall'equazione seguente:

$$y_{\max} = \frac{F \cdot C^3}{3EI_s} \left(1 + \frac{LI_s}{CI_B} \right) \quad (P3.2.4)$$

 Ricerca Sistema Elettrico	Sigla di identificazione	Rev.	Distrib.	Pag.	di
	NNFISS – LP3 - 030	0	L	33	33

La determinazione delle velocità critiche è in accordo al metodo di Dunkerly, secondo il quale vale:

$$\omega_{cr}^{-2} = \sum_{(i,j)=1}^n \left(\frac{1}{\omega_i^2} + \frac{1}{\omega_j^2} \right) \quad (\text{P3.2.5})$$

avendo indicato rispettivamente:

$$\begin{cases} \omega_i^2 = \frac{k\eta}{m} \\ \omega_j^2 = \frac{k\varphi}{I} \end{cases} \quad (\text{P3.2.6})$$

Le deformate elementari η e φ risultano essere:

$$\begin{cases} \eta = \frac{Fa^2(a+l)}{3EJ} \\ \varphi = \frac{M(l+3a)}{3EJ} \end{cases} \quad (\text{P3.2.6})$$

Per quanto riguarda l'analisi a fatica, non è possibile eseguire una verifica in fase preliminare di progettazione; infatti, ad oggi, non sono stati ancora definiti i cicli di lavoro dell'albero (σ_{\min} e σ_{\max}) per stabilire il corretto criterio di verifica da impiegare.