



**UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA**



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Progettazione e analisi numerica di una pompa ad alta prevalenza per
liquidi pesanti

Relatore : Ing. Alberto Santolin
Correlatore : Ing. Giacomo Zanetti

Studente : Matteo Talamini (Matricola n° 2086850)

Anno Accademico 2023/2024

Tesi realizzata in collaborazione con 45engineering S.r.l.

Sommario

La seguente trattazione di carattere industriale riporta la procedura di progettazione di una pompa centrifuga ad alta prevalenza per fluidi contenenti particelle in sospensione fortemente abrasive.

Dopo una sezione iniziale in cui si descrivono le caratteristiche di questo tipo di macchine, si illustrano i settori nei quali queste trovano applicazione e vengono riportate le principali tipologie di pompe per solidi sospesi, si passa ad un'analisi preliminare di mercato per comprenderne le condizioni operative offerte dal punto di vista della portata e della prevalenza.

Da questa analisi emerge che i dati progettuali in questione, derivanti da esigenze aziendali, si discostano fortemente da queste condizioni operative, rendendo la macchina innovativa e priva di precedenti noti. La scelta del volume fluido, dunque, non trova appoggio in geometrie esistenti bensì è necessario modellare quest'ultima da zero.

A tal riguardo, dopo aver illustrato il processo di usura a carico delle particelle abrasive in sospensione nel liquido e i principali materiali selezionati per questo tipo di macchine, si segue inizialmente il metodo monodimensionale classico di predimensionamento di una pompa centrifuga, per poi introdurre le modifiche derivanti dalla necessità di un passaggio solido di 30 mm.

A questo punto, si prosegue con una procedura iterativa di modellazione della geometria del volume fluido della girante con l'ausilio del software di simulazione fluidodinamica Ansys CFX. Si propongono 5 geometrie differenti che vengono confrontate dal punto di vista del rendimento, della prevalenza e del comportamento a cavitazione.

Una volta selezionata la geometria della girante più soddisfacente, si procede con la modellazione della voluta e con il calcolo numerico delle prestazioni complessive della macchina.

Avendo la geometria fluida di girante e voluta è possibile ora rivestire quest'ultima e passare alla progettazione meccanica del resto della pompa centrifuga. Si dimensionano e si analizzano, dunque, i vari elementi costitutivi sottolineando le motivazioni di ogni scelta progettuale.

Infine si illustrano i possibili sviluppi futuri di questo progetto, che può portare a sostituire un sistema di pompe in serie con una singola macchina, in casi in cui il fluido operativo contenga particelle abrasive di una certa dimensione.

Indice

1	Introduzione	5
1.1	Settori di utilizzo	5
2	Tipologie di pompe per la movimentazione di solidi in sospensione	7
2.1	Pompe centrifughe	7
2.2	Pompe volumetriche	7
2.2.1	Pompe a membrana azionate ad aria e a pistone	8
2.2.2	Pompe peristaltiche	9
2.2.3	Pompe ad ingranaggi, a lobi e a pistoni circolari esterni (ECP)	9
2.2.4	Pompe a cavità progressiva	10
3	Analisi preliminare	11
3.1	Campi d'impiego offerti	11
3.2	Risultati analisi preliminare	18
4	Selezione del materiale	19
4.1	Usura idro-abrasiva	19
4.2	Materiali più usati	21
4.3	Materiali per pompe per movimentazione di solidi in sospensione	22
5	Metodo monodimensionale	23
5.1	Dimensioni principali	23
5.2	Condotto meridiano	25
5.3	Angoli delle pale	27
5.3.1	Angolo di ingresso	27
5.3.2	Angolo di uscita	28
5.4	Modifica della girante per fluidi contenenti particelle	29
5.4.1	Accorgimenti costruttivi per pompe per la movimentazione di solidi in sospensione	29
5.4.2	Modifica della geometria	31
6	Analisi numerica	32
6.1	Introduzione fluidodinamica computazionale (CFD)	32
6.1.1	Griglia computazionale	33
6.1.2	Modellazione della turbolenza	35
6.2	Procedura di simulazione	37
6.2.1	BladeGen	37
6.2.2	TurboGrid	38
6.2.3	Ansys CFX	38
6.3	Girante	38
6.3.1	analisi geometria preliminare	38
6.3.2	Nuova geometria [a]	42
6.3.3	Geometria senza splitter blades [b]	46
6.3.4	Geometria con bordo arretrato e corrente decelerante [c]	48
6.3.5	Geometria con bordo arretrato e corrente accelerante [d]	49
6.3.6	Geometria a 5 pale [e]	51
6.3.7	Confronto e scelta della geometria	52
6.4	Voluta	55
6.4.1	Impostazione analisi numerica	57
6.4.2	Analisi risultati	59
6.5	Curve caratteristiche	62

7	Rivestimento parte idraulica	64
7.1	Materiale	64
7.2	Girante	64
7.2.1	Tipologie	64
7.2.2	Spessore	68
7.2.3	Attacco per l'albero	69
7.2.4	Palette di espulsione	69
7.2.5	Verifica a rotazione	70
7.3	Voluta	72
7.3.1	Viti di serraggio	72
7.3.2	Analisi strutturale della voluta	73
7.4	Anello di usura	75
7.5	Albero	77
7.5.1	Materiale	77
7.5.2	Dimensionamento	78
7.5.3	Boccola	78
7.5.4	Dimensionamento chiavetta	78
7.6	Tenute	80
7.6.1	Tenuta a premistoppa	80
7.6.2	Tenuta meccanica	81
7.7	Cuscinetti	83
7.7.1	Cuscinetti volventi	84
7.7.2	Spinta assiale	85
7.7.3	Spinta radiale	86
7.8	Analisi albero	88
7.9	Basamento	89
8	Conclusioni	91

1 Introduzione

Le pompe per fluidi densi con particelle in sospensione sono macchine studiate per operare con fluidi contenenti nuclei solidi che possono essere molto abrasivi. Questa caratteristica rende la loro progettazione totalmente differente dalle comuni pompe per fluidi poco aggressivi come, banalmente, l'acqua.

Esistono diversi tipi di pompe finalizzate al trasporto di fluidi con corpi in sospensione, tra cui pompe alternative come quella a pistone. La tipologia più utilizzata per questa applicazione è, però, quella delle pompe centrifughe.

Come si può notare in Fig.1, queste macchine sono caratterizzate da spessori molto elevati sia della girante che della voluta poiché devono resistere a fluidi molto aggressivi. Una parte significativa della loro progettazione, infatti, si concentra sullo studio di materiali speciali, caratterizzati da elevate proprietà di resistenza all'abrasione.

I compromessi per cercare di rendere queste pompe adatte al trasporto di solidi in sospensione le portano a valori di efficienza molto bassi.

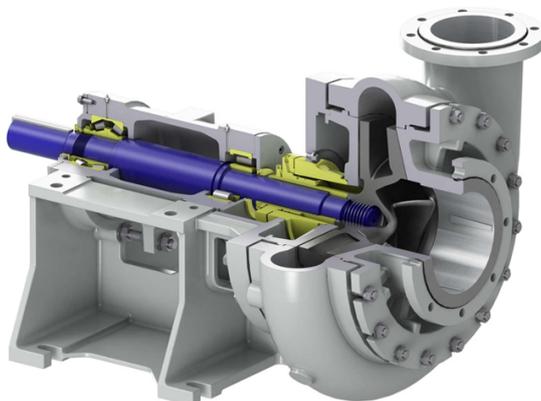


Figura 1: Pompa per la movimentazione di solidi in sospensione [38]

1.1 Settori di utilizzo

Le pompe per movimentazione di solidi in sospensione trovano applicazione in numerosi settori, dei quali sono riportati i principali nell'elenco seguente [3] .

- **ESTRAZIONE MINERARIA** : nelle operazioni minerarie le pompe per la movimentazione di solidi in sospensione vengono utilizzate per spostare fluidi contenenti minerali e altri solidi abrasivi provenienti, per esempio, da bacini di decantazione e da pozzetti. Svolgono quindi la funzione di estrazione e trasporto. Questa è una delle applicazioni che più mette in difficoltà le pompe poiché i fluidi con cui operano sono molto aggressivi.
- **TRATTAMENTO DELLE ACQUE REFLUE** : le pompe per la movimentazione di solidi in sospensione vengono utilizzate negli impianti di trattamento delle acque reflue per spostare i fanghi e altri materiali di scarto attraverso i processi. Sono essenziali per aiutare a rimuovere i solidi dalle acque reflue e a prepararle per lo scarico.

- **COSTRUZIONE** : le pompe per la movimentazione di solidi in sospensione vengono utilizzate nei processi di costruzione per spostare materiali come cemento e liquami. Sono spesso adottate nella costruzione di edifici, ponti e altri progetti infrastrutturali.
- **INDUSTRIE CHIMICHE E PETROLCHIMICHE** : in questo settore è necessario spostare fluidi contenenti sostanze chimiche, minerali e altri materiali abrasivi e corrosivi. Sono essenziali nel processo di produzione e nel trasporto.
- **INDUSTRIA ALIMENTARE E DELLE BEVANDE** : anche in questa industria è necessario trasportare fluidi contenenti solidi come frutta, verdura e cereali. Nonostante questi siano ben poco abrasivi si pone comunque il problema di corpi di una certa dimensione in sospensione.
- **AGRICOLTURA** : in agricoltura le pompe per la movimentazione di solidi in sospensione vengono utilizzate per spostare fluidi contenenti letame e altri materiali di scarto. Servono per rimuovere i rifiuti e prepararli per l'uso come fertilizzante.

2 Tipologie di pompe per la movimentazione di solidi in sospensione

2.1 Pompe centrifughe

Le pompe centrifughe sono una scelta eccellente per il trasporto di fluidi contenenti particelle solide abrasive in sospensione. Queste, infatti, presentano un design semplice e robusto, caratterizzato da meno parti mobili rispetto ad altre tipologie di pompe. Questo le rende meno soggette a guasti e usura quando si trattano fluidi con particelle abrasive.

Grazie alla loro semplicità costruttiva, la manutenzione delle pompe centrifughe è generalmente semplice e rapida, permettendo la sostituzione di componenti usurati senza difficoltà e a costi contenuti. Questa tipologia di macchine, oltre a permettere un trasporto continuo di fluido, è caratterizzata da un'efficienza superiore rispetto alle altre soluzioni per la movimentazione di solidi in sospensione.

Infine, l'effetto centrifugo generato dalla rotazione della girante mantiene le particelle in movimento, riducendo al minimo l'interazione diretta con le parti interne della pompa, limitando così l'usura e il deterioramento.

In Fig.2 è riportata una pompa centrifuga per la movimentazione di solidi in sospensione in sezione.

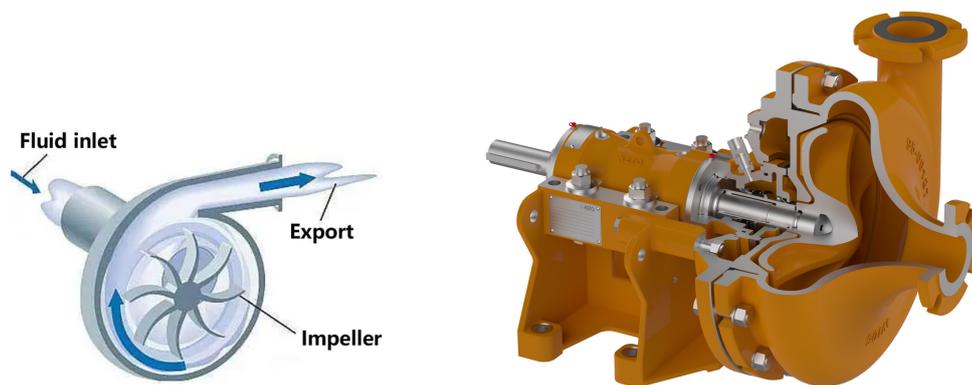


Figura 2: Pompa centrifuga [16] [22]

Il fluido riceve energia dalla girante, che lo accelera e gli conferisce una componente di velocità tangenziale. Il fluido successivamente entra nella voluta, che ha il compito di trasformare la sua energia cinetica in pressione.

2.2 Pompe volumetriche

Le pompe volumetriche sono generalmente utilizzate per fluidi non newtoniani che dimostrano un comportamento pseudoplastico [28]. Questa proprietà è tipicamente osservata nelle soluzioni polimeriche ed è caratterizzata da una diminuzione della viscosità con l'aumentare della velocità di taglio. Questa tipologia di pompe permette di far fronte efficacemente alla resistenza iniziale al moto dei fluidi pseudoplastici.

Le pompe volumetriche in generale presentano una velocità di rotazione inferiore alle pompe centrifughe, che si riflette in una minore usura delle superfici a causa dello scorrimento delle particelle, caratterizzate da una minore energia cinetica.

2.2.1 Pompe a membrana azionate ad aria e a pistone

Rappresentano una buona soluzione per il trasporto di fluidi contenenti particelle.

Tuttavia, come per le pompe centrifughe, le pompe a membrana sono soggette a forte abrasione ed erosione, che riguardano principalmente le sfere e le rispettive sedi delle valvole di ritegno. Se non viene selezionato un materiale adeguato, le sfere possono subire un'erosione tale da non garantire più l'ermeticità, pregiudicando il funzionamento della pompa.

Nella progettazione di questa tipologia di macchine è, dunque, necessario effettuare un'attenta scelta del materiale del gruppo valvola di ritegno e della membrana. Bisogna, inoltre, considerare i giochi, che limitano la dimensione massima delle particelle che la pompa può gestire.

In Fig.3 una pompa a membrana azionata ad aria.

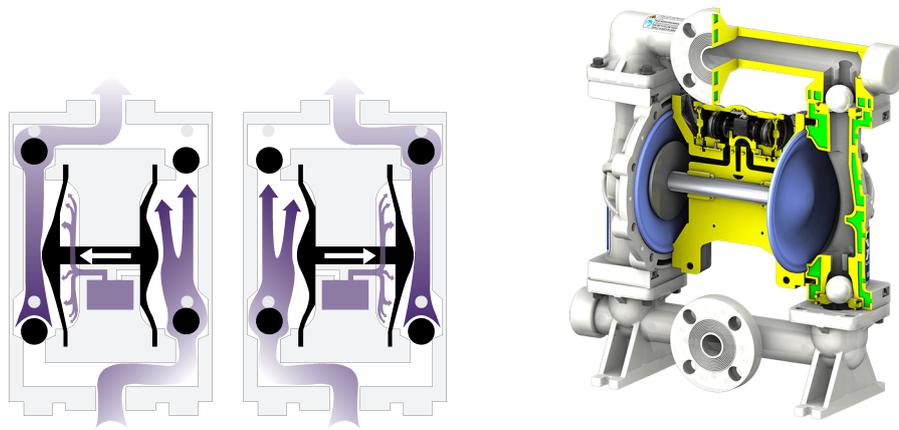


Figura 3: Pompa a membrana azionata ad aria [32] [7]

La pompa a membrana azionata ad aria è caratterizzata da due membrane flessibili fissate ad un'asta centrale. Viene introdotta aria compressa in modo alternato in due camere retrostanti alle membrane, che genera la traslazione dell'asta centrale. Quando una membrana si ritrae, crea una depressione che aspira il fluido nella camera di pompaggio mentre l'altra, espandendosi spinge il fluido verso la mandata.

Questo sistema è regolato da quattro valvole di ritegno a sfera, che garantiscono che il flusso proceda nella direzione corretta.

In Fig.4 è riportata una pompa a membrana a pistone.

La pompa a membrana a pistone è caratterizzata da un funzionamento simile a quella azionata ad aria, con la differenza che la membrana non viene deformata da aria compressa ma dal moto di un pistone, grazie ad un collegamento oleodinamico.

Durante la corsa di aspirazione del pistone la membrana si ritrae, creando una depressione che aspira il fluido nella camera di pompaggio. Durante la corsa di mandata la membrana viene spinta dal pistone, comprimendo il fluido e spingendolo verso l'uscita.

Anche in questo caso la direzione corretta di flusso è garantita da valvole unidirezionali.

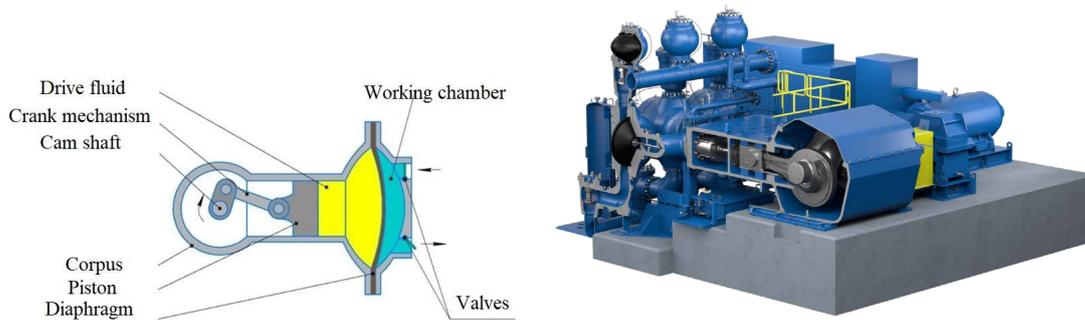


Figura 4: Pompa a membrana a pistone [39] [13]

2.2.2 Pompe peristaltiche

Le pompe peristaltiche sono un'alternativa alle pompe a membrana, con la differenza che non presentano valvole di ritegno a rischio abrasione. Gli unici elementi che richiedono manutenzione in questa tipologia di macchine sono il motore e il tubo.

Il vantaggio principale delle pompe peristaltiche è la capacità di gestire fanghi fino ad una percentuale di massa sul totale pari a 80%. Inoltre il fluido entra in contatto solamente con il tubo flessibile, eliminando il rischio che la pompa contamini il fluido o viceversa.

Un fattore limitante di queste pompe consiste nella pressione ammissibile allo scarico, che dipende in ultima analisi dalle proprietà del tubo (il cui materiale va selezionato attentamente)

In Fig.5 è illustrata una pompa peristaltica.

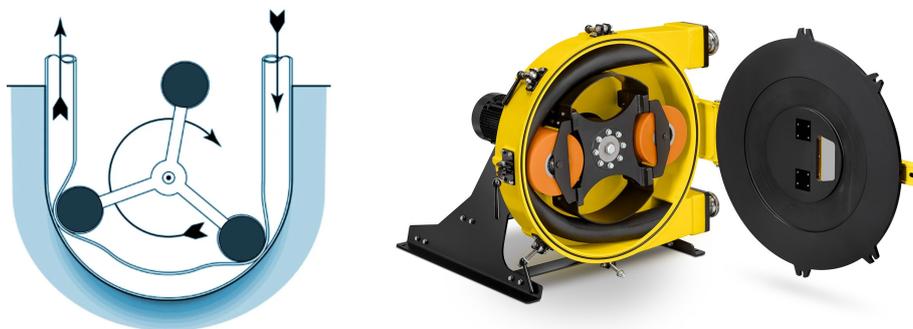


Figura 5: Pompa peristaltica [35] [33]

I rulli o i pattini di una pompa peristaltica comprimono il tubo flessibile mentre ruotano. Questi elementi rotanti da una parte creano un vuoto che aspira il fluido attraverso il tubo e dall'altra spingono il fluido verso la mandata.

2.2.3 Pompe ad ingranaggi, a lobi e a pistoni circolari esterni (ECP)

In questo tipo di pompe il fluido viene spostato tra ingranaggi, lobi o pistoni. Per questo motivo, sono solitamente indicate per il trasporto di fanghi contenenti particelle morbide.

Le pompe ad ingranaggi, lobi o ECP sono particolarmente adatte a fluidi contenenti solidi che si depositano con facilità, poiché possono essere quasi totalmente raccolti una volta ripreso il flusso. Queste macchine sono caratterizzate da tolleranze piuttosto strette che le rendono inadatte ad operare con fluidi contenenti particelle abrasive che causerebbero un'usura eccessiva.

In Fig.6 le tre tipologie.

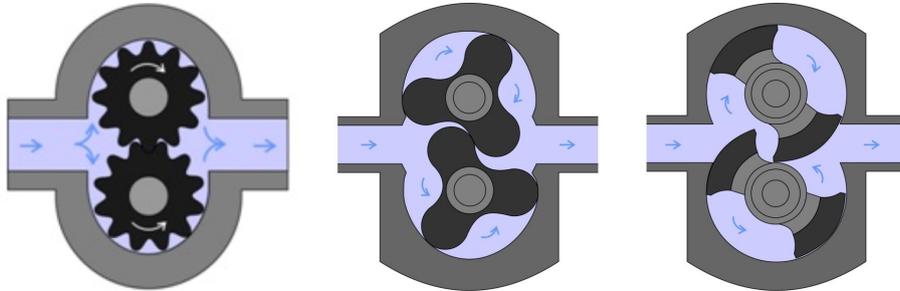


Figura 6: Pompa ad ingranaggi (a sx), a lobi (al centro) ed ECP (a dx) [1] [25]

Queste pompe utilizzano due elementi rotanti (ingranaggi, lobi o pistoni) che, grazie al loro moto sincrono, intrappolano e spostano il fluido dall'aspirazione alla mandata.

2.2.4 Pompe a cavità progressiva

Ampiamente utilizzate nei settori delle acque reflue e di processo, queste pompe sono ben note per la gestione di fanghi.

Più il fluido è abrasivo e più si seleziona una pompa di dimensioni maggiori che, a parità di portata, sarà caratterizzata da una velocità di rotazione inferiore. Bisogna prestare attenzione, però, a non ridurre eccessivamente la velocità del flusso, altrimenti si possono creare dei depositi di solidi che rischiano di danneggiare la macchina.

In Fig.7 è riportata una pompa a cavità progressiva.

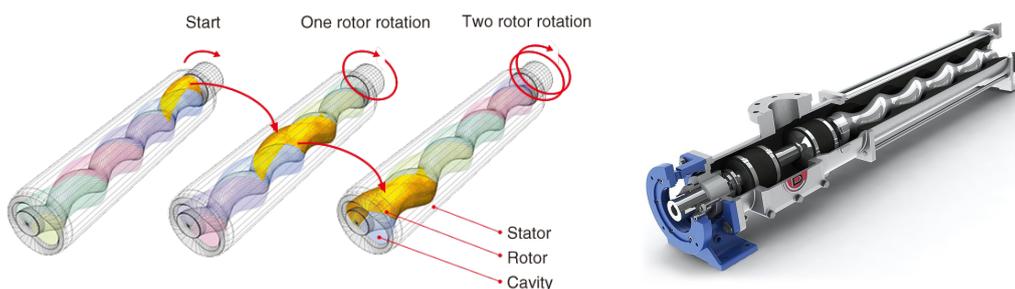


Figura 7: Pompa a cavità progressiva [40] [36]

Questa tipologia di pompa utilizza un rotore elicoidale all'interno di uno statore elastomerico con cavità a doppia elica. Durante la rotazione del rotore si formano camere sigillate tra il rotore e lo statore che si spostano lungo l'asse della pompa, trasportando il fluido in modo continuo.

3 Analisi preliminare

Prima di trattare la progettazione vera e propria è utile analizzare il mercato attuale delle pompe per fluidi densi con particelle in sospensione al fine di ricavare quali sono i valori di portata e prevalenza maggiormente richiesti a queste macchine.

È stata quindi condotta una ricerca sui maggiori produttori di pompe di questo tipo e, più nello specifico, sulle condizioni operative delle macchine disponibili nei loro cataloghi. Sono state selezionate 6 aziende tra i più importanti produttori di pompe, che fossero specializzate anche nella tipologia di macchine oggetto di questa analisi.

Per ogni azienda è stato creato un primo grafico in cui viene riportato, per ogni specifico modello di pompa d'interesse, l'intorno di valori di portata e prevalenza offerti. Questo intorno copre un ampio intervallo di valori poiché comprende tutte le dimensioni disponibili per quello specifico modello. Il secondo grafico riporta, invece, l'area operativa in comune a tutti i modelli di quello specifico produttore.

3.1 Campi d'impiego offerti

I grafici utilizzati, trovati nei cataloghi delle varie pompe, sono della tipologia riportata in Fig.8.

Sull'asse delle ascisse, in scala logaritmica, è presente la portata e sull'asse delle ordinate è riportata la prevalenza. Ogni area colorata rappresenta il campo di impiego del modello di pompa in questione di una certa dimensione (identificata dal numero all'interno).

I diagrammi successivi sono stati ricostruiti per punti, in modo tale da sovrapporre poi i grafici delle diverse pompe offerte dalle varie aziende con lo scopo di avere un'indicazione visiva sulla zona del grafico in cui si concentra la maggior produzione di pompe di questa tipologia.

Tutti i modelli riportati corrispondono a pompe centrifughe poiché sono queste le più comuni in questo ambito e ci concentreremo su di esse in questo studio.

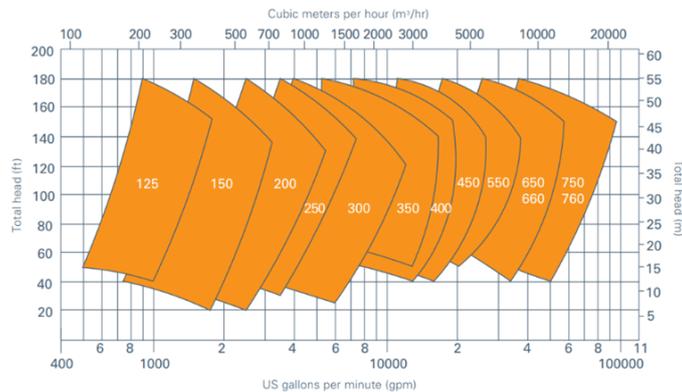


Figura 8: Diagramma di selezione generico [42]

• FLOWSERVE

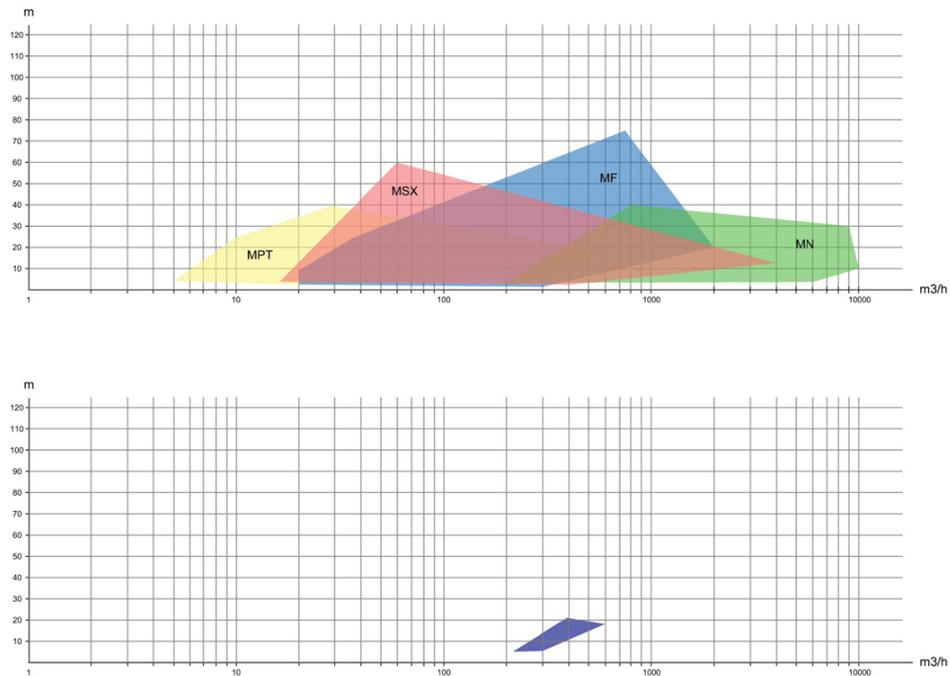


Figura 9: Diagramma di selezione Flowserve [12]

MPT : Pompa autoadescante per la movimentazione di fluidi contenenti solidi sospesi. Gestisce acqua sporca e granulosa, fanghi a flusso libero, acque reflue, fanghi di depurazione e molti effluenti commerciali.

MSX : Pompa sommergibile con capacità di operare negli ambienti più difficili come il pompaggio di liquami grezzi, lo spostamento di acque reflue industriali e liquidi carichi di solidi.

MF : Pompa robusta ed efficiente per la movimentazione di solidi in sospensione ad aspirazione assiale, scarico laterale, flusso misto non intasabile.

MN : Pompa robusta di grande capacità per la gestione delle acque reflue o dove i solidi sospesi sono di particolare interesse. È caratterizzata da aspirazione assiale, scarico laterale e non è intasabile.

- **EBARA**

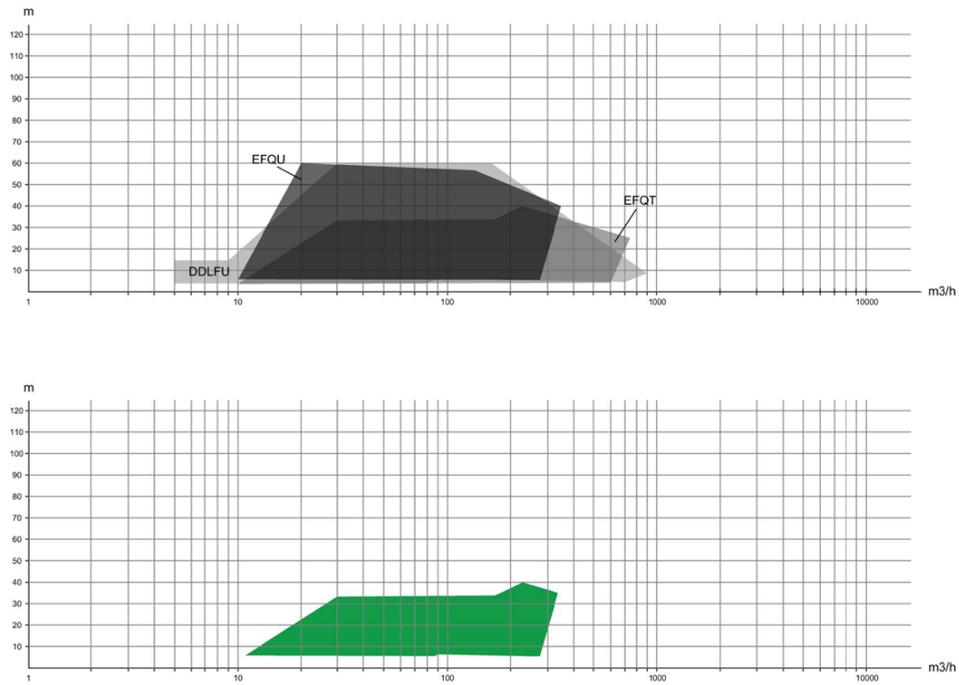


Figura 10: Diagramma di selezione Ebara [9]

DDLFU : Pompa con capacità di far passare solidi di grandi dimensioni con portate elevate, prevenendo l'intasamento e permettendo di gestire meglio il materiale fibroso. Passaggio solido fino a 80 mm.

EFQU / EFQT : Pompa in ghisa in grado di gestire solidi fino a 30 mm (EFQU) e fino a 80 mm (EFQT) con girante multicanale semiaperta ad alto rendimento.

- **KAIQUAN**

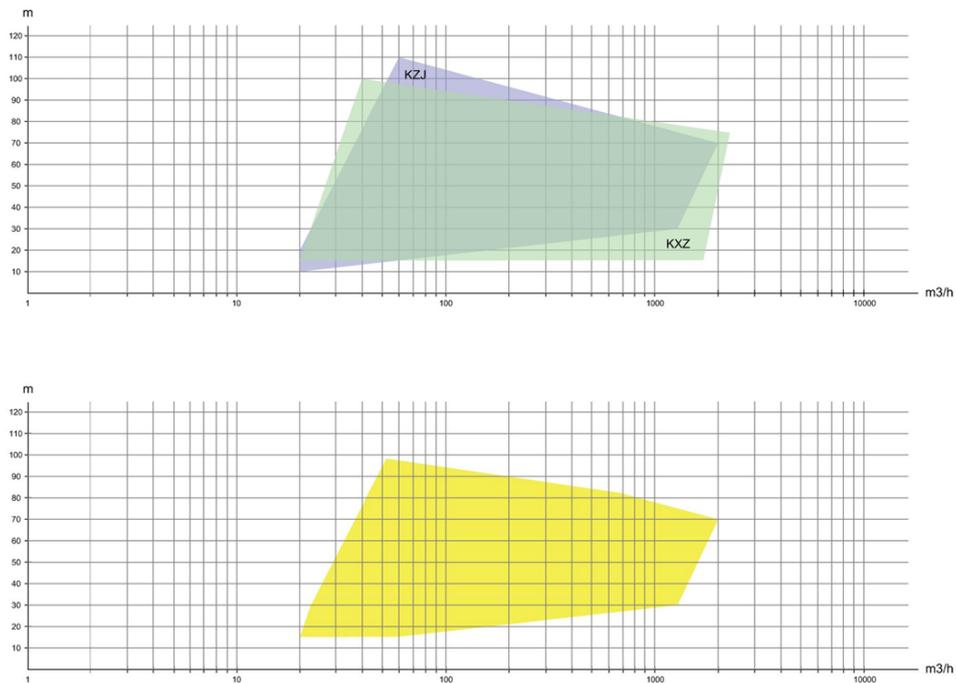


Figura 11: Diagramma di selezione Kaiquan [23]

KZJ : Pompa utilizzata prevalentemente per il trasporto di fanghi abrasivi contenenti particelle solide, come la pompa di alimentazione della miniera, il trasporto di vari concentrati sterili, la rimozione di scorie nelle centrali elettriche, la rimozione di scorie nelle acciaierie, il trasporto di fanghi di carbone negli impianti di preparazione del carbone ecc.

KZX : Pompa dall'eccezionale resistenza all'abrasione e dall'elevata efficienza. È particolarmente adatta per il trasporto di liquami fortemente abrasivi come liquami minerali e impianti di lavaggio del carbone.

- **SULZER**

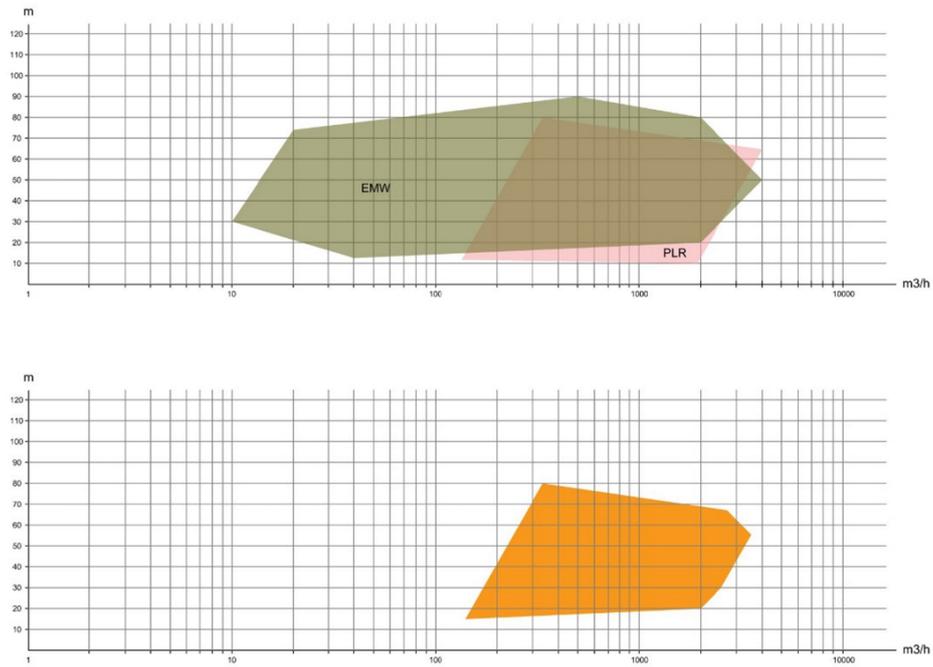


Figura 12: Diagramma di selezione Sulzer [38]

EMW : Pompa dall'elevata efficienza idraulica e dalle ottime prestazioni di resistenza all'usura ottimizzate in presenza di movimentazione di solidi in sospensione di grandi dimensioni.

PLR : Pompa specificatamente progettata per trattare liquidi con un alto contenuto di solidi. Realizzata con materiali speciali ad elevata durezza che offrono ottime caratteristiche antiabrasive.

- **WARMAN**

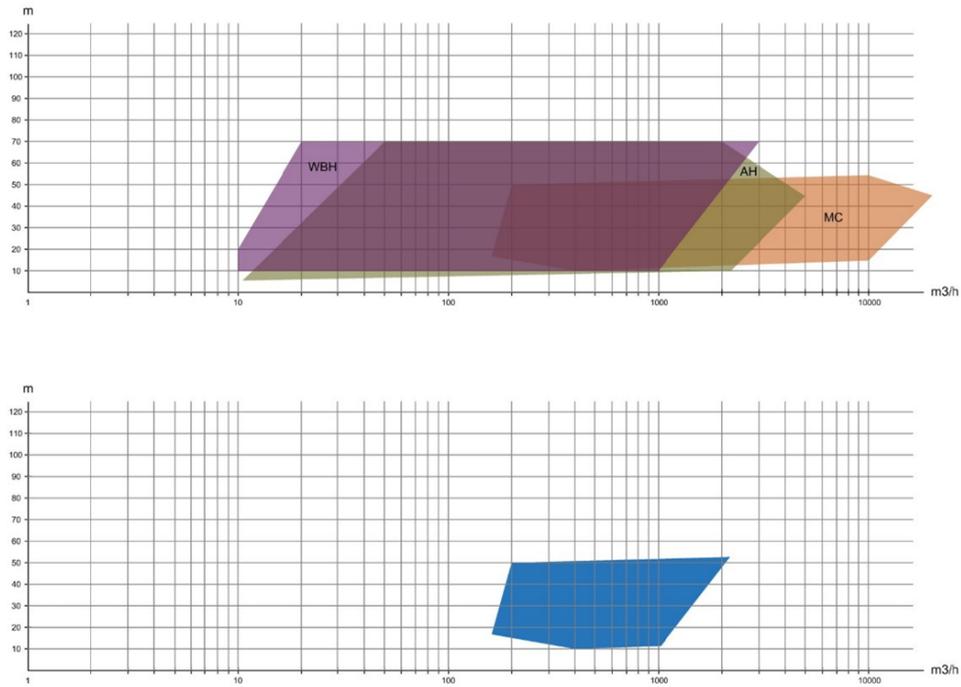


Figura 13: Diagramma di selezione Warman [42]

WBH : Pompa di processo per impieghi gravosi progettata per il pompaggio continuo di fanghi altamente abrasivi e densi.

AH : Pompa centrifuga per liquami per impieghi gravosi progettata per il pompaggio continuo di fanghi densi e altamente abrasivi. Adatta al trasporto di fluidi contenenti fino al 50% di particelle solide di 20 mm.

• DRAGFLOW

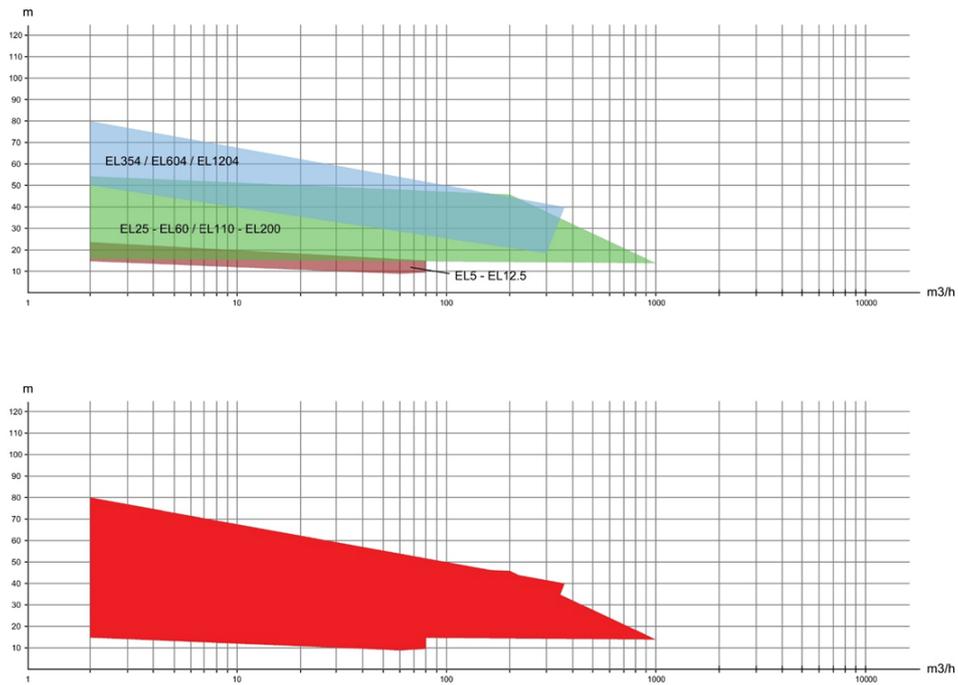


Figura 14: Diagramma di selezione Dragflow [10]

(Il secondo grafico non rappresenta l'intersezione delle zone operative dei tre gruppi di modelli, essendo nulla, bensì riporta l'intero range operativo coperto dai modelli dragflow)

EL5 – EL200 : Pompe sommergibili per carichi pesanti provviste di agitatori per sollevare i solidi che si depositano. Alta resistenza all'abrasione grazie alla cromatura e regime di rotazione contenuto per ridurre l'usura. Passaggio solido da 20 mm a 120 mm.

EL354 / EL604 / EL1204 : Pompe per carichi pesanti ad alta prevalenza, progettate per gestire da acque reflue ai fanghi più pesanti. Passaggio solido di 35 mm.

3.2 Risultati analisi preliminare

Dalla sovrapposizione delle aree operative in comune tra i diversi modelli di pompe di una stessa azienda emerge il grafico in Fig.15.

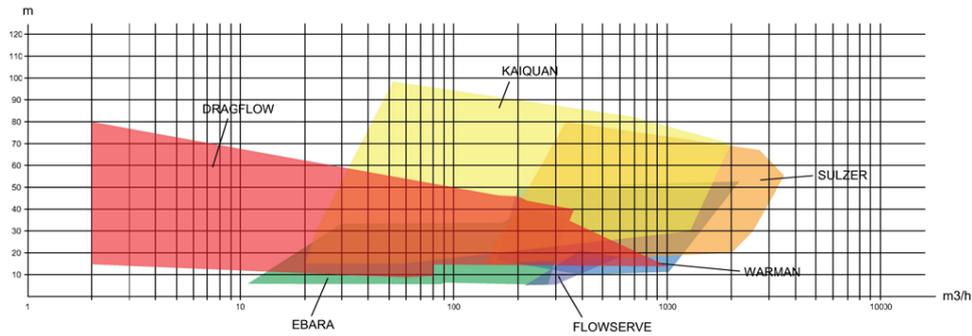


Figura 15: Sovrapposizione diagrammi di selezione

Si nota che la maggior produzione, e quindi la maggior richiesta, di pompe per la movimentazione di solidi fortemente abrasivi in sospensione si aggira intorno a valori di portata tra i 200 e i 400 m³/h e valori di prevalenza tra 10 e 30 m. Il progetto trattato è caratterizzato da un valore di prevalenza notevolmente lontano da questo intervallo.

La pompa in questione opera a 1500 giri/min, con una portata di 100 m³/h e una prevalenza, molto elevata, di 150 m. Si discosta, quindi, di molto dalle pompe della stessa tipologia offerte dai cataloghi dei più grandi produttori.

L'obiettivo è riuscire a creare una macchina in grado di fornire queste prestazioni, senza dover introdurre più stadi.

4 Selezione del materiale

4.1 Usura idro-abrasiva

L'usura idro-abrasiva è una perdita di materiale nei componenti soggetti al flusso di un fluido caratterizzato da particelle solide in sospensione [14].

L'abrasione genera un profilo ad onde sulle superfici come mostrato in Fig.16.

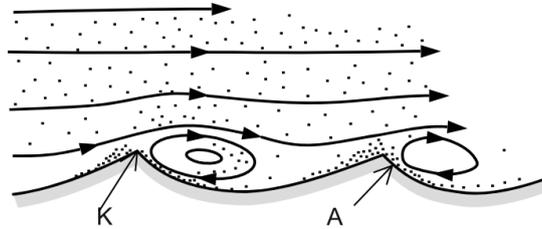


Figura 16: Profilo di una superficie soggetta a idro-abrasione [14]

Questo fenomeno è causato dalla formazione di vortici in prossimità di piccole irregolarità superficiali. Le particelle sono pressate contro la superficie a causa delle forze centrifughe generate in questi vortici.

All'interno dei vortici, dunque, i meccanismi di abrasione principali consistono nella rimozione di materiale per scorrimento e per impatto.

L'abrasione per scorrimento consiste in uno strato di particelle pressato contro la superficie che si muove in direzione tangenziale ad essa.

Nelle tubazioni rettilinee, questo fenomeno avviene a causa della gravità mentre quando è presente una curvatura del flusso, come nella voluta di una pompa, l'abrasione per scorrimento è generata principalmente dalle forze centrifughe che si creano e che spingono le particelle contro le pareti.

L'abrasione per impatto avviene quando singole particelle impattano sulla superficie con un certo angolo.

La rimozione di materiale, dunque, avviene per deformazione, taglio e generazione di cricche localmente come illustrato in Fig.17.

In particolare, materiali duttili sono sensibili principalmente al meccanismo di deformazione e taglio, mentre materiali fragili sono soggetti alla generazione di cricche.

I parametri che influenzano l'usura abrasiva sono:

- **Concentrazione di particelle:** La perdita di materiale a causa dell'abrasione aumenta con il numero di particelle presenti nel fluido.
Molti esperimenti hanno mostrato che la perdita di materiale varia in modo circa lineare con la concentrazione di particelle, fintanto che la concentrazione non supera un certo valore oltre al quale le particelle interagiscono tra loro impedendo ad alcune il contatto con la superficie del componente.
- **Velocità del flusso:** Per una certa concentrazione e a parità di tempo, più aumenta la velocità del fluido e più particelle raggiungono la superficie.
In particolare, l'abrasione dipende dall'energia cinetica della particella (proporzionale al quadrato della sua velocità) e di quanta strada questa percorre nell'unità di tempo (coincidente con la velocità stessa). La perdita di materiale dovrebbe, quindi, essere proporzionale alla velocità delle particelle al cubo.
Sperimentalmente la relazione tra perdita di materiale e velocità delle particelle assume un esponente nel range $0.9 \div 5$.

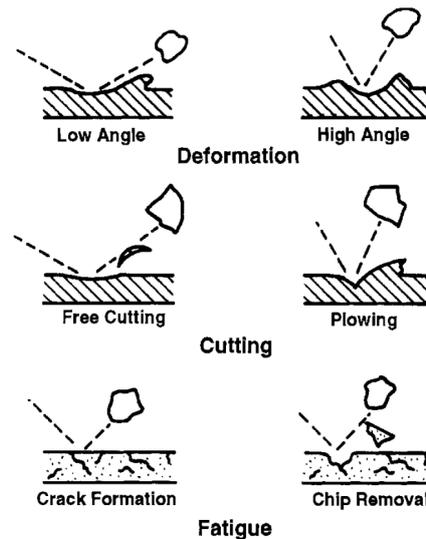


Figura 17: Meccanismi di erosione per impatto [17]

- **Forma del flusso:** Spesso, la direzione locale del flusso, incide sull'abrasione in misura molto maggiore rispetto alla sua velocità.
- **Vortici:** Generano elevate velocità locali e le loro forze centrifughe trasportano le particelle fino alla superficie dei componenti.
- **Turbolenze:** Promuovono il trasporto del fluido perpendicolarmente alla direzione del flusso principale e trasportano le particelle verso le superfici.
- **Angolo di incidenza:** Se un fluido con nuclei solidi impatta sulla superficie con un angolo di 90° , praticamente tutte le particelle raggiungono la superficie alla massima velocità. Se, invece, il flusso è parallelo alla superficie, la velocità degli strati di fluido adiacenti ad essa è inferiore della velocità media del fluido. Inoltre la concentrazione di particelle in prossimità degli strati adiacenti alle superfici differisce dalla concentrazione media a causa della gravità, delle forze centrifughe e di Coriolis. In particolare, per un materiale fragile, la perdita di materiale aumenta con l'angolo di incidenza, fino a trovare un massimo a 90° . Per un materiale duttile, invece, questa raggiunge il massimo intorno ai 30° mentre per gli elastomeri intorno ai 15° .
- **Dimensione delle particelle:** L'energia cinetica di una particella è proporzionale alla sua massa, dunque l'abrasione aumenta, in linea teorica, con il diametro delle particelle.
- **Durezza e forma delle particelle:** Più le particelle sono dure e spigolose e più aumenta l'abrasione.
- **Corrosione e cavitazione:** Entrambe aumentano la perdita di materiale dei componenti. Se è presente sia corrosione che cavitazione, la scelta del materiale è difficoltosa poiché gli acciai ad alta resistenza (caratterizzati da un alto contenuto di carbonio) necessari a far fronte all'abrasione, solitamente non resistono bene alla corrosione.
- **Proprietà del materiale:** L'abrasione diminuisce all'aumentare della durezza superficiale del materiale. Anche la microstruttura del materiale influisce sull'abrasione poiché i componenti soggetti ad un flusso con particelle solide subiscono continui micro impatti, che possono danneggiare il materiale a lungo termine.

4.2 Materiali più usati

La maggior parte delle macchine idrauliche è realizzata con materiali metallici. Si adottano, però, anche materie plastiche nel caso di pompe di piccole dimensioni e materiali ceramici per applicazioni particolari [14].

- **Ghisa:** La ghisa è caratterizzata da un contenuto di carbonio $\geq 3\%$ il quale porta alla precipitazione di grafite ai bordi grano. La sua struttura interna è, dunque, disomogenea e poco resistente ai fenomeni della cavitazione e dell'abrasione. Inoltre, le scarse proprietà meccaniche della ghisa limitano fortemente la velocità massima raggiungibile dalla girante. Nella ghisa grigia le precipitazioni di grafite sono lamellari e la rendono molto fragile e, dunque, poco adatta alla realizzazione del corpo pompa per motivi di sicurezza. Nella ghisa nodulare, invece, le precipitazioni di grafite sono sferiche e le conferiscono delle proprietà simili a quelle dell'acciaio. La ghisa nodulare è, però, meno dura della ghisa grigia, dunque resiste meno all'erosione e alla corrosione. Nel complesso, la ghisa è un materiale economico per la realizzazione di una macchina idraulica, poiché è facile da fondere e da lavorare. Non è, però, possibile effettuare riparazioni con saldature su di essa poiché un'alterazione termica di quel tipo la renderebbe troppo fragile.
- **Acciai non legati:** Detti anche acciai dolci, sono stabili solo se si forma uno strato protettivo di fluido oppure se l'acqua non contiene ossigeno o sostanze corrosive.
- **Acciai basso legati:** Contengono fino al 5% di elementi come cromo, molibdeno o manganese in modo da aumentarne la resistenza alle alte temperature, all'erosione e alla corrosione.
- **Acciai inossidabili:** Comprendono acciai martensitici, austenitici, duplex e super-austenitici. Questi, poiché la resistenza alla corrosione diminuisce all'aumentare del contenuto di carbonio, sono caratterizzati da una percentuale di carbonio molto bassa. Questa è, normalmente, inferiore a 0.07% ma, se l'applicazione richiede una forte resistenza alla corrosione, può scendere fino a 0.03%.
- **Acciai martensitici:** Sono caratterizzati da un contenuto di nickel fino a 5% e da una resistenza a trazione compresa tra 700 N/mm² e 1200 N/mm² in base alla composizione della lega e ai trattamenti termici effettuati. Questi acciai non sono adatti ad applicazioni con acque marine a causa della loro sensibilità alla corrosione, che può portare all'insorgere di cricche e, dunque, ad una rottura a fatica. Gli acciai martensitici sono particolarmente adatti nella realizzazione di giranti, volute e corpi pompa operanti con acqua dolce o demineralizzata.
- **Acciai austenitici:** Sono caratterizzati da un contenuto di nickel almeno dell'8% e mostrano una resistenza alla trazione tra 400 N/mm² e 650 N/mm². Questi acciai, oltre ad essere soggetti a fenomeni di corrosione locale, sono poco adatti a pompe ad alta prevalenza poiché la loro bassa resistenza a trazione incide negativamente sulla massima prevalenza ammissibile, sul limite di fatica e sulla resistenza alla cavitazione e all'abrasione.
- **Acciai duplex:** Hanno una resistenza a trazione compresa tra 600 N/mm² e 800 N/mm² e presentano una microstruttura austeno-ferritica. Sono caratterizzati da una resistenza alla corrosione locale migliore rispetto agli acciai austenitici. Gli acciai duplex sono utilizzati quando le caratteristiche di resistenza a trazione, all'abrasione e alla cavitazione degli acciai austenitici non sono sufficienti. Questi acciai, inoltre, alle alte temperature, perdono drasticamente la loro resistenza alla corrosione e il loro limite di fatica si abbassa.
- **Acciai super-austenitici:** Sono composti da almeno il 25% di nichel e mostrano una grande resistenza alla corrosione e all'erosione.

Questi acciai raggiungono gli stessi valori di resistenza a trazione degli acciai austenitici e possono essere utilizzati quando la resistenza alla corrosione degli acciai duplex non è sufficiente.

- **Leghe di rame:** Denominati anche bronzi, sono resistenti alla corrosione uniforme se si crea uno strato protettivo di fluido in superficie.
I bronzi sono sensibili alla vaiolatura, un fenomeno di corrosione alveolare che si manifesta con piccoli buchi o porosità in superficie.
I bronzi d'alluminio sono meno sensibili alla vaiolatura e la loro resistenza alla corrosione aumenta con il contenuto di alluminio. La loro resistenza a trazione raggiunge valori di 600 N/mm^2 . Le leghe stagno-rame e stagno-rame-zinco sono adatte ad operare con acqua marina alle basse velocità ma la loro scarsa resistenza a trazione limita la prevalenza.
Il tasso di corrosione delle leghe di rame aumenta con la quantità di ossigeno presente alla superficie del metallo. Per questo motivo la corrosione per queste leghe è influenzata dalla velocità del flusso e dalle turbolenze (responsabili del trasporto di massa).
- **Leghe a base di nickel o titanio:** Queste leghe possono essere utilizzate nel caso in cui gli acciai duplex o super-austenitici non siano sufficienti a garantire la resistenza alla corrosione necessaria per la macchina.

4.3 Materiali per pompe per movimentazione di solidi in sospensione

I materiali più utilizzati per la realizzazione di pompe per fluidi con particelle in sospensione ricadono nelle categorie dei metalli temprati, elastomeri (gomme e uretani) e ceramiche [17].

Ognuna di queste categorie presenta dei vantaggi e degli svantaggi e la scelta finale del materiale deve tenere conto di: resistenza all'usura, resistenza a trazione, facilità di manutenzione, costi diretti, costi indiretti come il tempo di fermo impianto per manutenzione o per guasto, sicurezza delle operazioni e efficienza del sistema.

Tra i metalli, si riscontra una eccezionale resistenza all'usura da parte delle ghise bianche altoleghe, in particolare leghe di nickel-cromo (ne fa parte la ghisa Ni-Hard), cromo-molibdeno (con proporzioni del tipo: 15% cromo e 2% molibdeno) e ad alto cromo (la cui percentuale si aggira intorno al 27%).

Questi materiali mostrano una durezza maggiore (più di 600 Brinell) ma una tenacità inferiore rispetto agli acciai legati di resistenza a trazione simile.

L'elevato contenuto di carbonio genera grandi carburi che conferiscono a queste ghise un'eccellente resistenza a tutte le forme di erosione ad opera delle particelle, in particolare allo scorrimento e all'impatto a piccola inclinazione. Per fluidi caratterizzati da particelle molto grossolane questi materiali sono molto comuni.

Per fluidi che non presentano particelle grossolane, invece, è comune l'implementazione di macchine in materiale elastomerico, come la gomma, il neoprene e l'uretano.

Gli elastomeri, infatti, permettono di assorbire l'energia cinetica delle particelle attraverso una grande deformazione elastica della superficie. La gomma morbida naturale è una soluzione eccellente ed economica per gestire fanghi abrasivi e corrosivi con particelle fini.

Può essere aggiunto del nerofumo (carbone finemente suddiviso) per aumentare la resistenza a trazione, la durezza, la resistenza al taglio e la resistenza all'impatto con grandi particelle delle materie plastiche.

Il tasso di abrasione in presenza di particelle grossolane o alte velocità può, però, risultare troppo elevato e rendere svantaggiosa la scelta di materie plastiche.

Inoltre, le alte temperature o la presenza di oli o prodotti chimici può rendere necessario l'utilizzo di un materiale sintetico molto costoso (come, per esempio, il neoprene, che resiste bene alle alte temperature e alle alte velocità).

5 Metodo monodimensionale

Il metodo monodimensionale di dimensionamento preliminare di una pompa centrifuga è un approccio semplificato utilizzato nella prima fase di progettazione per ottenere le caratteristiche fondamentali della pompa, a partire dai dati operativi richiesti.

Questo metodo si basa su correlazioni sperimentali [4] e, come suggerisce il nome, su formule analitiche che considerano la dinamica dei fluidi in un sistema monodimensionale, ignorando le componenti tridimensionali complesse del fluido reale.

Il metodo monodimensionale è molto approssimato ma fornisce una prima stima utile della geometria del volume fluido della macchina.

5.1 Dimensioni principali

I dati di progetto, derivanti da esigenze aziendali, sono dunque:

- $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$ ($Q/3600 = 0.0278 \text{ m}^3/\text{s}$)
- $n = 1500 \text{ giri}/\text{min}$ ($\omega = n \cdot 2\pi/60 = 157 \text{ rad}/\text{s}$)
- $H = 150 \text{ m}$

Come primo passo si calcola il numero tipico di macchina nel modo seguente:

$$K = \omega \frac{Q_v^{0.5}}{(gH)^{0.75}} = 0.11 \quad (1)$$

Si nota che il numero tipico di macchina è molto basso: un valore di 0.11 solitamente porta all'introduzione di più stadi di pompaggio. In questa trattazione si vuole realizzare una macchina a singolo stadio in grado di offrire questo valore di prevalenza.

A partire dal numero tipico di macchina è possibile stimare il numero di flusso e il numero di pressione a partire da diagrammi sperimentali come quello di Fig.18.

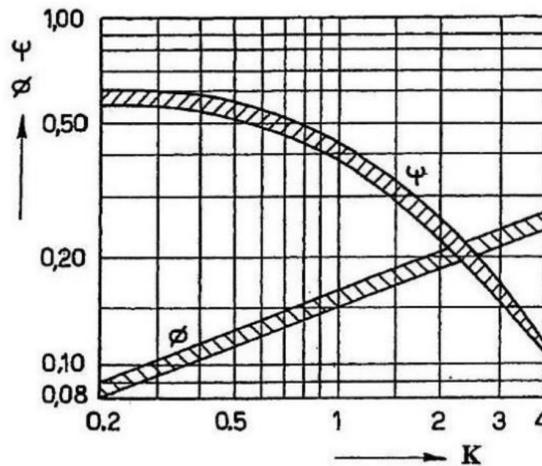


Figura 18: Numeri di pressione e di flusso per le turbopompe [4]

Entrando nel grafico con $k = 0.11$ si ottiene:

- $\phi = 0.06$
- $\psi = 0.6$

Essendo il numero di pressione definito come:

$$\psi = \frac{gH}{U_2^2} \quad (2)$$

è possibile ricavare la velocità tangenziale sul diametro esterno della girante:

$$U_2 = \sqrt{\frac{gH}{\psi}} = 49.5 \text{ m/s} \quad (3)$$

Da questa, conoscendo il numero di giri della macchina, si può trovare il diametro esterno della girante:

$$D_2 = \frac{2U_2}{\omega} = 0.63 \text{ m} = 630 \text{ mm} \quad (4)$$

Il numero di flusso, invece, è definito come:

$$\phi = \frac{Q_v}{D_2 B_2 U_2 \pi} \quad (5)$$

Dal quale si ricava la larghezza del bordo di uscita della girante:

$$B_2 = \frac{Q_v}{D_2 U_2 \phi \pi} = 0.0047 \text{ m} = 4.7 \text{ mm} \quad (6)$$

Si considera in prima approssimazione un rendimento totale della macchina $\eta = 0.5$ da cui si può stimare la potenza assorbita dalla stessa nel modo seguente:

$$P = \frac{Q_v g H \rho}{\eta} = 90 \text{ kW} \quad (7)$$

A partire dalla potenza totale si può ricavare la coppia a cui è soggetto l'albero:

$$M_t = \frac{P}{\omega} = 570 \text{ Nm} \quad (8)$$

Lo sforzo di taglio a cui è soggetto l'albero può essere espresso nel modo seguente:

$$\tau_{alb} = \frac{16M_t}{D^3 \pi} \quad (9)$$

Da cui è possibile stimare il diametro dell'albero imponendo $\tau_{alb} = \tau_{max}$ con $\tau_{max} = 30 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ sforzo di taglio ammissibile per un acciaio generico:

$$D_{alb} = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\tau_{max} \pi}} = 0.046 \text{ m} = 46 \text{ mm} \quad (10)$$

Dallo storico della geometria delle giranti emerge una relazione empirica tra il diametro dell'albero e il diametro del mozzo:

$$\frac{D_{mozzo}}{D_{alb}} \approx 1.4 \div 1.5 \quad (11)$$

Dalla quale è possibile ottenere una stima per il diametro del mozzo:

$$D_{mozzo} = 1.45 D_{alb} = 0.067 \text{ m} = 67 \text{ mm} \quad (12)$$

Esiste una relazione empirica anche per stimare il diametro esterno del bordo di ingresso della girante, che dipende da portata e numero di giri al minuto:

$$D_0 = 4.79 \left(\frac{Q_v}{n} \right)^{1/3} = 0.127 \text{ m} = 127 \text{ mm} \quad (13)$$

Una volta stimati il diametro del mozzo (interno) e il diametro della corona (esterno) al bordo di ingresso è possibile ottenere il diametro corrispondente alla linea di flusso intermedia:

$$D_1 = \frac{D_0 + D_{mozzo}}{2} = 0.097 \text{ m} = 97 \text{ mm} \quad (14)$$

5.2 Condotto meridiano

Avendo stimato il raggio interno ed esterno del bordo di ingresso e del bordo di uscita e la loro lunghezza è possibile iniziare ad abbozzare la geometria del condotto meridiano. Come prima cosa si traccia la linea di flusso intermedia (in rosso in figura) che congiunge il bordo di ingresso e di uscita. Questa viene approssimata da un arco di cerchio per la prima parte e da un segmento rettilineo per la seconda. L'esperienza suggerisce una relazione tra il raggio della corona al bordo di ingresso (concentrico con l'arco della linea di flusso media) e il diametro esterno della girante:

$$\frac{r_{corona}}{D_2} = 0.05 \div 0.1 \quad (15)$$

Si opta per $r_{corona} = 0.075D_2 = 0.047 \text{ m} = 47 \text{ mm}$ da cui si ottiene la seguente geometria in Fig.19.

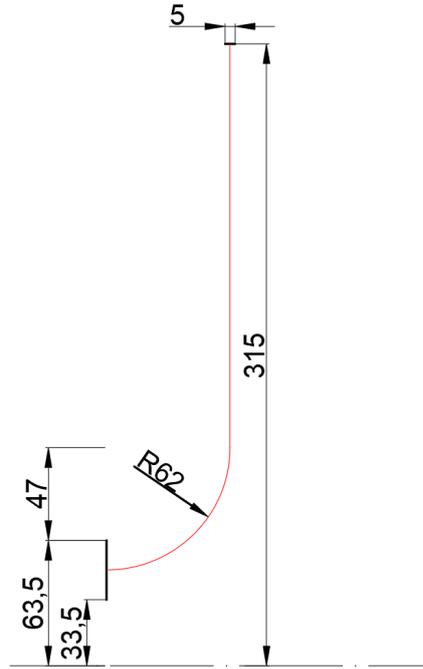


Figura 19: Dimensioni principali e linea di flusso intermedia

Per quanto riguarda il contorno del mozzo e della corona si decide, in prima approssimazione, di adottare una distribuzione di aree lineare tra l'ingresso e l'uscita. Le aree che il fluido attraversa lungo il condotto sono esprimibili come:

$$A = b \cdot 2\pi r \quad (16)$$

con b larghezza del condotto e r distanza dall'asse in ogni punto. Si calcola, dunque, l'area in ingresso e in uscita, rispettivamente:

- $A_{ing} = b_{ing} \cdot 2\pi r_{ing} = 9137 \text{ mm}^2 \quad (17)$

- $A_{usc} = b_{usc} \cdot 2\pi r_{usc} = 9891 \text{ mm}^2 \quad (18)$

Si selezionano, poi, un certo numero di punti lungo la linea di flusso intermedia che saranno i punti in cui si calcolerà lo spessore del condotto. Poiché bisognerà interpolare le diverse aree per ottenere il profilo del mozzo e della corona, si selezionano punti più ravvicinati nel tratto iniziale, caratterizzato da una curvatura più accentuata, e più distanti nel tratto rettilineo.

Per ogni punto si calcola l'area a partire dalla sua coordinata curvilinea x , coordinata che corre lungo la linea di flusso intermedia:

$$A_x = A_{ing} + \frac{A_{usc} - A_{ing}}{X_{usc}} X \quad (19)$$

Una volta nota l'area si può risalire alla larghezza del condotto in ogni punto:

$$b_x = \frac{A_x}{2\pi r_x} \quad (20)$$

Un altro accorgimento è quello di rendere ortogonale all'asse il profilo del mozzo nel suo tratto rettilineo, per favorire la semplicità costruttiva della girante. Ciò si può ottenere traslando verso destra gli spessori nella parte finale del condotto meridiano, fino ad allinearli verticalmente.

Ora è possibile interpolare i vari spessori lungo la coordinata curvilinea, per esempio mediante una linea di tipo spline (Fig.20).

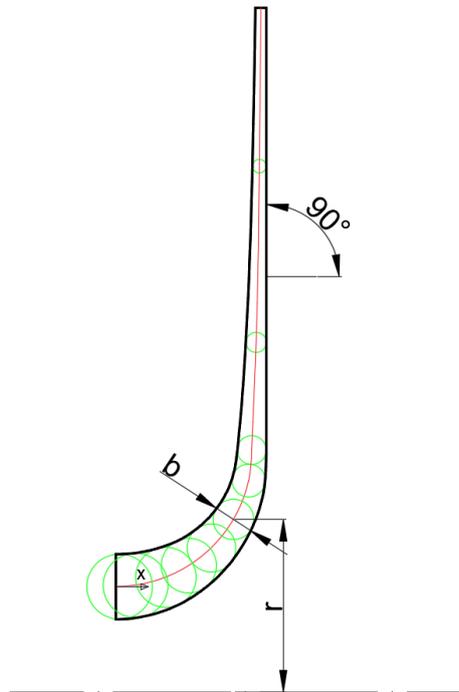


Figura 20: Distribuzione sezioni del condotto meridiano

Per concludere il primo abbozzo della geometria del condotto meridiano della girante, rimane da posizionare il bordo di ingresso delle pale.

In letteratura non esiste un metodo classico per il posizionamento del bordo di ingresso. Bisogna tenere in considerazione, però, alcuni fattori:

- Arretrare il bordo di ingresso delle pale verso la bocca di aspirazione consente di ridurre l'angolo γ di inclinazione della tangente alla corona in prossimità del bordo di ingresso stesso. La diminuzione di quest'angolo permette di ridurre la componente radiale della velocità relativa e, di conseguenza, di ridurre la differenza di pressione tra i due lati delle pale all'ingresso. Pertanto, arretrando il bordo di ingresso, si riduce il rischio di cavitazione della pompa.
- Un arretramento eccessivo del bordo di ingresso verso la bocca di aspirazione, però, aumenta le perdite per incidenza e il rischio di distacchi di vena in prossimità delle sezioni palari adiacenti alla corona (se si adottano pale a semplice curvatura).

- L'esperienza consiglia di adottare un angolo della tangente alla corona $\gamma > 18^\circ$

Il bordo di ingresso, dunque, è stato posizionato considerando i fattori sopra menzionati e confrontando geometrie ottimizzate di altre macchine simili. In particolare, questo, è caratterizzato da una tangente alla corona inclinata di 21° rispetto all'asse (Fig.21).

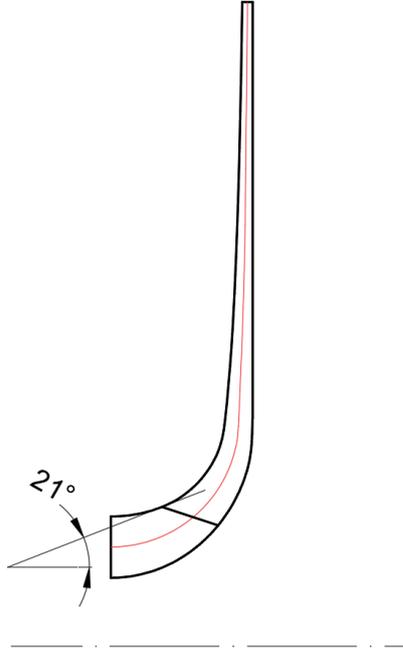


Figura 21: Bordo di ingresso delle pale

5.3 Angoli delle pale

Prima di determinare gli angoli di ingresso e di uscita delle pale è necessario stabilirne lo spessore e il loro numero.

L'esperienza suggerisce un numero di pale $Z = 6 \div 8$ per le pompe commerciali. Si opta, dunque, per $Z = 8$.

Per quanto riguarda lo spessore, esiste una relazione empirica che lo vede proporzionale al diametro esterno della girante in questo modo:

$$s_{mm} \approx 0.018D_{2mm} \quad (21)$$

Essendo $0.018D_2 = 11.4$ mm si è scelto $s = 11$ mm

Si suppone nel calcolo degli angoli, in prima approssimazione, un rendimento unitario.

Come ultima cosa, prima di iniziare la procedura per ricavare gli angoli delle pale, bisogna misurare l'angolo θ che la linea di flusso intermedia forma con il piano ortogonale all'asse, in corrispondenza del bordo di ingresso (all'uscita l'angolo è nullo).

All'ingresso si ha un angolo di 50° (Fig.22).

5.3.1 Angolo di ingresso

L'angolo di ingresso è determinato secondo il criterio della minimizzazione delle perdite per incidenza all'ingresso della girante.

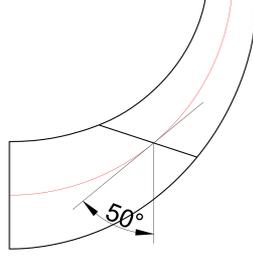


Figura 22: Inclinazione della linea di flusso intermedia al bordo di ingresso

Si calcola dapprima la velocità meridiana all'ingresso, proiettata su un piano ortogonale all'asse:

$$C_{m1} = \frac{Q_v \cos \theta}{\pi D_1 b_1 \zeta_1} \quad (22)$$

Dove ζ_1 rappresenta il coefficiente di ostruzione palare all'ingresso, definito da:

$$\zeta_1 = 1 - \frac{Zs}{\pi D_1 \sin \beta_1} \quad (23)$$

con β_1 angolo della pala all'ingresso proiettato su un piano ortogonale all'asse.

A partire dalla velocità meridiana è possibile definire l'angolo del bordo di ingresso delle pale:

$$\beta_1 = \arctan \frac{C_{m1}}{U_1} = \arctan \frac{Q_v \cos \theta}{\pi D_1 b_1 \zeta_1 U_1} \quad (24)$$

Con $U_1 = \omega \cdot r_1$ velocità tangenziale della girante in corrispondenza del bordo di ingresso.

Si nota che l'angolo β_1 dipende da ζ_1 , che a sua volta dipende da β_1 . Bisogna, dunque, adottare una procedura iterativa.

ζ_1	C_{m1}	β_1 (rad)	β_1 (gradi)
1	2,401395443	0,306381685	17,55437747
0,008565296	280,3633918	1,543726921	88,44903732
0,700862992	3,426340771	0,42398551	24,29258028
0,273140286	8,791802461	0,858555734	49,19162005
0,604931135	3,969700522	0,481830517	27,60685504
0,354712799	6,769971233	0,728281342	41,72744718
0,550731923	4,360370882	0,521386115	29,87322387
0,399642862	6,00885358	0,669575238	38,36383519
0,518205146	4,63406329	0,548073797	31,40231545
0,426099626	5,635760503	0,638628651	36,59072637
0,498356042	4,818634149	0,56559561	32,40624135
0,442028462	5,432671537	0,621159535	35,58981978
0,486188196	4,93923025	0,57683805	33,0503857
0,451704462	5,316297815	0,610947899	35,00473611
0,478723142	5,016251011	0,583933354	33,4569167
0,457605466	5,247742048	0,604862934	34,65609328

5.3.2 Angolo di uscita

L'angolo di uscita deve garantire che sia eseguito dalla girante il lavoro gH sull'unità di massa di fluido. Riportando questa relazione in forma adimensionale si ottiene:

$$\beta_2 = \arctan \frac{\phi}{\zeta_2 \left(1 - \frac{U_2^2}{U_2} - \psi\right)} \quad (25)$$

Con il coefficiente di ostruzione palare all'uscita:

$$\zeta_2 = 1 - \frac{Z_s}{\pi D_2 \sin \beta_2} \quad (26)$$

e U_{s2} scorrimento della velocità tangenziale dovuto ai moti vorticosi all'interno del condotto palare. Per la determinazione dello scorrimento ci sono varie formulazioni proposte. In questo caso si è optato per la correlazione semi-empirica introdotta da Wiesner:

$$U_{s2} = U_2 \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7}} \quad (27)$$

Nuovamente, le variabili del problema, sono intrinsecamente collegate. Bisogna adottare un'ulteriore procedura iterativa per il computo dell'angolo di uscita.

ζ_2	C_{m2}	β_2 (rad)	β_2 (gradi)
1	0	0,152997216	8,766094781
0,699236762	0,091060691	0,278130283	15,93569134
0,8330532	0,122223374	0,260495592	14,92529798
0,822034786	0,118379297	0,260388831	14,91918106
0,821963477	0,118355588	0,260389469	14,91921762
0,821963903	0,11835573	0,260389465	14,9192174
0,821963901	0,118355729	0,260389465	14,9192174
0,821963901	0,118355729	0,260389465	14,9192174
0,821963901	0,118355729	0,260389465	14,9192174
0,821963901	0,118355729	0,260389465	14,9192174
0,821963901	0,118355729	0,260389465	14,9192174
0,821963901	0,118355729	0,260389465	14,9192174
0,821963901	0,118355729	0,260389465	14,9192174
0,821963901	0,118355729	0,260389465	14,9192174
0,821963901	0,118355729	0,260389465	14,9192174
0,821963901	0,118355729	0,260389465	14,9192174

La procedura classica di predimensionamento porta dunque a:

- $\beta_1 = 35^\circ$
- $\beta_2 = 15^\circ$

5.4 Modifica della girante per fluidi contenenti particelle

La geometria preliminare riportata nel capitolo precedente è caratteristica di una pompa operante con fluidi non abrasivi e privi di particelle solide in sospensione.

La pompa in questione, però, deve poter operare con fluidi pesanti che presentano particelle di dimensioni fino a 30 mm. La macchina dovrà quindi garantire un passaggio solido, ovvero la particella di dimensioni massime che può attraversare l'intero condotto, pari a 30 mm.

5.4.1 Accorgimenti costruttivi per pompe per la movimentazione di solidi in sospensione

Prima di modificare la geometria bisogna tenere conto di alcuni fattori per la costruzione e il design della macchina [14]:

- Le tenute ad anello non si dovrebbero usare per via dell'elevata abrasione causata dalla rotazione del flusso.

- I vani di espulsione del fluido, localizzati nella parte posteriore della girante, tendono ad evitare che grandi particelle entrino nello spazio tra la girante e il corpo della pompa e, inoltre, riducono la pressione che grava sulle tenute dell'albero.
I vani di espulsione, però, creano forti vortici e possono, dunque, portare ad un'usura superiore rispetto al caso di una girante posteriormente liscia.
Questi sarebbero, quindi, da evitare nel caso di pompaggio di fluidi caratterizzati da particelle dure in alta concentrazione.
- L'albero deve essere protetto adeguatamente dal fluido abrasivo mediante manicotti di tenuta.
- Fori nella voluta per il drenaggio o lo sfiato dovrebbero essere evitati poiché causano vortici e usura locale.
- Le pale della girante dovrebbero essere a doppia curvatura, se l'applicazione lo consente e l'angolo di ingresso determinato con precisione rispetto alla direzione del flusso.
Il bordo di ingresso delle pale, inoltre, dovrebbe essere inspessito e caratterizzato da una geometria poco sensibile alle variazioni dell'angolo di incidenza.
- Separazioni di flusso e velocità locali eccessive portano ad un'elevata usura locale, dunque, dovrebbero essere ridotte prestando molta attenzione alla geometria della girante e della voluta.
- Grandi raggi di raccordo tra le pale e la corona e il mozzo riducono la generazione di vortici in corrispondenza degli angoli e, dunque, riducono l'usura.
- Il flusso attorno alla superficie in pressione all'uscita delle pale causa una grande usura (Fig.23), dunque, è preferibile modellare la geometria delle pale in modo da caricare meno la loro estremità.

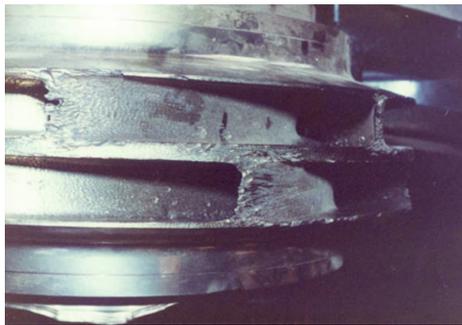


Figura 23: Usura idro-abrasiva all'uscita di una girante a doppia entrata [14]

- Il numero di pale, solitamente, non è superiore a 5, in modo da ridurre l'effetto di ostruzione all'ingresso causato dai bordi di ingresso delle pale, molto spessi.
- Se il materiale è difficile da lavorare è preferibile una soluzione a voluta singola piuttosto che a doppia voluta.
- L'usura sulla voluta è massima solitamente sullo spigolo taglia-acqua, in corrispondenza del quale, è consigliabile un raggio di raccordo elevato.
Una elevata distanza tra la girante e il taglia-acqua può aiutare a ridurre gli eccessi di velocità, poiché permette al fluido di adattarsi meglio.
- E' consigliato l'utilizzo di piastre di usura sostituibili sulle facce esterne della girante.
- La pompa deve operare il più possibile in condizioni di progetto per evitare l'usura associata all'angolo di incidenza e alla separazione del flusso.
La portata per cui le condizioni di incidenza sono ottimali deve essere la stessa per girante e voluta.

- L'implementazione di volute con diffusore non è adatta a pompe per movimentazione di solidi in sospensione.

5.4.2 Modifica della geometria

Come prima cosa bisogna allargare il bordo di uscita della girante da 5 mm a 30 mm. Il condotto, così, si svilupperà pressoché rettilineo nel primo tratto, formando un rettangolo.

La geometria del condotto meridiano, ora, si presenta come in Fig.24.

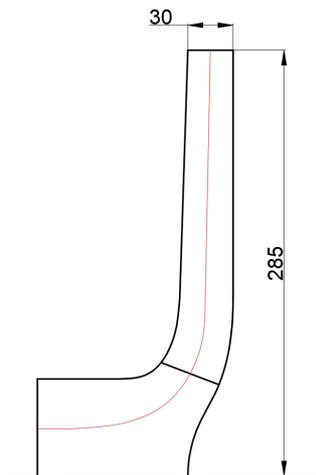


Figura 24: Condotto meridiano allargato

Si riduce, poi, il numero di pale da 8 a 3, per poter garantire la distanza minima di 30 mm tra una pala e l'altra, in particolare in prossimità del bordo di ingresso, dove le pale sono più ravvicinate.

Sono state introdotte 3 pale intermedie, le "splitter blades".

Queste hanno la stessa geometria delle altre pale ma non si attaccano al bordo di ingresso, bensì sono troncate in un punto intermedio al condotto meridiano.

Le splitter blades permettono di distribuire il carico su più pale, riducendo il rischio di distacchi di vena e problemi strutturali, senza, però, compromettere il passaggio solido che, se si attaccassero tutte e 6 le pale ad un diametro pari a quello del bordo di ingresso delle 3 pale principali, non sarebbe garantito.

Inoltre si è deciso di inspessire le pale, a causa dell'elevata abrasione alla quale sono soggette, da 11 mm a 18 mm.

In questo caso, avendo modificato la larghezza del bordo di uscita, il numero di pale e il loro spessore, bisogna ricalcolare i numeri di flusso e di pressione.

Stimando un rendimento idraulico, dovuto alla geometria della girante non ottimale (mantenere un passaggio solido di 30 mm rende la macchina meno efficiente), $\eta = 0.75$ e ripetendo la procedura iterativa adottata per calcolare gli angoli delle pale al bordo di ingresso e di uscita si ottiene:

- $\beta_1 = 15^\circ$
- $\beta_2 = 12^\circ$

6 Analisi numerica

6.1 Introduzione fluidodinamica computazionale (CFD)

Il moto dei fluidi è governato dalle equazioni differenziali alle derivate parziali, che rappresentano in forma matematica le seguenti leggi di conservazione [6]:

- La massa si conserva
- La variazione di quantità di moto nell'unità di tempo è uguale alla risultante delle forze che agiscono su una particella di fluido
- L'energia si conserva

Le prime due leggi costituiscono i fondamenti delle equazioni di Navier-Stokes che, accoppiate all'equazione dell'energia, descrivono analiticamente il moto di un fluido.

La fluidodinamica computazionale si occupa della soluzione numerica di tali equazioni mediante calcolatori digitali.

Alcuni sistemi fluidodinamici possono essere semplificati al fine di ridurre il loro peso computazionale:

- **Flusso 2D:** è applicabile quando i gradienti delle grandezze d'interesse sono trascurabili in una delle tre dimensioni spaziali, compreso il caso di flusso a simmetria assiale. Considerare il flusso bidimensionale può ridurre notevolmente il costo computazionale e, di conseguenza, i tempi di calcolo e i costi.
- **Flusso incomprimibile:** è applicabile quando le variazioni di pressione e temperatura non inducono variazioni significative di densità (non implica necessariamente che la densità sia uniforme). Per i liquidi, come nel caso di questa trattazione, la densità è considerata quasi sempre costante, mentre per i gas generalmente questa viene considerata costante nel caso in cui il numero di Mach sia inferiore a 0.3.

I fluidi il cui comportamento viene descritto da queste leggi possono appartenere a due categorie distinte:

- **Flussi viscosi:** Sono governati dalle equazioni di Navier-Stokes e presentano una condizione di aderenza e impermeabilità a contatto con superfici solide.
- **Flussi inviscidi:** Possono essere descritti semplificando le equazioni di Navier-Stokes, che diventano le equazioni di Eulero. Queste equazioni sono caratterizzate da un moto a potenziale, facilmente risolvibile in modo analitico, che presenta solo una condizione di impermeabilità, e non di aderenza, in corrispondenza delle superfici solide.

L'approssimazione di fluido inviscido è accettabile se lo strato limite è molto sottile (per elevati numeri di Reynolds) e non c'è separazione di flusso. Questa approssimazione implica l'assenza di forze di trascinamento e di distacchi del flusso.

In Fig.25 il confronto tra le linee di flusso attorno ad un cilindro nel caso di flusso inviscido e viscoso.

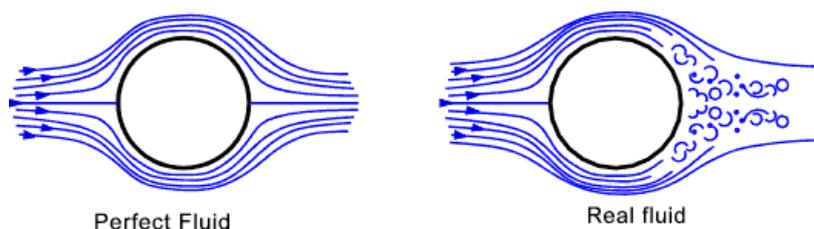


Figura 25: Linee di flusso nel caso inviscido (perfetto) e viscoso (reale) [34]

6.1.1 Griglia computazionale

La soluzione numerica del sistema di equazioni che descrive il moto dei fluidi necessita di una griglia computazionale, ai cui nodi vengono calcolate le grandezze d'interesse.

In generale, più i gradienti delle varie grandezze del campo di moto sono elevati e più sarà necessario introdurre una mesh fitta, per descriverne le repentine variazioni spaziali.

La qualità della mesh, dunque, può incidere notevolmente sull'accuratezza e sulla stabilità della soluzione numerica.

Le griglie possono essere di due tipi:

- **Griglie strutturate:** consistono in una disposizione regolare e ordinata di celle (quadrata in 2D e cubiche in 3D con la possibilità di deformarsi), definita da una matrice. La connessione tra i nodi è predeterminata, semplificando l'indicizzazione e il calcolo. Sono molto efficienti in termini di tempo computazionale e accuratezza ma sono meno flessibili rispetto alle griglie non strutturate, dunque meno adatte a geometrie complesse.
- **Griglie non strutturate:** presentano una disposizione irregolare di celle (dalla forma variabile, a seconda del tipo di geometria). Queste griglie sono più versatili nel rappresentare geometrie complesse, ma richiedono algoritmi più onerosi per l'indicizzazione dei nodi, che portano ad un peso computazionale maggiore e ad un'accuratezza inferiore.

In Fig.26 il confronto tra una mesh strutturata e una non strutturata di una stessa geometria piana quadrata.

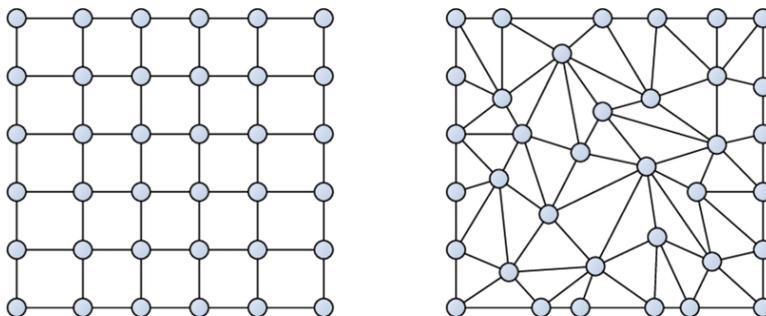


Figura 26: Mesh strutturata (a sx) e mesh non strutturata (a dx) [2]

E' possibile effettuare un'ulteriore distinzione tra le griglie computazionali:

- **Griglie a blocco singolo:** la mesh è costituita da un'unica griglia (strutturata o non strutturata), che può essere deformata per adattarsi alla geometria del dominio di calcolo. Queste griglie sono utilizzate per geometrie semplici.
- **Griglie multi-blocco:** consistono in più blocchi, ciascuno dei quali contiene una griglia (strutturata o non strutturata).

In Fig.27 una griglia a blocco singolo e una griglia multiblocco.

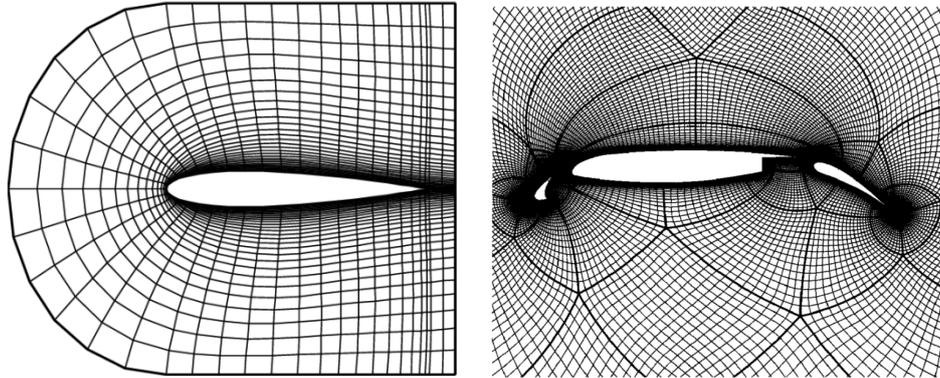


Figura 27: Griglia a blocco singolo (a sx) e griglia multiblocco (a dx) [5] [27]

Esistono poi griglie ibride, che combinano diversi tipi di celle in base alla necessità e griglie immerse, utilizzate per discretizzare un dominio composto da più mesh che si sovrappongono (utilizzate per problemi con uno o più corpi in movimento). Queste due tipologie di mesh sono illustrate in Fig.28.

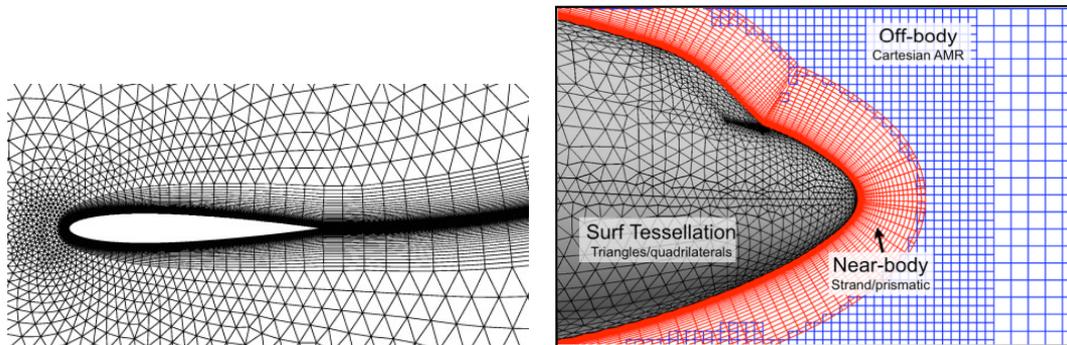


Figura 28: Griglia ibrida (a sx) e griglia immersa (a dx) [41] [26]

Infine, è possibile implementare delle tecniche di raffinamento adattivo della mesh. Questa è una tecnica che adatta dinamicamente la risoluzione della griglia computazionale durante una simulazione.

In zone caratterizzate da forti gradienti delle grandezze significative (come pressione e velocità del fluido), la mesh viene raffinata aumentando la densità dei nodi per descrivere in modo più preciso il campo di moto.

Al contrario, in zone caratterizzate da minime variazioni, la mesh può essere resa più grossolana. In questo modo non si spreca costo computazionale per calcolare in punti eccessivamente fitti il valore delle grandezze d'interesse, in aree caratterizzate da variazioni spaziali minime del campo di moto.

In Fig.29 è riportato un esempio di raffinamento adattivo della mesh.

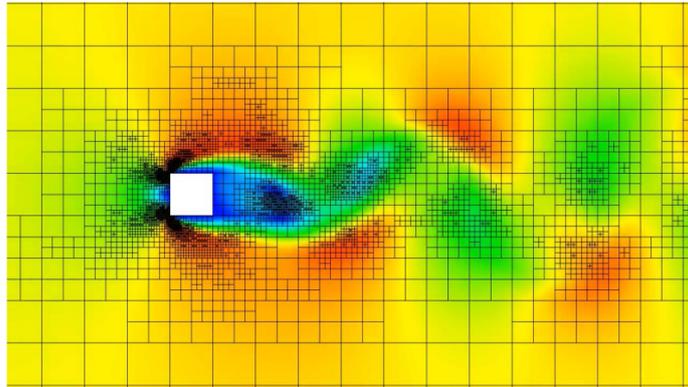


Figura 29: Raffinamento adattivo della mesh [29]

In questa trattazione, per la girante verrà utilizzata una mesh strutturata multi blocco, in grado di ricoprire anche geometrie molto complesse, senza perdere di efficienza ed accuratezza.

Per quanto riguarda il volume fluido della voluta, si opterà per una griglia computazionale ibrida.

Per rappresentare accuratamente i gradienti delle grandezze d'interesse in prossimità delle pareti (zone caratterizzate da variazioni repentine del campo di moto) è possibile utilizzare delle celle dall'infittimento progressivo in direzione normale alla parete stessa. Queste celle sono gli "inflation layers" (Fig.30), e verranno utilizzate per descrivere il campo di moto in prossimità delle pareti della voluta.

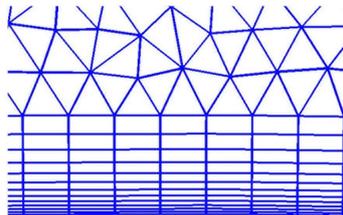


Figura 30: Inflation layers [11]

6.1.2 Modellazione della turbolenza

In un moto turbolento, tutte le proprietà del fluido variano in maniera apparentemente casuale e caotica.

La natura stocastica dei moti turbolenti impedisce una descrizione a costi computazionali contenuti del moto di tutte le particelle del fluido.

Si decide, quindi, di scomporre le proprietà del flusso in una componente media e una fluttuante. In questo modo è possibile riscrivere le equazioni di Navier-Stokes inserendo le proprietà medie del flusso (equazioni RANS). Ciò comporta, però, la comparsa di un termine aggiuntivo denominato "tensore degli sforzi di Reynolds", che permette di passare da un campo di moto turbolento ad un campo di moto medio.

Questo tensore degli sforzi di Reynold non ha una precisa definizione analitica, perciò per determinarne l'entità è necessario introdurre dei modelli approssimati.

Questi modelli si chiamano "modelli di turbolenza" e sono generalmente classificati sulla base del numero di equazioni sulle quali si basano:

- **0 eq.** - Modello di lunghezza di mescolamento
- **1 eq.** - Modello di Spalart-Allmaras
- **2 eq.** - Modello $k - \epsilon$, $k - \omega$ e modello algebrico
- **7 eq.** - Modello degli sforzi di Reynolds

I modelli più utilizzati sono $k - \epsilon$ e $k - \omega$. Questi modelli si basano sull'ipotesi di Boussinesq, secondo la quale l'effetto delle turbolenze può essere descritto da una viscosità aggiuntiva del fluido, chiamata viscosità turbolenta.

Il campo di moto, dunque, si comporta come un flusso caratterizzato da proprietà mediate, al quale è stata incrementata la viscosità di un termine pari alla viscosità turbolenta.

La principale differenza tra un modello di turbolenza $k - \epsilon$ e un modello $k - \omega$ risiede nel modo in cui viene descritto il campo di moto a parete.

Il modello di turbolenza $k - \epsilon$ non risolve direttamente le equazioni di Navier-Stokes in corrispondenza delle pareti, bensì utilizza delle funzioni di parete. Queste funzioni descrivono il campo di moto in corrispondenza della parete, senza doverne calcolare il gradiente effettivo. E' quindi possibile adottare una griglia computazionale più grossolana in corrispondenza delle pareti.

Questo modello di turbolenza è, dunque, meno adatto a casi in cui siano presenti elevati distacchi di strato limite nei quali il campo di moto non verrebbe approssimato correttamente.

Il modello di turbolenza $k - \omega$, invece, risolve direttamente le equazioni di Navier-Stokes all'interno dello strato limite a parete e, dunque, necessita di una mesh molto fitta in questa zona.

Questo modello è spesso più dispendioso dal punto di vista del costo computazionale rispetto al precedente, ma permette di descrivere con relativa precisione i distacchi di vena fluida.

In questa trattazione si adotterà un modello di turbolenza $k - \omega$ poiché, in generale, il flusso in una pompa centrifuga va incontro ad un gradiente positivo di pressione che può generare distacchi di strato limite e ricircoli. Un modello di turbolenza $k - \omega$ è, quindi, più adatto a descrivere il campo di moto in questa macchina operatrice.

Questi modelli hanno come fondamento le equazioni RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes).

Esistono, però, altri metodi per analizzare i campi di moto turbolenti:

- **DNS - Direct Numerical Simulation:** le equazioni di Navier-Stokes vengono risolte su tutte le scale del moto, dal vortice più grande a quello più piccolo. La DNS fornisce un livello di accuratezza ineguagliabile, a scapito di un costo computazionale enorme.
- **LES - Large Eddy Simulation:** le strutture vorticosi più grandi vengono risolte nello spazio e nel tempo, mentre le strutture turbolente su scale inferiori vengono descritte mediante modelli approssimati. La LES è computazionalmente meno esigente e accurata di una DNS e più onerosa e precisa di una RANS.

In Fig.31 il confronto tra i tre metodi sopra descritti, nella descrizione del campo di moto di un getto fluido.

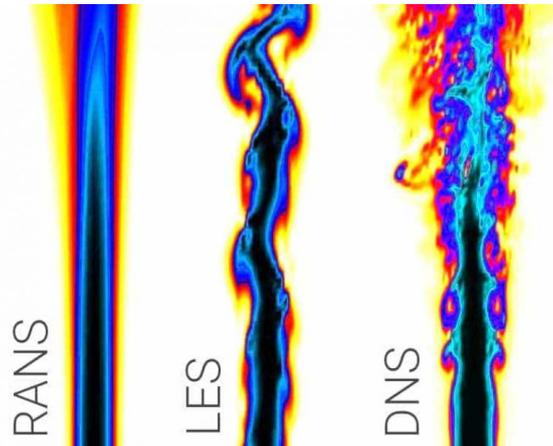


Figura 31: Confronto tra metodo RANS, LES e DNS [15]

Nell'analisi delle prestazioni di una pompa centrifuga, in ambito industriale, si utilizza quasi sempre un modello RANS. Questo sistema permette di ottenere il campo di moto e le prestazioni della macchina, senza la necessità di descrivere le turbolenze caotiche del flusso (che aumenterebbero notevolmente il costo computazionale e i costi monetari del progetto).

6.2 Procedura di simulazione

Una volta abbozzata la geometria preliminare della girante è possibile iniziare a verificarne il funzionamento mediante analisi fluidodinamiche.

Inizialmente, essendo la geometria ancora abbastanza lontana da quella definitiva, si effettuano analisi semplificate, che descrivono il comportamento del fluido attorno ad una delle 3 pale (per ogni pala si considera la pala principale e la pala splitter ad essa contigua), senza prendere in considerazione la voluta.

Le analisi fluidodinamiche sono state effettuate mediante il software Ansys, sfruttando l'interfaccia del workbench.

E' necessario specificare che, per semplicità, tutte le simulazioni di questa trattazione sono state eseguite scegliendo come fluido operativo acqua pulita, priva di particelle in sospensione.

6.2.1 BladeGen

Nell'esecuzione di un'analisi fluidodinamica di questo tipo, come prima cosa si riporta la geometria della girante su BladeGen, pacchetto di Ansys che permette la modellazione rapida della girante di macchine a fluido.

E' quindi possibile riportare la geometria del condotto meridiano per punti. Questa va allungata in corrispondenza del bordo di ingresso e del bordo di uscita.

In questo modo è possibile inserire le condizioni al contorno in una zona sufficientemente distante dalle pale, in cui la corrente è indisturbata.

Inoltre, per evitare che la mesh collassi in una linea con dimensione degli elementi infinitesima, il condotto meridiano deve essere modellato in modo tale che non tocchi l'asse della macchina.

Per quanto riguarda le pale, queste sono discretizzate in una serie di strati, la cui geometria è univocamente determinata dall'angolo di avvolgimento e dall'angolo di inclinazione rispetto alla direzione tangenziale al variare della coordinata curvilinea.

C'è, poi, la possibilità di inserire le splitter blades, la cui geometria si ricava riportando la posizione del bordo di attacco nella vista meridiana e indicando l'andamento degli stessi due angoli sopra menzionati lungo lo sviluppo della pala. E' possibile imporre alle splitter blades la stessa distribuzione di spessori e di angoli delle pale principali.

6.2.2 TurboGrid

Ansys permette di trasferire direttamente la geometria da BladeGen al programma per la meshatura, TurboGrid.

Questo, suddivide la pala in diversi layer, ognuno caratterizzato da una sua configurazione di mesh, modificabile a piacimento. Questa mesh, in particolare, consiste in una griglia multiblocco strutturata.

Successivamente TurboGrid genera una mesh tridimensionale lasciandosi guidare dalle mesh bidimensionali generate sui layer intermedi.

6.2.3 Ansys CFX

Rappresenta il software CFD effettivo ed è suddiviso in 3 ambienti:

- **Setup:** è l'ambiente in cui si impostano le condizioni al contorno della simulazione e le preferenze sul solutore.
In particolare esistono tre schemi per il calcolo del trasporto di massa: upwind, high resolution e specified blend factor. Il primo è uno schema di primo ordine, più robusto ma meno accurato, il secondo è uno schema di secondo ordine, caratterizzato da una convergenza meno immediata ma più accurato mentre il terzo è una via di mezzo tra i due.
Un'altra scelta importante risiede nel modello di calcolo della turbolenza che, come precedentemente descritto, può essere un modello $k - \epsilon$, robusto e abbastanza accurato ma poco adatto a situazioni di separazione di corrente, ampie curvature del flusso ed elevati gradienti di pressione, oppure un modello $k - \omega$, accurato e robusto nella rappresentazione di strati limite con gradienti avversi di pressione.
- **Solution:** rappresenta il solutore vero e proprio e permette di monitorare l'andamento delle varie grandezze e i loro residui nel corso delle iterazioni.
- **Results:** ambiente di analisi dei risultati in cui è possibile verificare le prestazioni della macchina attraverso, per esempio, espressioni numeriche, plot bidimensionali e tridimensionali delle grandezze d'interesse e rappresentazione grafica delle linee di flusso.

6.3 Girante

6.3.1 analisi geometria preliminare

Come primo passo si riporta per punti la geometria del condotto meridiano nel software BladeGen come illustrato in Fig.32.

Successivamente si riportano gli angoli β del bordo di ingresso e del bordo di uscita, rispetto alla direzione tangenziale.

Si opta, per il momento, per una pala a semplice curvatura, dunque si decide di controllare angoli e

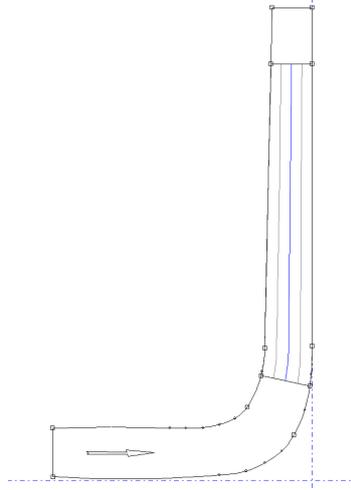


Figura 32: Condotto meridiano BladeGen

spessori unicamente nel layer intermedio del condotto interpalare.

Una volta stabiliti gli angoli alle estremità della pala, è necessario decidere come i due valori verranno raccordati lungo l'ascissa curvilinea della stessa.

In particolare, la distribuzione degli angoli β influenza lo sviluppo circonferenziale della pala che, in questo caso, sarebbe troppo elevato se si fosse adottata una distribuzione lineare di angoli tra ingresso e uscita.

Si decide, dunque, di aumentare l'angolo nella prima parte dello sviluppo palare, per poi diminuirlo nella seconda fino a raccordarsi all'angolo al bordo di uscita.

L'andamento dell'angolo, in questo caso, è descritto da una curva di tipo spline con 3 vertici di controllo.

In Fig.33 l'andamento dell'angolo β (reciproco dell'angolo rispetto alla direzione tangenziale per come è stato definito fin'ora) e dell'angolo θ , di avvolgimento.

Si riporta uno spessore costante pari a 18 mm (Fig.34).

In Fig.35 è illustrata la geometria della pala e lo sviluppo palare piano.

La geometria della girante, dunque, è stata importata al meshatore, Turbogrid (Fig.36).

In particolare, volendo essere un'analisi rapida della geometria ottenuta con metodi analitici e monodimensionali, è stata adottata una mesh rada, costituita da circa 90000 nodi.

In questa fase, infatti, più che concentrarsi sulle prestazioni della pompa in termini di prevalenza e rendimento, è utile avere un'idea di come si comporta il fluido lungo lo sviluppo palare.

Il comportamento del fluido può essere compreso rapidamente osservando la distribuzione delle linee di flusso (Fig.37).

Si nota subito come sia presente un notevole distacco di vena in prossimità delle splitter blades.

In generale si nota una velocità molto bassa e pressoché costante lungo il condotto meridiano e un aumento repentino di questa appena superate le pale.

Questo comportamento è dovuto al fatto che, per mantenere un passaggio solido di 30 mm si è dovuto modellare un condotto quasi rettangolare, che non diminuisce in spessore man mano che aumenta la distanza dall'asse. La sezione di passaggio che il fluido incontra, dunque, aumenta sempre di più,

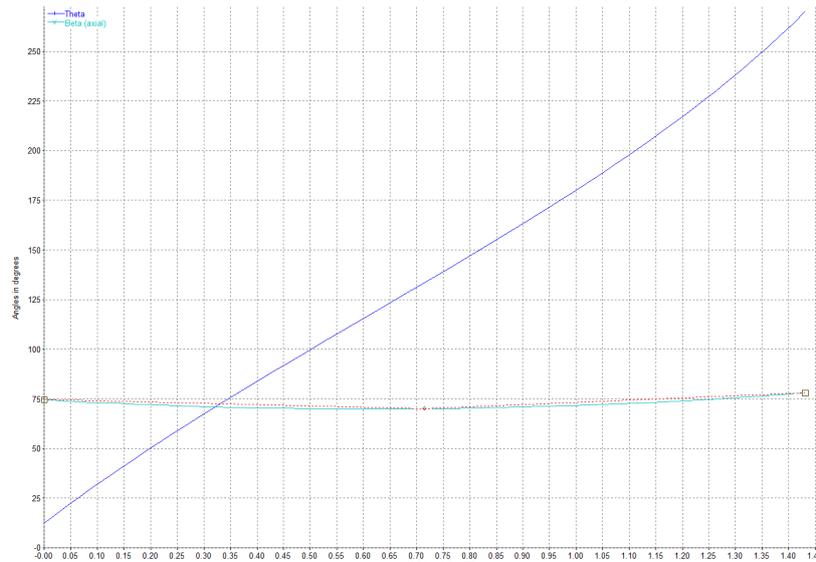


Figura 33: Sviluppo angoli β e θ lungo la coordinata curvilinea

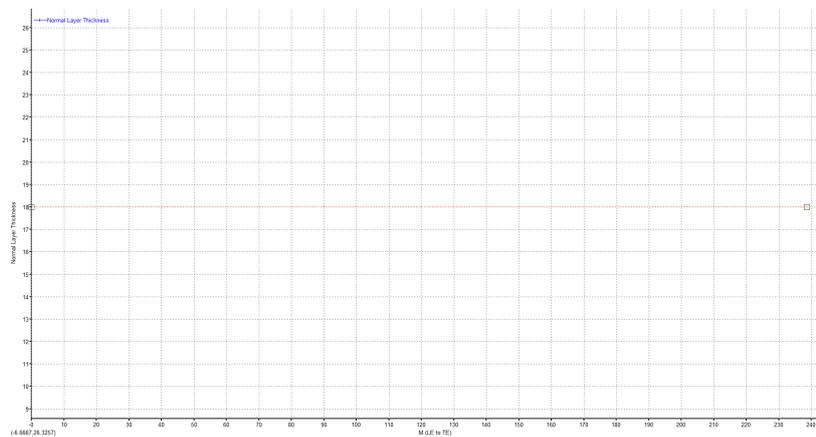


Figura 34: Andamento spessore lungo la coordinata curvilinea

causando una diminuzione generale di velocità e distacchi di vena dovuti a decelerazioni del fluido.

Si nota, inoltre, la creazione di vortici in prossimità del bordo di ingresso, in particolare nella zona adiacente alla corona (Fig.38).

Questi vortici sono causati, probabilmente, dalla differenza tra teoria monodimensionale e caso reale, per quanto riguarda la distribuzione di velocità in prossimità del bordo di ingresso.

Come si può notare in Fig.39, infatti, in corrispondenza della curvatura della corona il fluido tende a ristagnare, creando una zona di bassa velocità che va a divergere dalle ipotesi della teoria monodimensionale.

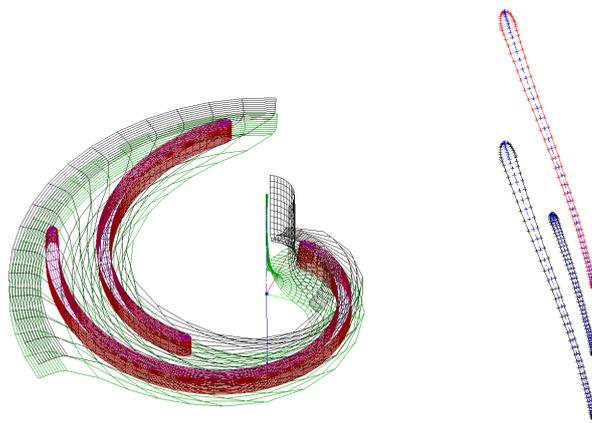


Figura 35: Geometria della girante e sviluppo palare piano

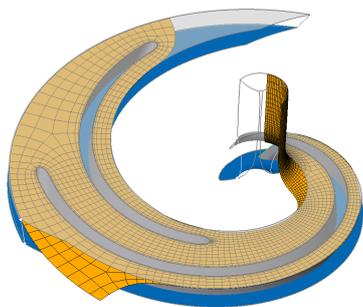


Figura 36: Layer alla corona della mesh della girante

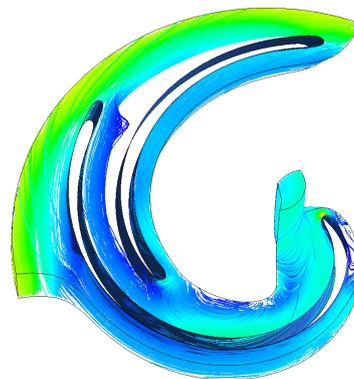


Figura 37: Linee di flusso

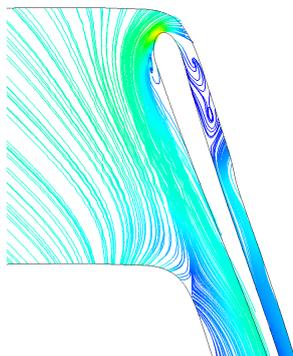


Figura 38: Linee di flusso bidimensionali in prossimità della corona

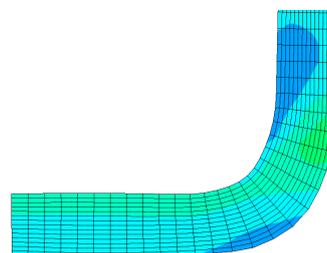


Figura 39: Distribuzione di velocità in corrispondenza della curvatura del condotto meridiano

6.3.2 Nuova geometria [a]

Come prima cosa, per cercare di ridurre gli elevati gradienti di velocità al bordo di ingresso (dovuti alla curvatura del condotto meridiano), si è arretrato quest'ultimo verso l'uscita.

Per contenere le separazioni di strato limite si è cercato di ridurre la sezione di passaggio interpale in prossimità della parte più esterna della girante. A questo scopo è stato ridotto l'angolo in uscita β da 12° a 7° .

Ridurre l'angolo rispetto alla tangente in uscita significa però, aumentare l'angolo di avvolgimento. Per contenere quest'ultimo, dunque, è stata accentuata maggiormente verso il basso la curvatura corrispondente alla distribuzione degli angoli β lungo la coordinata curvilinea (Fig.40).

Sempre con lo scopo di contenere i distacchi di vena si è abbandonata la distribuzione uniforme di spessori.

Le pale, ora, sono caratterizzate da uno spessore di 18 mm solo in corrispondenza del bordo di ingresso. Questo, infatti, cresce fino ad un valore massimo di 34 mm per poi diminuire all'uscita fino ad un valore di 10 mm.

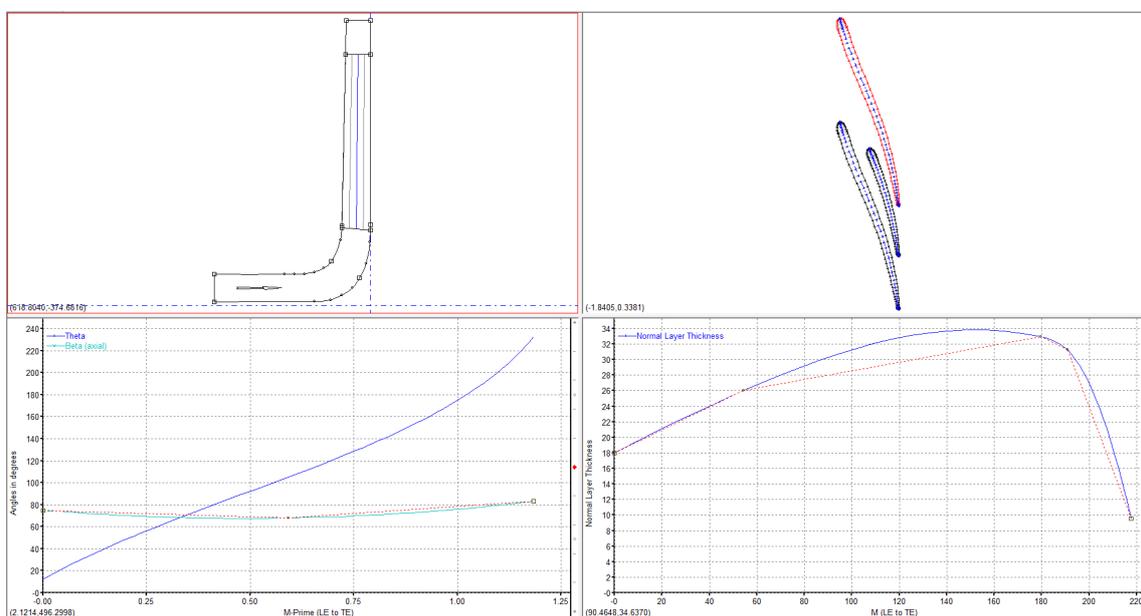


Figura 40: Nuova geometria con splitter blades

Dalle prime simulazioni si nota come il solutore non riesca a convergere nel caso dell'utilizzo di uno schema high resolution. Questo è dovuto probabilmente ai vortici e ai distacchi di vena causati dalla geometria della girante non ottimale (dovendo garantire un passaggio solido di 30 mm), che richiederebbero una soluzione temporariante per descriverne il moto.

In queste prime analisi si adotta, quindi, uno schema upwind, più robusto e di più facile convergenza. Si adotta inizialmente una mesh costituita da circa 300000 nodi.

Osservando i residui in Fig.41, sotto forma di scarti quadratici medi, si nota come siano presenti comunque delle fluttuazioni, ma che nel complesso questi diminuiscono gradualmente fino a valori minori o uguali di $1 \cdot 10^{-4}$.

Durante la simulazione è stato monitorato l'andamento della prevalenza e del rendimento, implementando le espressioni analitiche equivalenti nel pre-processor (Fig.42).

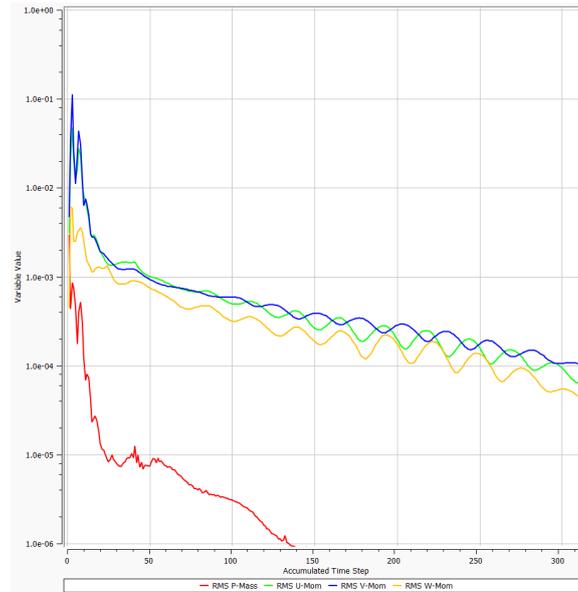


Figura 41: Residui di pressione e velocità della simulazione

Si nota che, dopo una fase iniziale più caotica, queste convergono ad un asintoto.

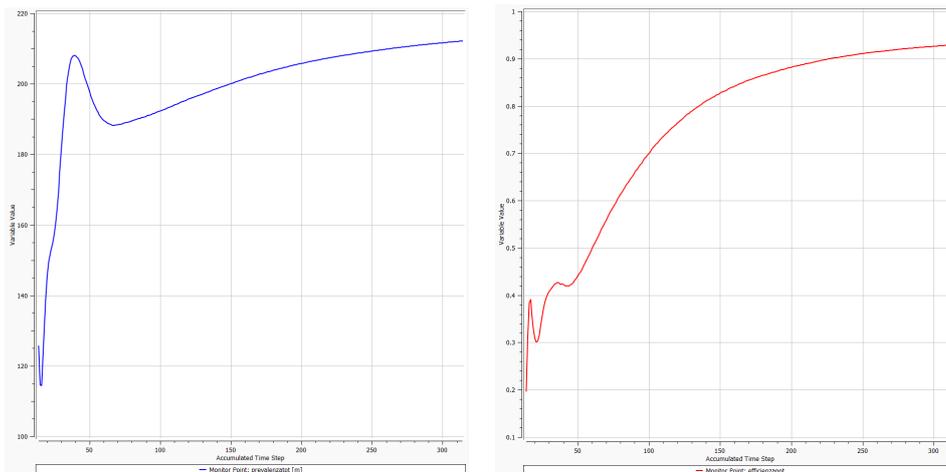


Figura 42: Prevalenza e rendimento all'aumentare delle iterate

Una volta validato il criterio di convergenza della singola simulazione è necessario compiere un ulteriore passo prima di poter assumere i risultati delle simulazioni come plausibili. E' necessario, infatti, stabilire come la fittezza della mesh influisce sugli output della simulazione che ci interessano.

In particolare, partendo dalla stessa geometria su BladeGen, sono state create 4 mesh distinte, caratterizzate rispettivamente da 100000, 300000, 650000, 800000 nodi.

I risultati di queste simulazioni sono stati raccolti nel grafico di convergenza di Fig.43, dove il rendimento totale è calcolato con la definizione classica di rendimento idraulico considerando le componenti tangenziali della velocità assoluta in ingresso e in uscita, mentre il rendimento dalla

potenza deriva da considerazioni sulla coppia resistente agente sulle pale.

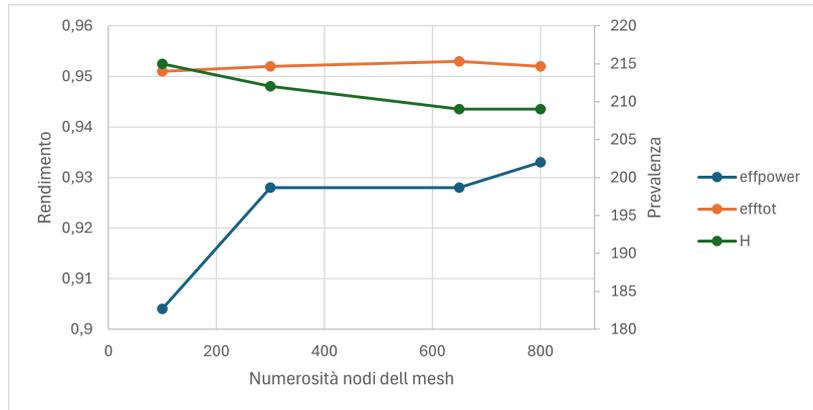


Figura 43: Andamento del rendimento totale, rendimento dalla potenza e della prevalenza in funzione del numero di nodi

Si osserva come, per mesh con numero di nodi circa maggiore di 300000, i valori di rendimento e prevalenza si assestano, rimanendo all'incirca costanti. Per le simulazioni seguenti di giranti con 3 pale principali e 3 splitter blades si sceglie di adottare una mesh caratterizzata da circa 400000 nodi, essendo un buon compromesso tra attendibilità dei risultati e peso computazionale.

A questo punto viene creata la mesh (Fig.44) che, adottando un global size factor di 1.15, parametro indicativo della fittezza globale della mesh, presenta un numero di nodi pari a 405895, ovvero intorno ai 400000 che si erano prefissati.

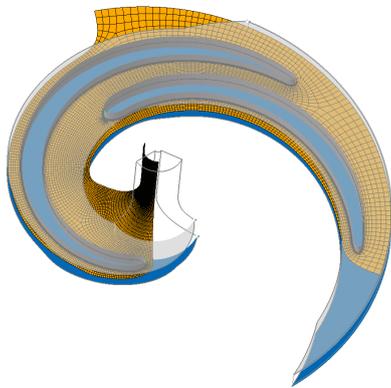


Figura 44: Mesh del layer intermedio della girante con splitter blades

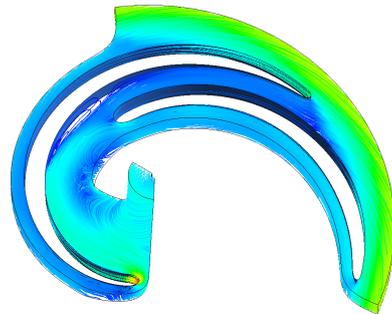


Figura 45: Linee di corrente per la nuova geometria con splitter blades

Si lancia, ora, la simulazione adottando, dunque, lo schema upwind e impostando come criterio di convergenza il limite di $1 \cdot 10^{-4}$ per lo scarto quadratico medio dei residui.

Effettuando un plot delle linee di corrente (Fig.45) si nota che, nonostante sia ancora presente una separazione, questa si è notevolmente ridotta rispetto alla geometria precedente.

Come si nota dalla Fig.46, anche l'incidenza all'ingresso è notevolmente migliorata. Infatti, nonostante l'angolo all'ingresso non sia cambiato, la diminuzione delle sezioni di passaggio ha ridotto le

vorticità del flusso, che erano complici della deviazione di quest'ultimo all'ingresso.

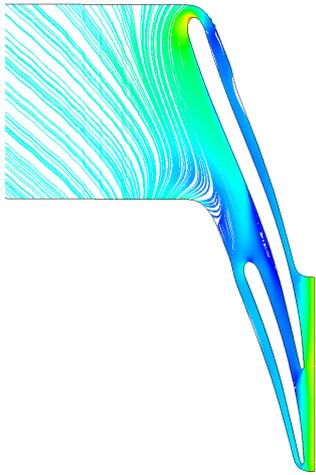


Figura 46: Linee di flusso sul piano interpalare ad uno span di 0.8

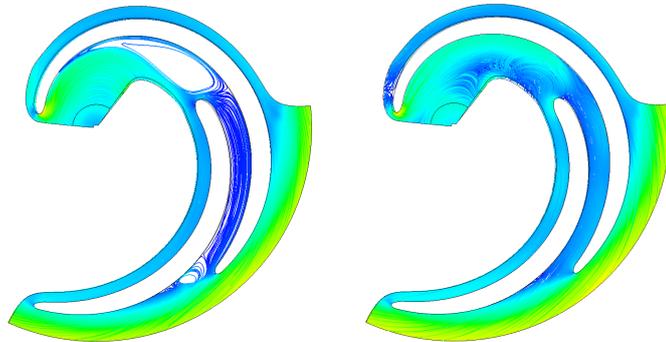


Figura 47: Linee di flusso a 19.4 (sx) e 33.3 kg/s (dx)

A questo punto, è utile ricavare la curva di livello della macchina.

A questo scopo, preparata la geometria e la mesh, si lanciano diverse simulazioni con valori differenti di portata in ingresso per poter ricostruire la curva della prevalenza e del rendimento per punti. Si è scelto, dunque, di ispezionare le portate 19.4, 22.2, 25, 27.8, 30.6, 33.3 kg/s. Le curve ottenute sono riportate in Fig.48.

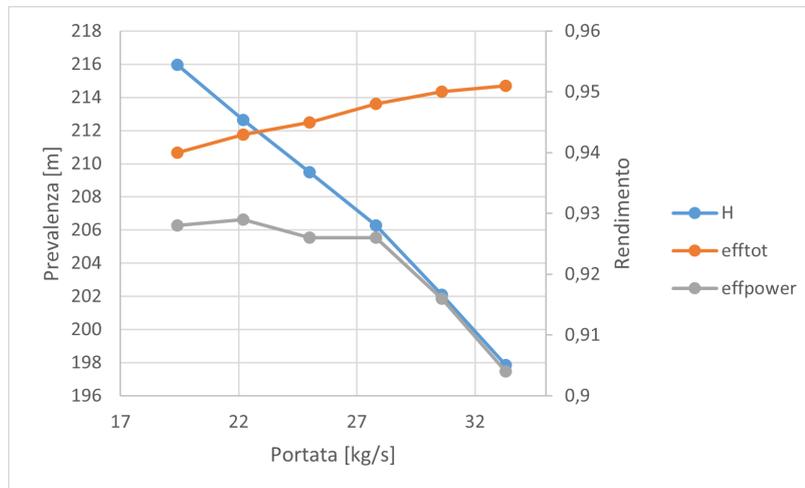


Figura 48: Prevalenza, efficienza totale ed efficienza dalla potenza in funzione della portata massica

Come da aspettative, la prevalenza offerta dalla macchina diminuisce all'aumentare della portata. Il rendimento totale, invece, aumenta con la portata e ciò può essere dovuto al fatto che, per portate maggiori, ho più flusso che "riempie" il condotto interpalare, come illustrato in fig.47, riducendo i distacchi e i ricircoli.

6.3.3 Geometria senza splitter blades [b]

In uscita, la girante proposta con 3 pale principali e 3 splitter blades, si comporta discretamente. In ingresso, però, la presenza di queste pale intermedie comporta tre ampie zone in cui il flusso non viene intercettato da alcuna pala. In queste zone si crea, dunque, una notevole vorticità.

Inoltre, le splitter blades, implicano che il flusso nel suo complesso, debba incidere con 6 bordi d'ingresso distinti e ciò comporta perdite idrauliche e origina ulteriori turbolenze.

Si è pensato, dunque, di proporre una girante alternativa, esente da pale intermedie, caratterizzata da 4 pale principali (Fig.49).

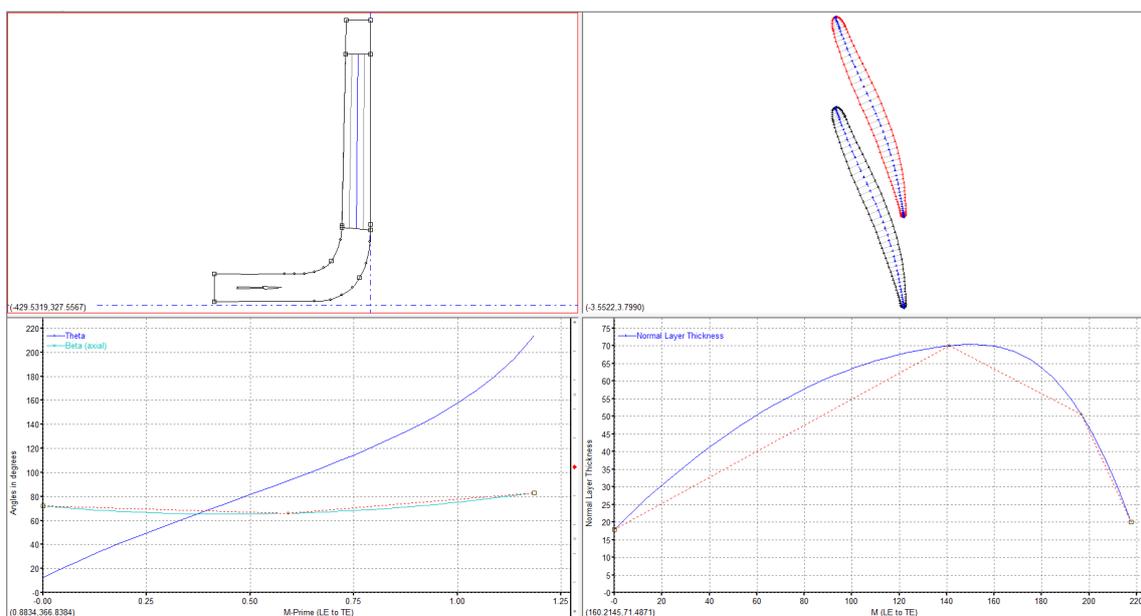


Figura 49: Girante a 4 pale

Mentre l'angolo in uscita è rimasto a 7° , quello in ingresso è stato aumentato a 18° per poter permettere un involuppo della pala e una sezione di attraversamento regolari.

In generale, tutte le giranti proposte sono frutto di una procedura manuale iterativa di ottimizzazione dunque, nonostante le condizioni di incidenza in ingresso e in uscita siano abbastanza lontane da quelle ottimali, la geometria della pala rappresenta un compromesso tra le varie esigenze della macchina.

Un angolo β di ingresso della pala troppo ridotto infatti, nonostante porti ad una migliore incidenza, comporta un aumento improvviso della sezione di attraversamento appena a valle del bordo di ingresso che porta a turbolenze e distacchi di vena e, dunque, ad un calo complessivo del rendimento. Essendoci, ora, 4 attraversamenti palari e non più 6, per non far diminuire eccessivamente la velocità del fluido, le pale sono state inspessite ulteriormente, portandole ad uno spessore massimo di 70 mm.

La geometria della girante, ora, si presenta come in Fig.50.

Essendo la geometria e, dunque, la topologia della mesh notevolmente differente rispetto al caso precedente con le pale intermedie, è necessario effettuare nuovamente uno studio di convergenza della mesh.

A partire dalla stessa geometria, dunque, sono state generate 4 mesh, rispettivamente caratterizzate da 100000, 300000, 650000, 800000 nodi. Sono stati, poi, raccolti i risultati di queste analisi in un grafico (Fig.52) che mostra come variano la prevalenza e il rendimento al variare del numero di nodi della mesh.

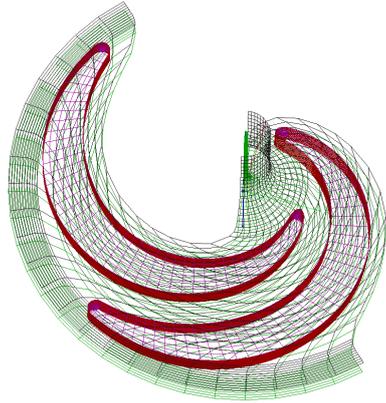


Figura 50: Girante a 4 pale

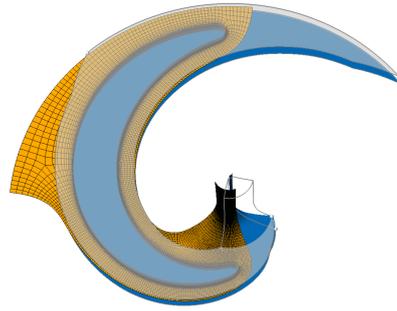


Figura 51: Mesh del layer intermedio della girante a 4 pale

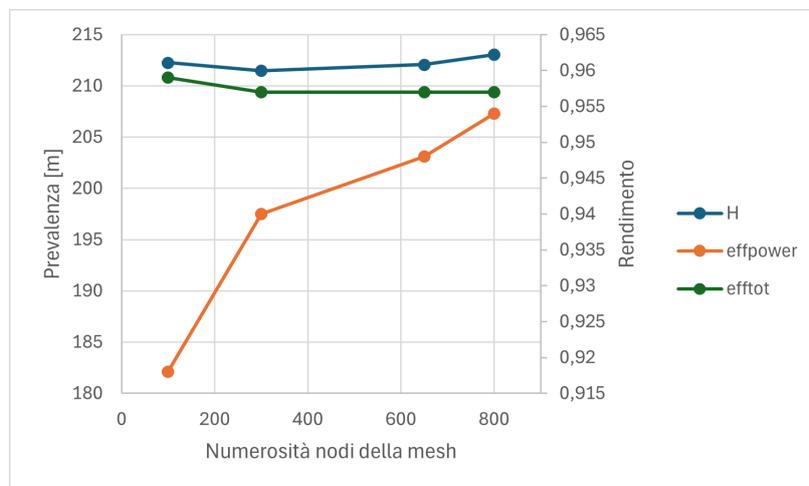


Figura 52: Curve di convergenza della mesh nel caso di girante a 4 pale

Si nota che la prevalenza tende a rimanere costante, a meno di un piccolo margine. L'efficienza totale raggiunge la piena convergenza a partire dalla una mesh di 300000 nodi. L'efficienza a partire dalla potenza subisce una variazione notevole tra 100000 e 300000 nodi. Per mesh superiori a 300000 nodi, quest'ultima continua a subire delle variazioni, ma di poco conto rispetto al salto iniziale. Essendo ancora simulazioni preliminari, dunque, è sufficiente adottare una mesh di circa 350000 nodi. E' stata, dunque, generata la mesh che, con un global size factor di 1.15, è caratterizzata da 327840 nodi (Fig.51).

Le linee di flusso, ora, si presentano come in Fig.53.

Si nota che si sono ridotte notevolmente le vorticità nelle zone vicino all'ingresso della girante. Ciò permette al fluido di seguire con più regolarità l'andamento delle pale.

A questo punto, si calcolano le curve caratteristiche per questa nuova geometria in modo analogo alla girante con le splitter blades (Fig.55).

Nuovamente, all'aumentare della portata, la prevalenza diminuisce e l'efficienza totale aumenta, mentre l'efficienza dalla potenza non segue un andamento preciso.

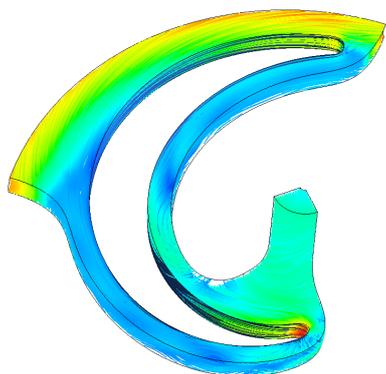


Figura 53: Linee di flusso della girante a 4 pale

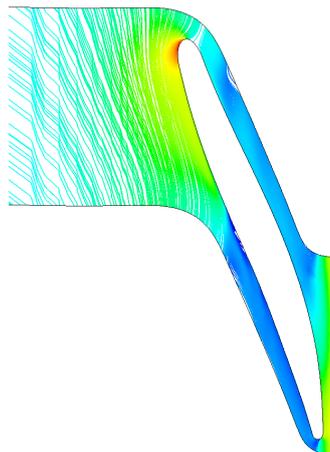


Figura 54: Linee di flusso della girante ad uno span di 0.5

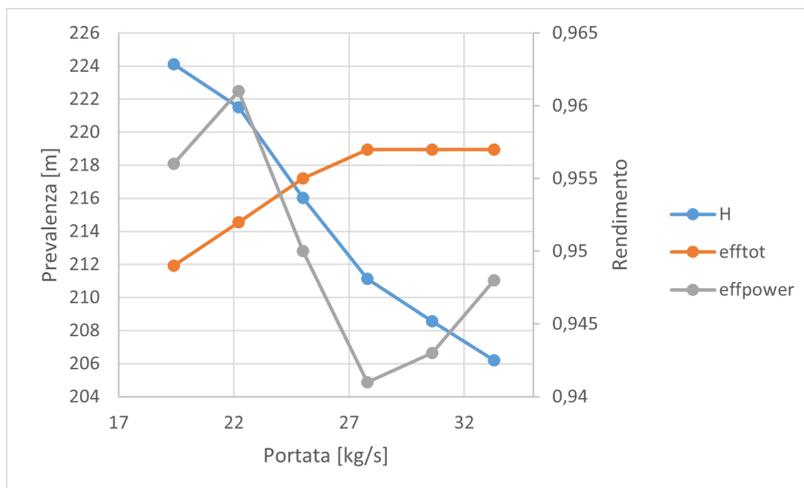


Figura 55: Curve caratteristiche della macchina a 4 pale

In generale, questa geometria presenta valori di prevalenza e rendimento superiori a quelli della girante a 3 pale principali e 3 pale intermedie.

Al bordo di ingresso, però, le condizioni di incidenza sono ancora lontane da quelle ottimali (si veda la Fig.54), dunque si procederà ad arretrare quest'ultimo, in modo tale che questo si trovi in corrispondenza della zona in cui il condotto meridiano inizia ad essere rettilineo e caratterizzato da velocità più omogenee.

6.3.4 Geometria con bordo arretrato e corrente decelerante [c]

Viene, dunque, proposta una geometria uguale a quella precedente ma con il bordo di ingresso in posizione più arretrata, in una zona in cui il fluido presenta una distribuzione più omogenea di velocità (Fig.56).

Il comportamento del fluido, non molto differente rispetto al caso precedente, si evince dalle linee di flusso di Fig.57.

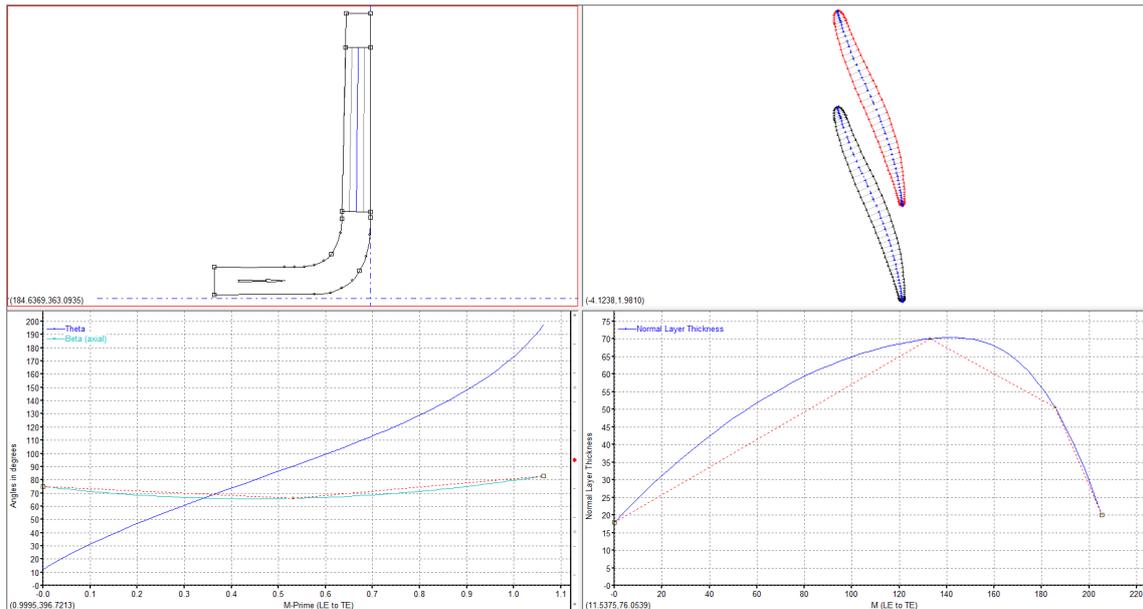


Figura 56: Geometria con bordo arretrato

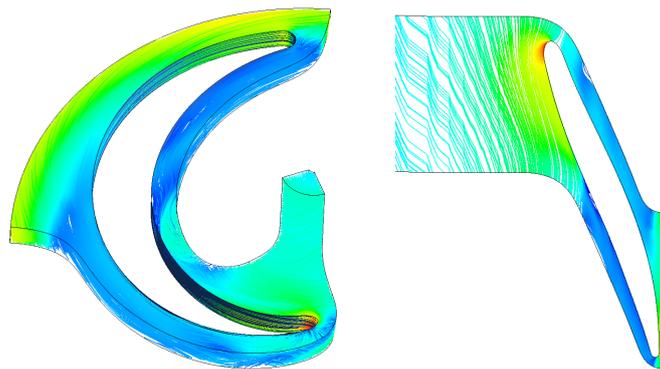


Figura 57: Linee di flusso per la girante con il bordo arretrato

Le curve caratteristiche relative a questa geometria per la girante sono rappresentate in Fig.58. Si nota che, mentre l'efficienza totale aumenta e la prevalenza diminuisce, l'efficienza dalla potenza assume un andamento irregolare al variare della portata.

6.3.5 Geometria con bordo arretrato e corrente accelerante [d]

Per cercare di ridurre l'elevato gradiente di velocità in uscita dalla girante si diminuisce di qualche grado l'angolo di uscita, in modo da aumentare l'angolo di avvolgimento e, di conseguenza, ridurre gradualmente la sezione di attraversamento verso l'uscita. Però, se da una parte aumenta la velocità del fluido riducendo i gradienti in uscita, dall'altra le perdite idrauliche, dipendenti dalla velocità, aumentano.

La geometria della girante, ora, è illustrata in Fig.59.

In Fig.60 le linee di flusso per questa conformazione di girante.

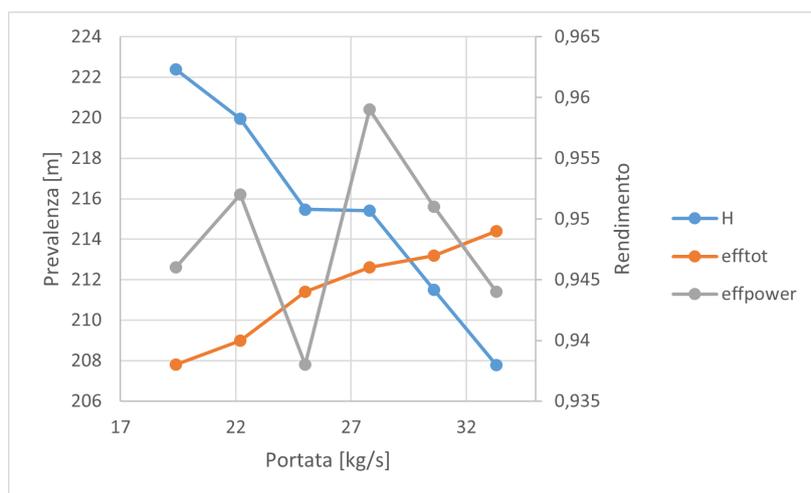


Figura 58: Curve caratteristiche per la girante a 4 pale con bordo arretrato

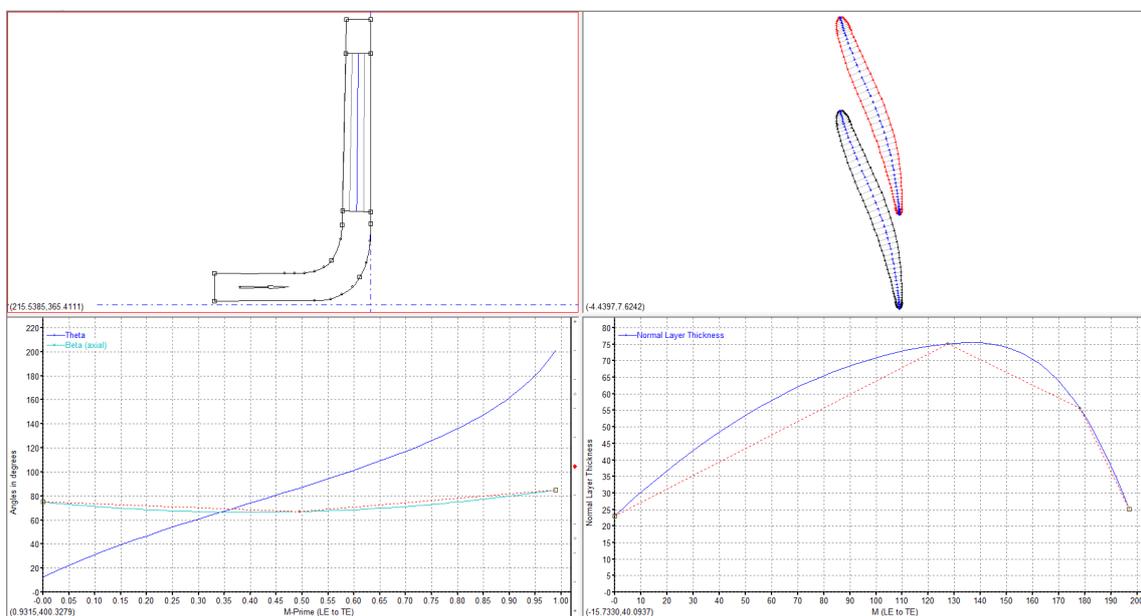


Figura 59: Geometria con bordo arretrato e corrente accelerante

Si nota che ora, in uscita, il flusso è sottoposto ad un minor gradiente di velocità, essendo stato accelerato a causa della sezione di attraversamento progressivamente ridotta lungo il condotto.

Le curve caratteristiche corrispondenti sono riportate in Fig.61.

Mentre l'andamento della prevalenza, seppur diminuendo in generale con la portata, presenta un'irregolarità (probabilmente dovuta ad un errore numerico causato dai modelli semplificati utilizzati), l'efficienza totale rimane pressoché costante per portate superiori a 25 kg/s. L'efficienza dalla potenza presenta nuovamente un andamento non ben definito.

In generale, come si nota dalle curve caratteristiche, la maggior regolarità del flusso per questa conformazione di girante non porta ad un miglioramento delle prestazioni a causa, anche, delle maggiori velocità e, dunque, dei maggiori attriti che si generano.

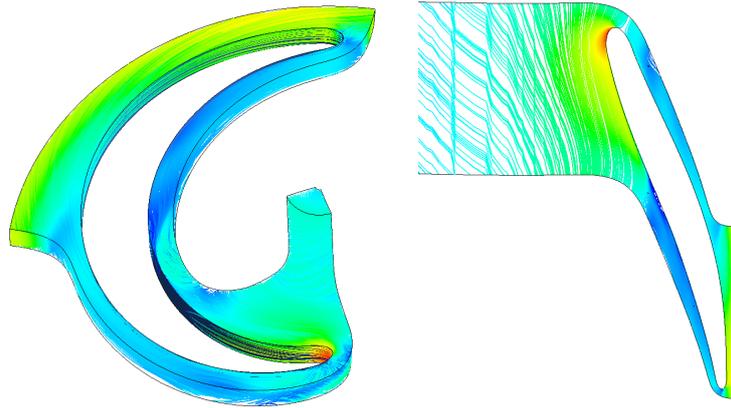


Figura 60: Linee di flusso per la girante con bordo arretrato e corrente accelerante

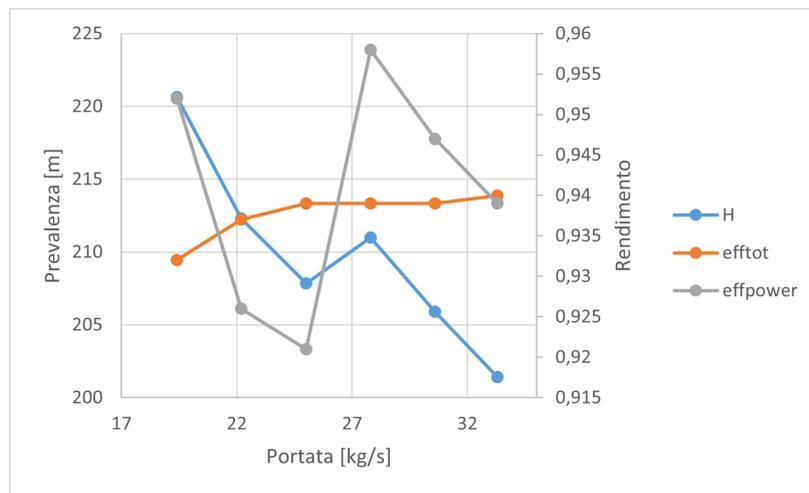


Figura 61: Curve caratteristiche per la girante a 4 pale con bordo arretrato e corrente accelerante

6.3.6 Geometria a 5 pale [e]

Si propone, infine, un'ultima girante caratterizzata da una geometria simile a quella precedente ma a 5 pale (Fig.62). Essendoci 5 condotti interpallari il fluido viene guidato meglio verso l'uscita, senza dover inspessire eccessivamente le pale.

Le linee di flusso nel caso della girante a 5 pale sono illustrate in Fig.63.

Questa geometria per la girante consente di guidare meglio il fluido, senza inspessire eccessivamente le pale. Per contro, le velocità di attraversamento maggiori si riflettono in maggiori dissipazioni viscose e il flusso, in ingresso, viene "tagliato" da 5 pale anziché 4 e ciò comporta ulteriori perdite per incidenza e una minore regolarità del campo di moto.

In Fig.64 le curve caratteristiche per la girante a 5 pale.

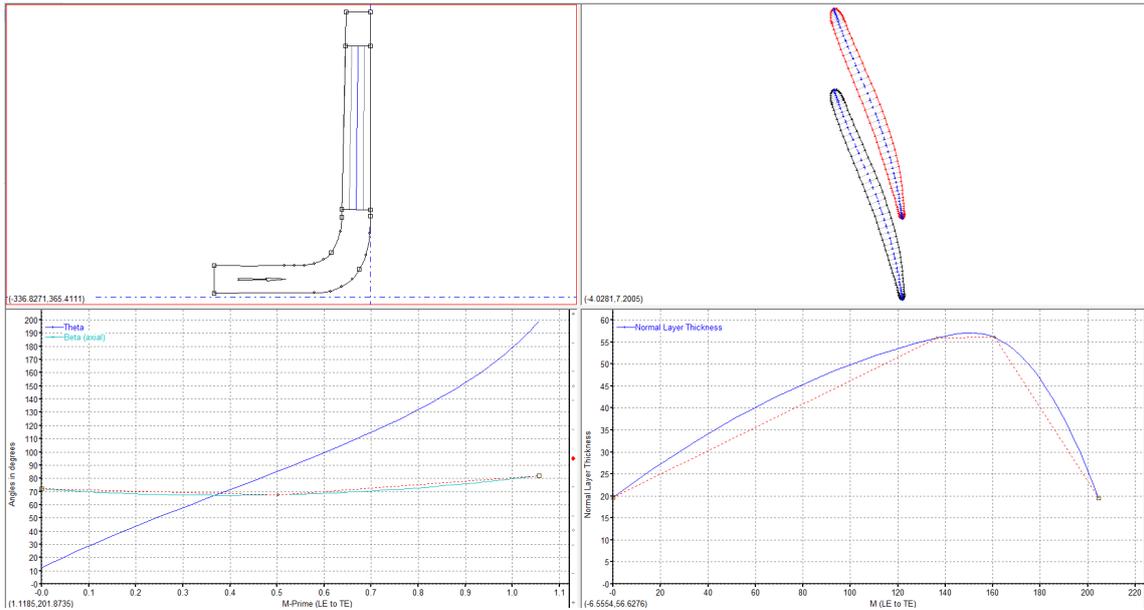


Figura 62: Geometria della girante a 5 pale

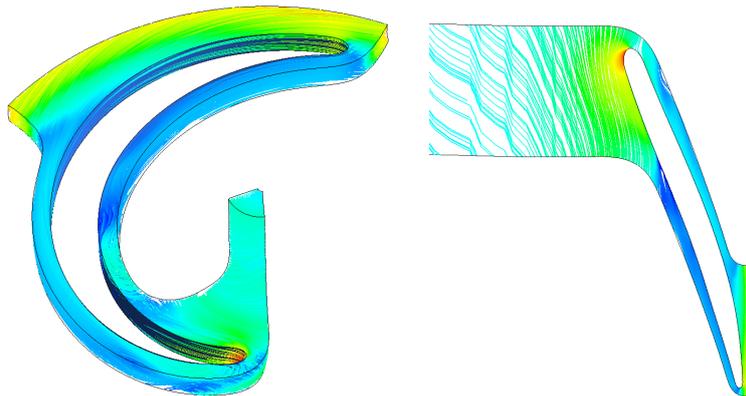


Figura 63: Linee di flusso per la girante a 5 pale

6.3.7 Confronto e scelta della geometria

Si riportano in Fig.65, a questo punto, le 5 geometrie proposte per la girante di questa macchina. Viene, ora, effettuato un confronto tra i valori di prevalenza (Fig.66), rendimento totale (Fig.67) e rendimento dalla potenza (Fig.68) delle 5 geometrie proposte.

Si osserva che, per quanto riguarda la prevalenza, la soluzione ottimale è la [c], seguita dalla [b].

La girante che presenta il valore più elevato di rendimento totale è la [b].

In riferimento al rendimento dalla potenza, per portate fuori progetto la [b] è la girante più prestazionale, mentre in condizioni di progetto la [c] e la [d] presentano i valori maggiori.

Prima di selezionare la girante ottimale per questa applicazione si effettua un'analisi del comportamento a cavitazione.

Si va, dunque, a rappresentare il volume di fluido che, per una pressione statica a monte pari a 1 atm, scende al di sotto di una pressione di 2333 Pa, ovvero la tensione di vapore dell'acqua a $20^{\circ}C$ (Fig.69).

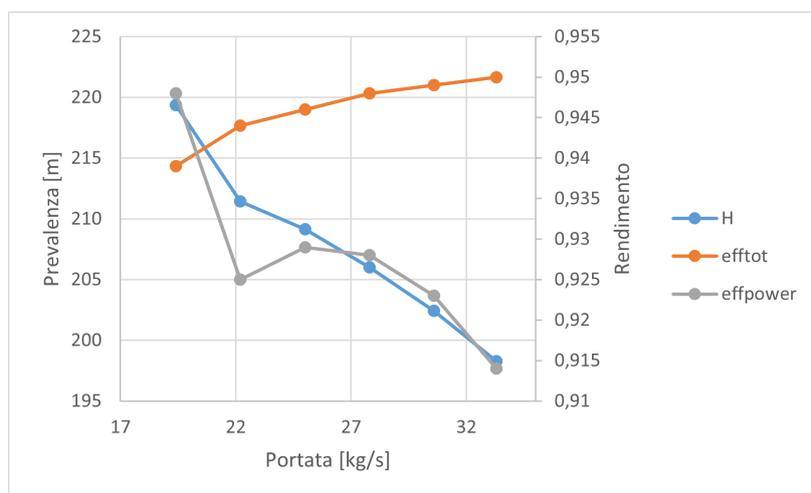


Figura 64: Curve caratteristiche per la geometria a 5 pale

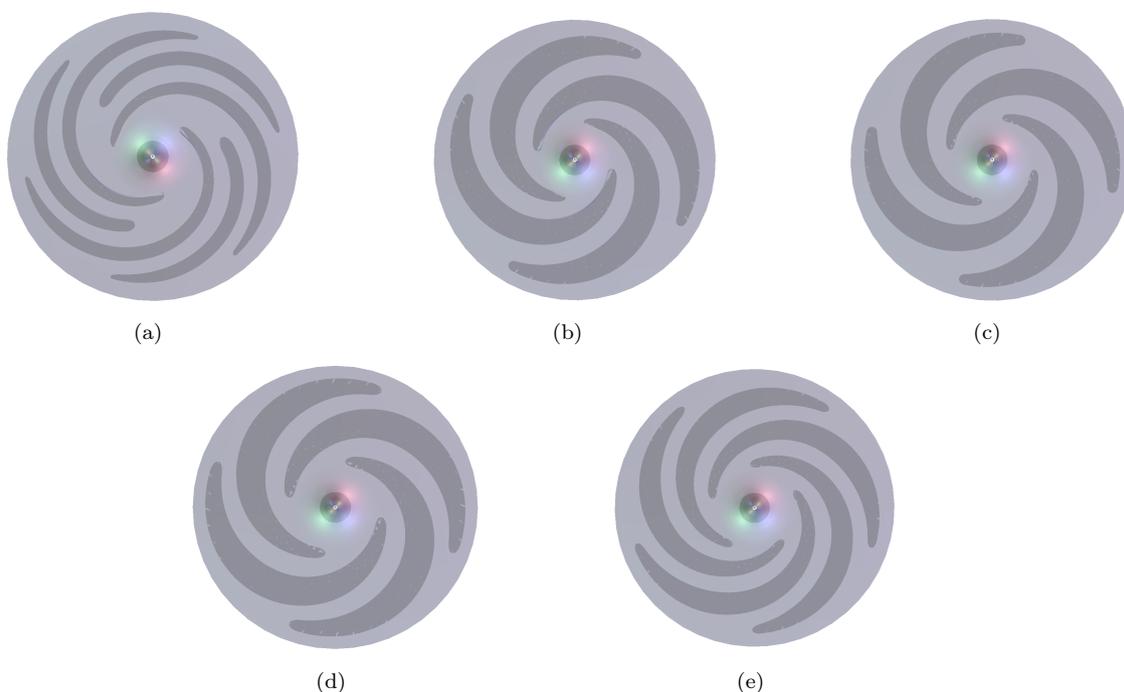


Figura 65: Vista circonferenziale per i 5 modelli di girante proposti

Bisogna puntualizzare che non è ancora stata stabilita la quota d'installazione della girante ma uno studio di questo tipo permette di capire velocemente quale geometria si comporta meglio a cavitazione.

Si nota a colpo d'occhio che la girante maggiormente soggetta a cavitazione è la [a].

La geometria che, invece, permette di ridurre maggiormente la zona soggetta a ipotetica cavitazione è la [b].

Fatte queste considerazioni, si escludono dapprima le giranti [a] (classificata anche come la peggiore a cavitazione) ed [e], non presentando particolari benefici per quanto riguarda l'efficienza totale, ed essendo le peggiori in riferimento alla prevalenza e al rendimento dalla potenza..

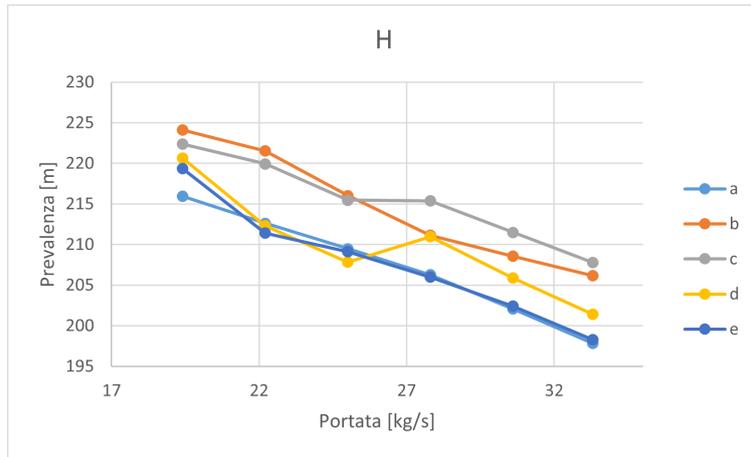


Figura 66: Prevalenza

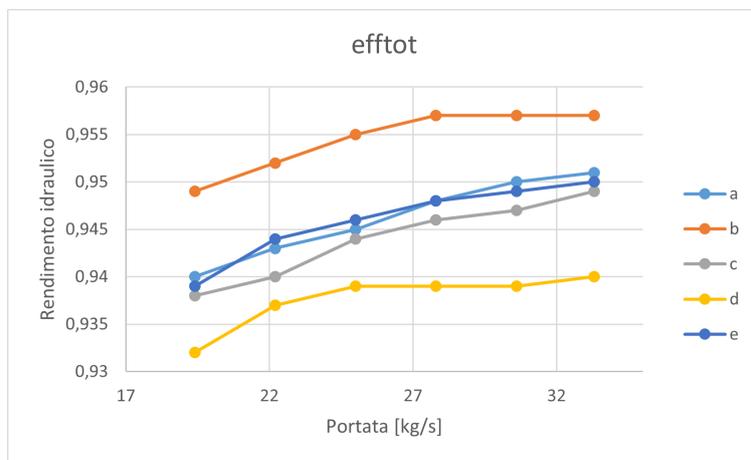


Figura 67: Efficienza totale

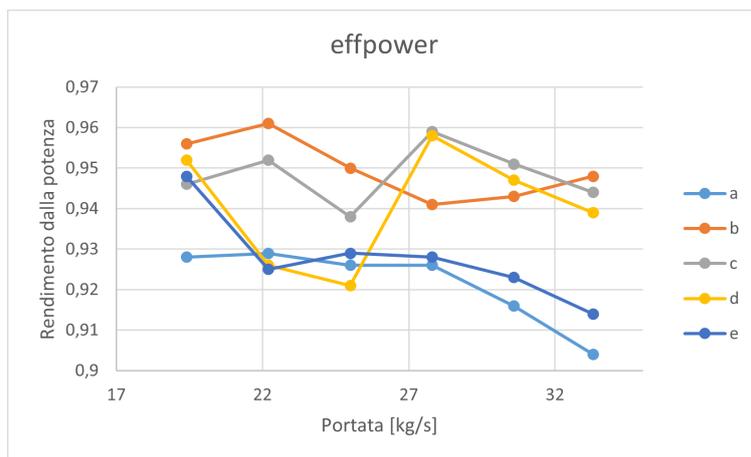


Figura 68: Efficienza dalla potenza

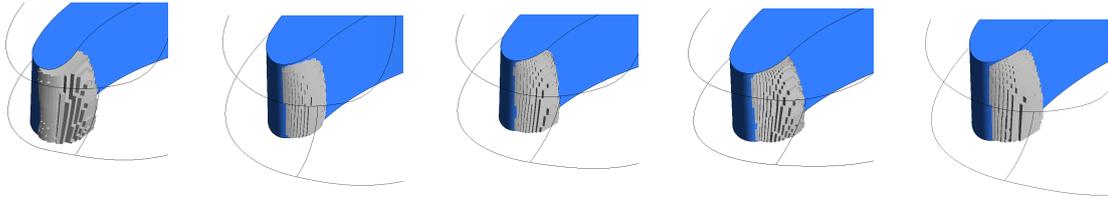


Figura 69: Da sx a dx, volume di fluido al di sotto della tensione di vapore dell'acqua a $20^{\circ}C$ per la girante [a],[b],[c],[d],[e]

Si esclude anche la soluzione [d], avendo i valori inferiori di prevalenza ed efficienza totale tra le 3 geometrie rimaste.

Infine, si nota che la girante [c] presenta valori superiori di prevalenza e di efficienza dalla potenza rispetto alla [b], che però presenta l'efficienza totale maggiore.

Si decide, dunque, di optare per la girante [c].

6.4 Voluta

La voluta è quell'organo idraulico che ha il compito di trasformare l'energia cinetica del fluido in uscita dalla girante in pressione, con la minor dissipazione di energia possibile.

Si parte con l'idea di implementare una voluta a chiocciola, ma bisogna decidere quale tipologia adottare.

Innanzitutto bisogna considerare la forza radiale che agisce sulla girante a causa della distribuzione non omogenea della velocità nella voluta in condizioni fuori progetto. In particolare questa forza è tanto più grande quanto maggiore è la prevalenza e, dunque, il diametro esterno della girante.

In questo caso, la macchina in questione fornisce una prevalenza molto alta rispetto alla portata che elabora, dunque si potrebbe adottare una voluta a doppia camera che permetterebbe di bilanciare in parte questa forza radiale e, dunque, ridurre le vibrazioni della pompa centrifuga. In Fig.70 è riportato il confronto tra le due soluzioni.

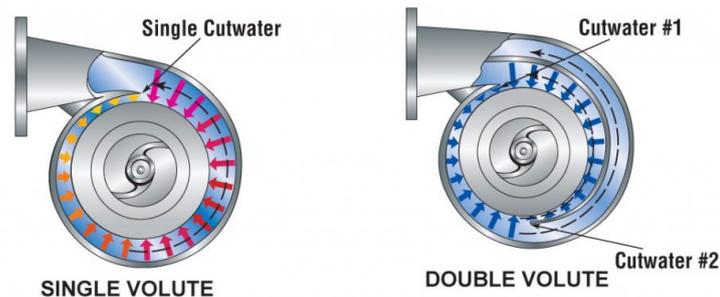


Figura 70: Pompa centrifuga a singola e doppia voluta [8]

Nonostante questa soluzione permetta di bilanciare le forze radiali e di irrigidire strutturalmente la voluta, non è possibile implementarla nella macchina in questione. Dovendo garantire un passaggio solido di 30 mm, infatti, dividere la voluta in due camere porterebbe a dover adottare sezioni di attraversamento della voluta eccessivamente estese.

Ora, una volta confermata la scelta di una voluta a camera singola, bisogna scegliere la tipologia più adatta alla macchina in questione. In particolare si possono confrontare, in base al tipo di voluta e al valore di portata rispetto a quella nominale, le zone maggiormente sottoposte ad usura in caso di fluidi con solidi abrasivi in sospensione (Fig.71). In particolare "T" sta per "Tight cutwater", "C" per "Conventional", "A" per "Annular" e "OB" per "Odd ball".

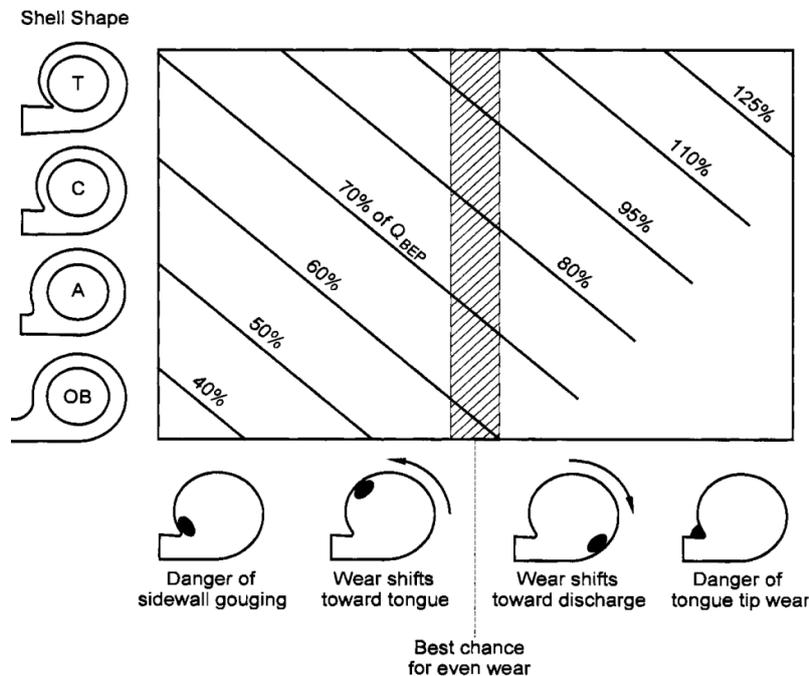


Figura 71: Usura della voluta per le 4 tipologie riportate [17]

Passando dalla tipologia "T" a "C" ad "A" ad "OB", a parità di percentuale della portata nominale, l'usura si sposta dalla superficie laterale della lingua della voluta, alle zone intermedie (meno pericolose) fino all'estremità della lingua stessa. Per una data tipologia di voluta, all'aumentare della portata, la zona maggiormente soggetta ad usura si sposta in modo analogo.

Si è optato per la voluta di tipo "C" poiché, essendo caratterizzata da aree di passaggio progressivamente crescenti, permette di ottenere una distribuzione di velocità omogenea in condizioni di progetto. Si è esclusa la tipologia "T" poiché una lingua della voluta troppo vicina al bordo d'uscita delle pale avrebbe pregiudicato il passaggio solido di 30 mm.

A questo punto, bisogna scegliere il valore di velocità che, idealmente, assume il fluido lungo tutta la voluta.

Il fluido in uscita dalla girante è caratterizzato da una velocità dell'ordine di ≈ 50 m/s, dunque la velocità all'interno della voluta non dovrebbe differire troppo da quest'ultima per evitare rallentamenti improvvisi del fluido. In questo caso però, essendo il fluido carico di particelle abrasive, si decide di adottare una velocità nella voluta (principale responsabile dell'usura) relativamente bassa, pari a 5 m/s.

Dunque, partendo dalla sezione circolare più piccola, in prossimità della lingua della voluta, di diametro 30 mm (sempre per garantire il passaggio solido da progetto) e dalla velocità scelta pari a 5 m/s, si calcola la portata Q_{gola} presente in questa zona della voluta:

$$Q_{gola} = 5 \text{ m/s} \cdot \pi \cdot 0.015^2 = 0.003534 \text{ m}^3/\text{s} \quad (28)$$

A questo punto si calcola la portata che fluisce attraverso ogni sezione, in funzione della coordinata angolare ϕ , considerando che in 360° la pompa rilascia tutta la sua portata nominale:

$$Q_\phi = \frac{\phi}{360^\circ} \cdot Q_{nom} \quad (29)$$

con $Q_{nom} = 100 \text{ m}^3/\text{h} = 0.02778 \text{ m}^3/\text{s}$

Ora, per ogni coordinata angolare, si può calcolare l'area di passaggio come:

$$A_\phi = \frac{Q_\phi + Q_{gola}}{5 \text{ m/s}} \quad (30)$$

Da cui si ricava il raggio della rispettiva sezione circolare:

$$r_\phi = \sqrt{A_\phi/\pi} \quad (31)$$

A questo punto è possibile raccordare (per esempio mediante un loft) le diverse sezioni circolari e si ottiene la voluta di Fig.72.

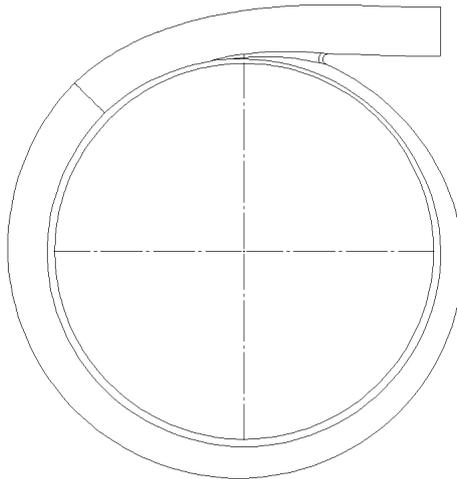


Figura 72: Volume fluido della voluta

6.4.1 Impostazione analisi numerica

A questo punto si introduce il volume fluido della voluta su Ansys CFX che, insieme a quello della girante renderà possibile stimare le prestazioni della macchina.

Come prima cosa bisogna selezionare il tipo di accoppiamento tra girante e voluta. In particolare, questo può essere di tre tipi:

- **Mixing plane:** L'interfaccia tra rotore e statore media tutte le grandezze in direzione angolare. Dunque, il solutore dapprima risolve il campo di moto all'interno della girante e, successivamente, trasmette le grandezze mediate all'interfaccia allo statore, sotto forma di condizioni al contorno. Questa soluzione è meno dispendiosa dal punto di vista della numerosità delle celle computazionali poiché è sufficiente introdurre un unico passaggio interpalare,

essendo le grandezze mediate in un giro completo. Utilizzare un'interfaccia di tipo mixing pane è efficace nel caso in cui si vogliono conoscere le prestazioni medie della macchina, come prevalenza e rendimento. Questa interfaccia non permette, infatti, di cogliere le pulsazioni delle varie grandezze dovute allo scorrere delle pale.

- **Frozen rotor:** In questo caso l'interfaccia tra rotore e statore trasmette le grandezze così come sono, punto per punto. E' necessario, dunque, implementare una mesh della girante completa, con tutti i suoi passaggi interpallari. Questa tipologia di interfaccia permette di studiare l'interazione tra rotore e statore in modo molto più accurato, poiché vengono trasmesse tutte le oscillazioni, turbolenze, disomogeneità del moto dalla girante alla voluta, senza venire mediate in alcun modo. Utilizzare un'interfaccia frozen rotor può risultare, invece, inadatto se si vogliono studiare le prestazioni medie della macchina, specialmente se queste sono caratterizzate da oscillazioni nel tempo molto ampie. Infatti, per ottenere la curva caratteristica di una macchina utilizzando questa interfaccia, sarebbe necessario simulare il campo di moto con la girante in diverse posizioni relative rispetto alla voluta, e poi mediare i risultati.
- **Sliding mesh:** L'interfaccia si comporta allo stesso modo di quella nel frozen rotor, trasmettendo il campo di moto punto per punto, con la differenza che, mentre utilizzando il frozen rotor si ottiene una simulazione stazionaria, implementando un'interfaccia sliding mesh si introduce una simulazione tempovariante. Come dice la parola, infatti, la mesh della girante scorre rispetto a quella della voluta ad ogni istante temporale che viene risolto, ottenendo le prestazioni della macchina in funzione del tempo. Questo metodo è molto dispendioso dal punto di vista computazionale ma permette un'analisi notevolmente accurata del comportamento della macchina. Se l'obiettivo è quello di ricavare le prestazioni della macchina, come prevalenza e rendimento, è necessario mediare i risultati ottenuti nel tempo.

Si decide di implementare un'interfaccia di tipo frozen rotor poiché, nonostante non sia la più adatta al calcolo delle prestazioni medie della macchina, permette di studiare con maggiore precisione l'interazione tra girante e voluta.

Per quanto riguarda le condizioni al contorno si implementa sempre una condizione di portata massica in ingresso e pressione statica in uscita.

Per evitare la prerotazione del fluido in ingresso, dovuta al moto rotatorio delle superfici che delimitano il dominio fluido in una zona che non sarà in rotazione durante il funzionamento della macchina, si separa questa zona dal resto della girante e la si mantiene fissa. Tra questa zona fissa in ingresso e la girante si adotta nuovamente un'interfaccia di tipo frozen rotor.

In Fig.73 la prerotazione delle linee di flusso alla corona di una delle simulazioni della girante con un solo condotto interpallare.

Bisogna fare un appunto sulla validità di questi risultati. La simulazione così come è impostata permette di analizzare con relativa precisione l'interazione tra la girante e la voluta e come si comporta la macchina nel suo complesso. I risultati ottenuti, però, sono da considerarsi solo indicativi delle prestazioni della pompa. Per motivi di tempistiche e di peso computazionale non è stato possibile effettuare analisi di convergenza della mesh, né analisi di convergenza del modello di turbolenza. Inoltre, non è stato possibile confrontare i risultati numerici con dei risultati empirici. Infine, per ottenere con precisione i punti delle curve caratteristiche della pompa idraulica, sarebbe stato necessario, come già riportato precedentemente nella sezione relativa al frozen rotor, effettuare più simulazioni per ogni valore di portata, con la girante in differenti posizioni angolari rispetto alla voluta.

In ogni caso i risultati numerici ottenuti permettono di comprendere il comportamento del fluido all'interno della macchina e di conoscere le prestazioni presunte della stessa, a partire dalle quali è possibile effettuare la progettazione meccanica.

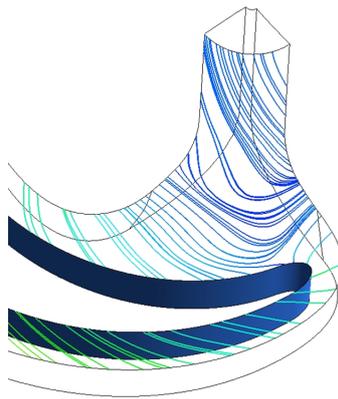


Figura 73: Prerotazione delle linee di flusso alla corona

6.4.2 Analisi risultati

Come prima cosa si osserva l'andamento delle varie grandezze rappresentative del moto del fluido per la portata di progetto, in modo tale da farsi un'idea qualitativa del funzionamento della macchina.

In Fig.74 i campi di pressione statica e totale in vista circonferenziale.

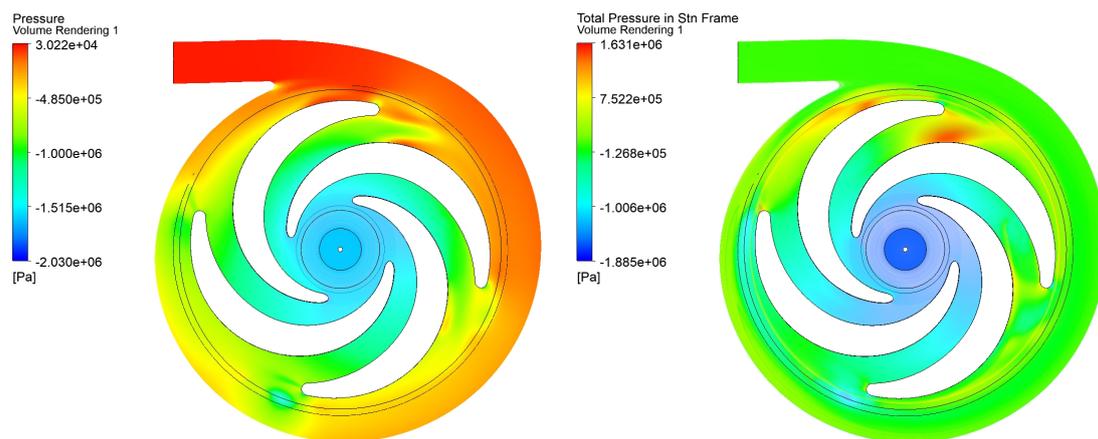


Figura 74: Campo di pressione statica (sx) e di pressione totale (dx)

Si osserva che la pressione statica aumenta abbastanza gradualmente all'interno del condotto interpalare. All'uscita della girante la pressione non subisce variazioni repentine, fatta eccezione per la pala vicina alla lingua della voluta: in questa zona, come si vedrà dalle linee di flusso, si creano notevoli turbolenze dettate dall'interazione tra la pala e la lingua stessa.

Per quanto riguarda la pressione totale, anche questa è caratterizzata da un incremento regolare all'interno dei condotti interpalari quindi il fluido assorbe energia dalla girante in modo omogeneo. L'unica irregolarità è presente nuovamente nella zona superiore della girante, vicina alla lingua della voluta, in corrispondenza della quale la pressione statica subisce un aumento improvviso.

In Fig.75 i campi di velocità assoluta ed energia cinetica turbolenta.

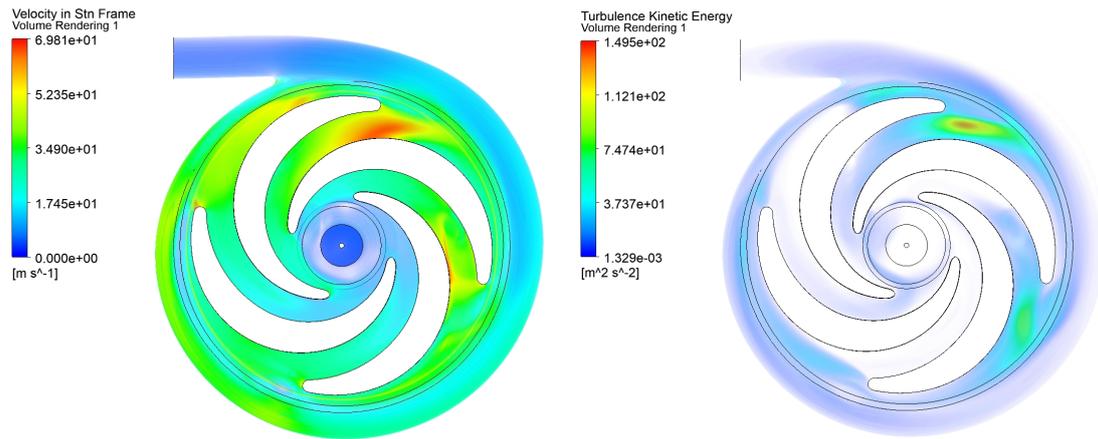


Figura 75: Campo di velocità assoluta (sx) e di energia cinetica turbolenta (dx)

Come si poteva già osservare dal campo di pressione, non si ottiene una velocità costante del flusso all'interno della voluta, nonostante le sezioni di passaggio fossero state dimensionate con questo obiettivo. La voluta in questo caso rallenta il fluido, anche in modo abbastanza omogeneo, il che può essere un vantaggio dal punto di vista della regolarità del moto ma porta a maggiori spinte radiali agenti sulla girante ed ad un'usura concentrata della voluta.

Come ci si aspettava, la zona della girante soggetta a maggiori irregolarità nei campi di pressione e velocità è anche quella che presenta valori di energia cinetica turbolenta più elevati.

Infine la rappresentazione delle linee di flusso della velocità relativa, riportata in Fig.76, che rende visivamente l'idea delle turbolenze a cui è soggetto il flusso nella zona critica precedentemente citata. Inoltre si nota che, utilizzando un volume fluido separato stazionario per la zona di ingresso, si elimina il problema della prerotazione.

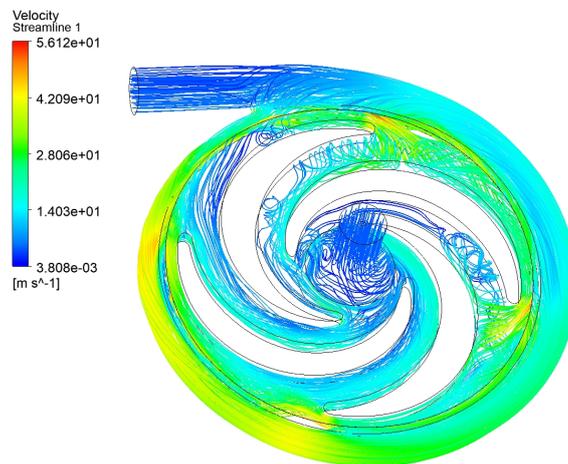


Figura 76: Linee di flusso della velocità relativa

Per quanto riguarda la cavitazione bisogna fare alcune considerazioni. Nelle analisi preliminari si era visto che la macchina, se in aspirazione è presente una pressione di 1 atm, è caratterizzata da zone, seppure ridotte, in cui il fluido scende al di sotto della tensione di

vapore a temperatura ambiente.

Si vuole dunque, alla luce delle simulazioni accoppiate girante-voluta, quantificare nuovamente il volume di fluido soggetto a possibile cavitazione, e visualizzare la riduzione di questo installando la macchina sottobattente di 5 m.

La condizione al contorno di pressione in uscita dalla voluta pari a 0 Pa porta ad avere una pressione in ingresso di -1.633 MPa.

Si ipotizzi che la macchina sia installata alla stessa quota del serbatoio, il quale non è in pressione dunque il fluido in ingresso è a pressione ambiente, e si consideri che la tensione di vapore dell'acqua a 24°C è pari a 3 KPa. La diminuzione di pressione, rispetto a quella in ingresso, alla quale deve essere soggetto il fluido per cavitare è pari a:

$$\Delta P = 101325 - 3000 = 98 \text{ KPa} \quad (32)$$

Dunque, partendo da una pressione in ingresso di -1.633 MPa, il volume fluido a rischio cavitazione si trova al di sotto della pressione di:

$$P_{min}^{0m} = -1.633 - 0.098 = -1.731 \text{ MPa} \quad (33)$$

Se invece si installa la macchina sottobattente di 5 m, equivalenti ad una pressione di 49 KPa, la pressione alla quale il fluido inizia a cavitare, partendo da una pressione in ingresso di -1.633 MPa, è pari a:

$$P_{min}^{5m} = -1.731 - 0.049 = -1.78 \text{ MPa} \quad (34)$$

In Fig.77 il confronto del volume di fluido soggetto a cavitazione, ovvero caratterizzato da pressione inferiore a P_{min} sopra calcolata, nel caso in cui la pompa sia installata alla stessa quota del serbatoio oppure sottobattente.

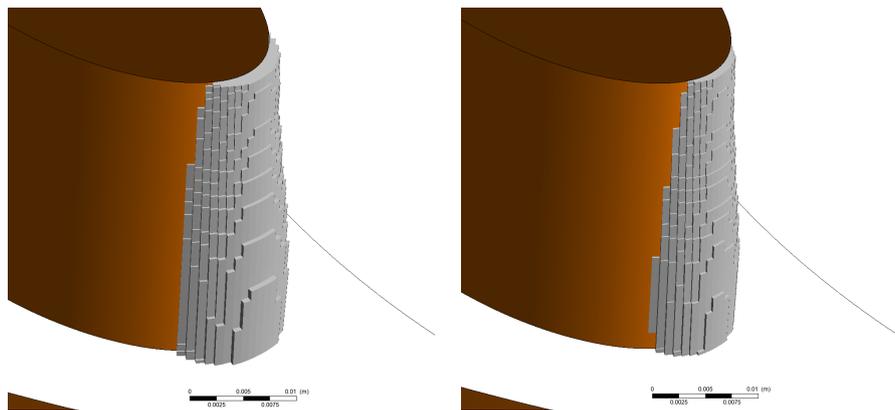


Figura 77: Volume fluido cavitante nel caso di sottobattente nullo (sx) e sottobattente pari a 5 m (dx)

Si nota, come prima cosa, che l'annullamento della prerotazione del flusso in ingresso sposta la zona soggetta a cavitazione da una posizione laterale (vedi Fig.69) ad una posizione più frontale. Questo fenomeno è dovuto alla diversa incidenza della velocità con il bordo d'ingresso della pala: la prerotazione, infatti, conferiva al fluido una velocità relativa caratterizzata da una componente tangenziale

inferiore.

Si osserva, poi, che il volume fluido soggetto a possibile cavitazione nel caso si adotti un sottobattente pari a 5 m si riduce notevolmente. Si decide, dunque, di optare per un'installazione sottobattente di 5 m, che permette anche di controbilanciare in parte la spinta assiale grazie alla differente pressione agente alle due estremità dell'albero. L'installazione sottobattente, che rende necessaria una prevalenza di 5 m superiore per portare il fluido ad una stessa quota, non è strettamente necessaria per questa pompa ma può portare ad una vita superiore della girante conseguente ad una minore usura del bordo d'ingresso.

6.5 Curve caratteristiche

A questo punto, si vogliono stimare le curve caratteristiche della macchina, per comprenderne anche il comportamento in condizioni fuori progetto.

Vengono effettuate delle simulazioni con differenti valori di portata, per analizzare la conseguente variazione di prevalenza e di rendimento.

In particolare, le seguenti curve sono state ricavate mediante un'interpolazione polinomiale di ordine 2 di 5 simulazioni con portate differenti. Per la curva interpolante è stato scelto un ordine 2 poiché, data la natura incerta dei valori numerici derivanti dalle simulazioni, non avrebbe avuto senso selezionare un ordine superiore.

In Fig.78 sono riportate le curve caratteristiche della pompa centrifuga.

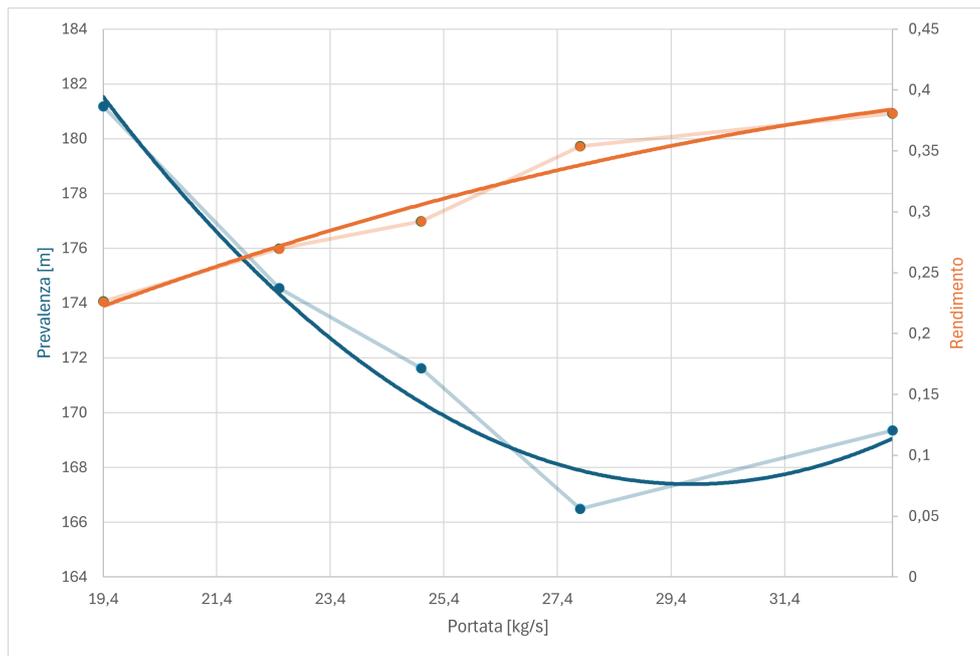


Figura 78: Curve caratteristiche della pompa centrifuga

Bisogna premettere nuovamente che non è stato possibile validare il modello di calcolo delle simulazioni fluidodinamiche dalle quali sono stati estrapolati questi punti operativi della macchina, dunque non si è certi della veridicità e del riscontro sperimentale dei valori numerici riportati. Le curve caratteristiche ottenute, però, forniscono una stima delle prestazioni della pompa e del suo comportamento al variare della portata.

A valori di portata inferiori a quella di progetto, pari a 27.8 kg/s, all'aumentare della stessa, il rendimento aumenta e la prevalenza cala. Questo comportamento è tipico della maggior parte delle macchine di questa tipologia.

Il rendimento però, anziché raggiungere un massimo in corrispondenza del punto operativo di progetto e successivamente diminuire, assume un andamento crescente in tutto il range di portate analizzate.

Questa tendenza positiva del rendimento è strettamente collegata alla curva della prevalenza che, superata la portata di 27.8 kg/s, passa da un gradiente negativo ad uno positivo e torna a risalire.

Il comportamento anomalo della macchina può trovare una spiegazione nelle condizioni operative insolite della stessa. Infatti, oltre a dover mantenere un passaggio solido di 30 mm, questa pompa centrifuga svolge il lavoro che normalmente sarebbe affidato a più pompe in serie.

La macchina si ritrova ad avere una sezione di passaggio molto più ampia del normale, dunque è intrinsecamente adatta a portate superiori rispetto a quella di progetto. Non ci si deve meravigliare, dunque, se un aumento del valore di portata è benefico sia per il rendimento che per la prevalenza.

Osservando le linee di flusso bidimensionali in una sezione intermedia al condotto (Fig.79) si nota che, durante il funzionamento ad una portata di 27.8 kg/s, tra la pala in prossimità della lingua della voluta e la lingua stessa si crea una vorticità che perturba il campo di moto. Questa vorticità scompare per una portata superiore, pari a 33.3 kg/s.

Si nota inoltre che, dall'altro lato della stessa pala, è presente un elevato distacco di vena fluida quando la macchina opera ad una portata di 27.8 kg/s. Durante il funzionamento a 33.3 kg/s questo ricircolo è comunque presente ma è caratterizzato da un'entità minore.

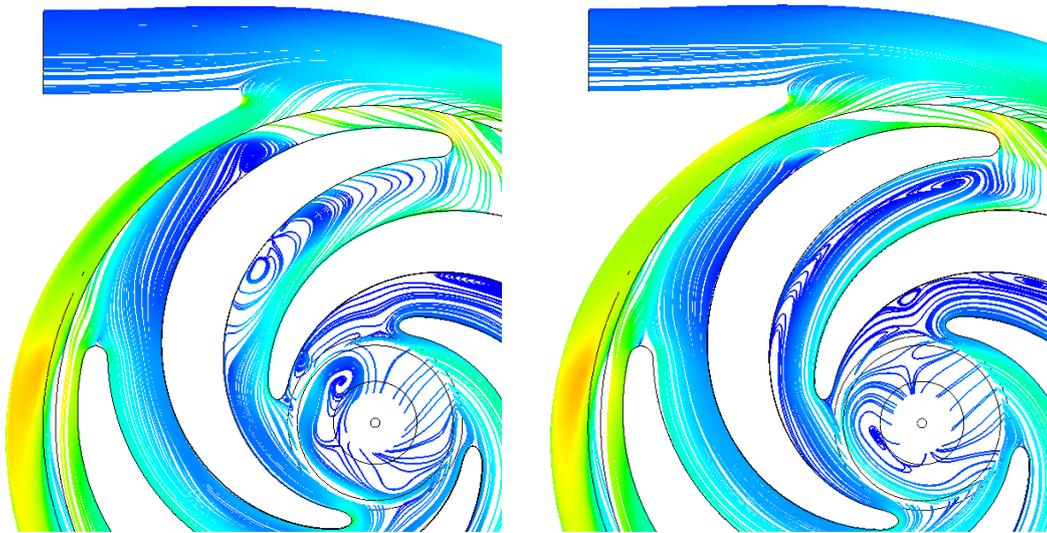


Figura 79: Linee di flusso per una portata di 27.8 kg/s (sx) e di 33.3 kg/s

Nel complesso, dunque, la portata di 33.3 kg/s è caratterizzata da un deflusso più regolare rispetto al caso di 27.8 kg/s, e questo può giustificare l'andamento anomalo delle curve caratteristiche.

Dal punto di vista delle prestazioni generali della pompa, questa riesce a far fronte abbondantemente al valore di prevalenza richiesto. La macchina però, come ci si aspettava, è caratterizzata da un rendimento molto scarso. In particolare l'introduzione della voluta nelle simulazioni fluidodinamiche porta ad un incremento notevole delle perdite, che si riflettono in una riduzione del rendimento superiore al 60% rispetto a quello ottenuto mediante le simulazioni della sola girante.

7 Rivestimento parte idraulica

Una volta modellata e analizzata la parte idraulica della macchina e verificate le prestazioni della stessa si procede con il rivestimento di quest'ultima. Ovvero bisogna passare dal volume fluido della girante e della voluta alla macchina completa.

Bisogna specificare che la progettazione e il dimensionamento della pompa idraulica in questa trattazione saranno di carattere concettuale e preliminare, poiché prima di mandare un progetto di questo tipo in produzione è necessario effettuare molte analisi specifiche (come delle simulazioni accoppiate fluidodinamiche/strutturali) e considerare molti altri aspetti che esulano dallo scopo di questa trattazione.

7.1 Materiale

Come prima cosa si prende in considerazione il materiale con il quale si vuole realizzare la macchina.

Come già visto nel capitolo di selezione del materiale le soluzioni sono diverse, ognuna caratterizzata da pro e contro. La scelta del materiale viene fatta considerando gli obiettivi specifici della pompa in questione.

Le due soluzioni costruttive principali, in questo caso, sono: adottare un metallo relativamente economico per la macchina, rivestendo le superfici bagnate dal fluido con un materiale elastomerico in grado di assorbire l'energia cinetica delle particelle; optare per una ghisa bianca alto-legata al cromo, che presenta un'ottima resistenza all'usura.

Poiché il rivestimento elastomerico in presenza di particelle grossolane è caratterizzato da un tasso di usura troppo elevato si opta per la ghisa al cromo-molibdeno. Quest'ultima, caratterizzata da un contenuto di cromo pari a $16 \div 26\%$ e da un contenuto di molibdeno di $0.5 \div 2.5\%$, presenta una struttura martensitica con carburi complessi di FeCr e offre una durezza Brinell pari a $650 \div 830$ HB.

7.2 Girante

La girante è l'elemento della pompa centrifuga che trasferisce effettivamente la potenza derivante dal motore al fluido.

7.2.1 Tipologie

La composizione dei fluidi caratterizzati da solidi al loro interno può variare notevolmente. Questi possono contenere solidi abrasivi (come nel caso della pompa centrifuga in esame), sostanze filamentose o schiumose, solidi spugnosi e molto altro.

La girante, dunque, dovrebbe essere adatta alla composizione specifica del fluido operativo, in modo da prevenire l'intasamento, garantire una lunga vita utile della macchina e fornire un'efficienza adeguata.

Di seguito sono riportate le principali tipologie di giranti utilizzate per la movimentazione di solidi in sospensione, suddivise in due categorie: giranti chiuse e giranti aperte [24].

GIRANTI APERTE : sono un tipo di giranti prive di copertura frontale (corona). La struttura aperta riduce il rischio di intasamenti e facilita il passaggio dei materiali.

Girante a flusso libero: le pompe centrifughe con girante a flusso libero sono utilizzate principalmente per acque reflue contenenti sostanze solide, fibre lunghe, solidi grossolani o gas intrappolati.

Le giranti a flusso libero offrono il passaggio più ampio rispetto a tutti gli altri tipi di giranti per la movimentazione di solidi in sospensione disponibili. Sono particolarmente adatte, quindi, per fluidi con un elevato contenuto di gas e sabbia.

In Fig.80 un esempio di girante a flusso libero.



Figura 80: Girante a flusso libero [24]

Girante diagonale a pala singola: questa tipologia di girante è realizzata per gestire acque reflue grezze, liquami e fanghi, caratterizzati da sostanze solide, fibre e gas intrappolati.

Questa girante è caratterizzata da un ampio passaggio libero, ma inferiore rispetto a quello di una girante a flusso libero ed è particolarmente adatta ad operare con fluidi dall'elevata viscosità.

In Fig.81 una girante diagonale a pala singola.



Figura 81: Girante diagonale a pala singola [24]

Girante radiale a più pale: viene utilizzata per gestire la stessa tipologia di fluidi di una girante diagonale a pala singola.

La girante radiale a più pale, però, è adatta a gestire solidi di dimensioni più piccole e viene implementata laddove sia richiesta una maggiore pressione o un flusso più stabile rispetto ad una girante diagonale a pala singola.

In Fig.82 è riportata una girante radiale a più pale.



Figura 82: Girante radiale a più pale [24]

Girante con taglienti: Questa girante presenta delle lame o degli elementi di taglio che frammentano i materiali solidi presenti nel fluido, prevenendo l'intasamento.

La girante con taglienti è particolarmente adatta in casi in cui il diametro della condotta di mandata sia particolarmente ridotto e, di conseguenza, a rischio intasamento.

In Fig.83 una girante con taglienti.



Figura 83: Girante con taglienti [24]

GIRANTI CHIUSE : sono costituite da pale racchiuse tra due dischi (mozzo e corona), formando un percorso ben definito per il fluido. Offrono, in generale, un'efficienza maggiore rispetto alle giranti aperte e sono in grado di operare con valori di pressione superiori.

Girante a pala singola: questa tipologia di girante è utilizzata per acque reflue contenenti sostanze solide e fibre lunghe, nonché per fanghi e liquami.

In Fig.84 è illustrata una girante a pala singola.



Figura 84: Girante a pala singola [24]

Girante multicanale: La girante multicanale viene utilizzata per il trasporto di fluidi contaminati fangosi, carichi di solidi, che non contengano gas, materiale fibroso o filamentoso.

Questo tipo di girante è adatto anche per acque reflue pre-filtrate, acque reflue trattate meccanicamente, effluenti industriali e acque piovane.

La girante multicanale ha un rendimento elevato rispetto alle altre giranti per la movimentazione di solidi in sospensione presentate e viene adottata principalmente nel trasporto di fluidi con un elevato contenuto di sabbia.

E' riportata in Fig.85 una girante multicanale.



Figura 85: Girante multicanale [24]

7.2.2 Spessore

In generale, per stimare indicativamente l'ordine di grandezza dello spessore da adottare in tutte le zone della pompa bagnate dal liquido in pressione, si può calcolare lo spessore di un serbatoio in ghisa al cromo-molibdeno necessario a sopportare una pressione interna pari ad una colonna d'acqua di 150 m (circa pari alla prevalenza della pompa).

Si ipotizza, dunque, uno spessore di 15 mm e si calcola lo stato tensionale sulle pareti cilindriche di un serbatoio mediante la teoria dei gusci spessi. In Fig.86 la sezione di un guscio spesso soggetto a sola pressione interna.

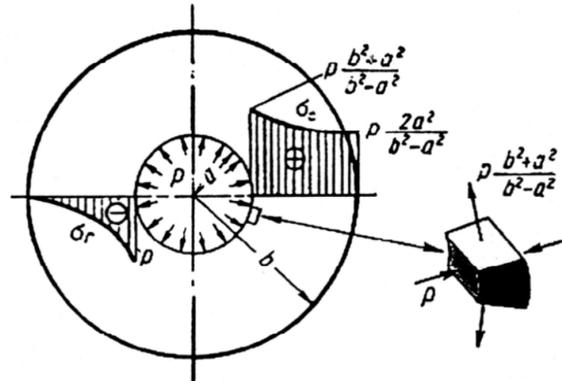


Figura 86: Guscio spesso soggetto a pressione interna [20]

Considerando le tensioni radiali, tangenziali e assiali e adottando il criterio di Tresca si ottiene una tensione equivalente al raggio interno (il più caricato) espressa dalla seguente formula:

$$\sigma_{eq}^{Tr} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_t - \sigma_r = p \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \quad (35)$$

Si nota facilmente che in questo caso, a parità di spessore, un raggio interno maggiore porta a una tensione più grande. A partire da questa considerazione si verifica, dunque, la sezione di passaggio circolare della voluta caratterizzata da raggio maggiore, ovvero quella di uscita (caratterizzata anche da valori di pressione statica maggiori rispetto al resto della voluta).

La voluta infatti, rispetto alla girante che, nonostante sia in rotazione, è più solida essendo rinforzata dalle pale che occupano gran parte della superficie, è più delicata dal punto di vista delle tensioni causate dalla pressione interna.

Si adotta, dunque, un valore per il raggio interno pari a $a \approx 45$ mm e per il raggio esterno di $b \approx 60$ mm.

Il valore della pressione è pari a quella generata da una colonna d'acqua di 150 m, ovvero pari a ≈ 1.52 MPa.

La tensione equivalente al raggio interno è pari a:

$$\sigma_{eq}^{Tr} \approx 7 \text{ MPa}$$

La pressione, dunque, genera delle tensioni molto contenute. Quindi, nonostante il calcolo della tensione equivalente in questo caso sia stato molto approssimato e generalizzato, adottando uno

spessore di 15 mm come spessore di riferimento per tutta la macchina si è più che certi che non ci saranno problemi strutturali di questo tipo.

La scelta dello spessore è, dunque, dettata dalla necessità di avere pareti non troppo sottili per resistere alla forte abrasione derivante dalle particelle solide in sospensione, che portano a sovradimensionare gli elementi bagnati dal fluido.

7.2.3 Attacco per l'albero

Per quanto riguarda l'attacco per l'albero, questo verrà dimensionato in seguito alla scelta del diametro di quest'ultimo. In questa fase, intanto, si decide quale tipologia di collegamento adottare tra albero e girante.

In particolare bisogna decidere se appoggiare l'albero alle estremità (mediante cuscinetti) e fissarlo alla girante in una zona intermedia (pompa ad aspirazione laterale) oppure appoggiarlo solo ad una estremità e fissarlo alla girante all'altra estremità (pompa ad aspirazione terminale).

La prima soluzione conferisce maggiore stabilità ma porta a maggiori ingombri, costi e difficoltà di manutenzione e costruttive. La soluzione caratterizzata dall'albero con la girante fissata alla sua estremità porta a maggiore usura delle tenute però è caratterizzata da un design più compatto, da costi più contenuti e da una manutenzione più semplice.

Si opta, dunque, per una soluzione ad aspirazione terminale per la compattezza e la maggior semplicità costruttiva. In particolare si adotta un fissaggio con filettatura, ovvero l'albero è semplicemente avvitato sulla girante (soluzione semplice ma efficace nella trasmissione della coppia dal motore alla girante). Il verso del filetto sarà, chiaramente, opposto al verso di rotazione della girante per evitare che si sviti durante il funzionamento.

7.2.4 Palette di espulsione

Per ridurre la spinta assiale dovuta alla differenza di pressione tra fronte e retro della girante è possibile introdurre dei fori di compensazione nella zona posteriore della girante (Fig.87) che permettano di ottenere una zona caratterizzata da pressione pari a quella di aspirazione. Questa soluzione, però, porta ad una grande usura in prossimità dell'anello che funge da tenuta meccanica, specialmente in presenza di solidi altamente abrasivi in sospensione.

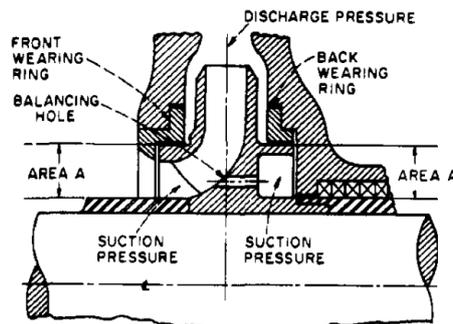


Figura 87: Girante con fori di compensazione [17]

Si opta, quindi, per l'implementazione di palette di espulsione.

In Fig.88 la distribuzione di pressione sulla girante senza e con l'utilizzo di palette di espulsione.

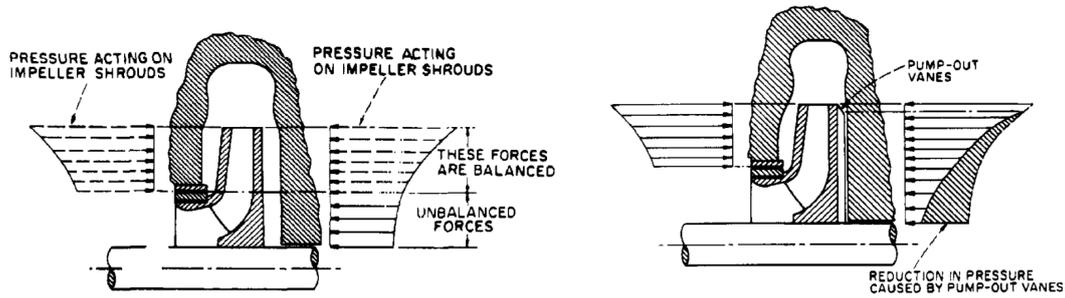


Figura 88: Distribuzione di pressione senza e con palette di espulsione [17]

Come si vede, le palette si comportano come una pompa centrifuga con la differenza che la pressione allo scarico è fissata da quella della macchina su cui sono montate, dunque il loro effetto è una riduzione della stessa in prossimità dell'albero.

Le palette, quindi, conferiscono velocità tangenziale al fluido che, per effetto centrifugo, viene spinto verso l'esterno, creando una zona di bassa pressione in prossimità dell'asse.

In Fig.89 le palette di espulsione per una pompa centrifuga per la movimentazione di solidi in sospensione.



Figura 89: Palette di espulsione per una pompa centrifuga per la movimentazione di solidi in sospensione [31]

Per le palette si sceglie un design puramente radiale per motivi di semplicità costruttiva.

7.2.5 Verifica a rotazione

Può essere utile avere un'idea dell'ordine di grandezza delle tensioni agenti sulla girante, unicamente dovute alla sua rotazione attorno all'asse.

A tal proposito si ipotizza di avere un disco di spessore sottile e costante, di raggio esterno pari a quello della girante ($r_e = 338$ mm), in rotazione ad una velocità angolare di 1500 giri/min, ovvero ω

= 157 rad/s.

A questo punto si introducono le formule per il calcolo della tensione radiale e tangenziale in un disco di spessore sottile, soggetto a sola rotazione:

- $\sigma_r = A - C\rho^2$ (36)

- $\sigma_t = A - D\rho^2$ (37)

Con:

- $C = \frac{3+\nu}{8} \cdot d \cdot \omega^2 \cdot r_e^2$ (38)

- $D = \frac{1+3\nu}{8} \cdot d \cdot \omega^2 \cdot r_e^2$ (39)

- "A" un coefficiente generico ricavabile dalle condizioni al contorno

- $\rho = \frac{r}{r_e}$ (40)

Inserendo il valore del raggio esterno e della velocità angolare, supponendo per la ghisa una densità $d = 7400 \text{ Kg/m}^3$ e un coefficiente di Poisson di $\nu = 0.23$, si trova:

- $C = 8.4 \text{ MPa}$

- $D = 4.4 \text{ MPa}$

Imponendo la condizione al contorno che tiene conto della tensione radiale al raggio esterno pari a zero (si vuole verificare solo la tensione dovuta alla rotazione) si ottiene:

- $\sigma_r = 8.4 - 8.4\rho^2$ (41)

- $\sigma_t = 8.4 - 4.4\rho^2$ (42)

Considerando che $0 < \rho < 1$ si conclude che la rotazione apporta tensioni radiali e tangenziali trascurabili.

In Fig.90 è riportata la geometria finale della girante.

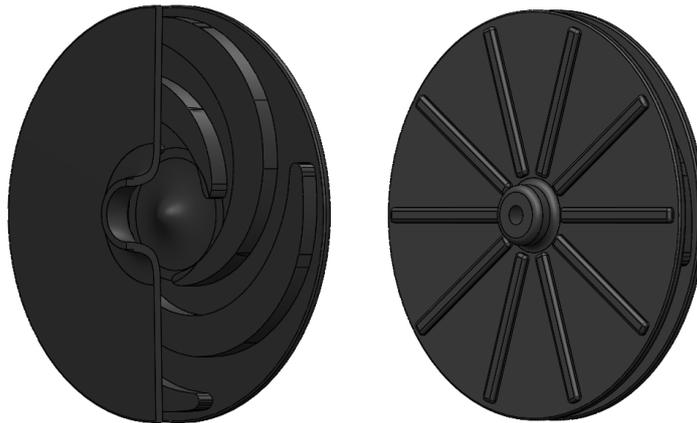


Figura 90: Girante con palette di espulsione

Si è optato per una girante chiusa multicanale per diversi motivi:

- **Riduzione dell'usura:** il mozzo e la corona proteggono l'estremità delle pale e la voluta dall'usura dovuta all'abrasione causata dalle particelle in sospensione.
- **Riduzione del trafilamento:** l'adozione di una girante chiusa permette, in generale, di ridurre il trafilamento del fluido operativo verso l'aspirazione.
- **Flusso più omogeneo e stabile:** il flusso, in una girante chiusa, attraversa un preciso condotto interpalare che gli permette di essere più stabile e regolare.
- **Riduzione delle vibrazioni:** la presenza della corona e del mozzo permettono di distribuire in modo più omogeneo le forze sulla girante, riducendone vibrazioni e rumore.
- **Riduzione dell'accumulo di particelle:** l'incanalamento del fluido in condotti chiusi permette di ridurre il rischio di accumuli di particelle all'interno della girante o del corpo pompa.
- **Migliore gestione delle alte pressioni:** le giranti chiuse, in generale, sono più adatte per pompe ad alta prevalenza.

7.3 Voluta

Per quanto riguarda lo spessore della voluta, questo viene scelto di 15 mm, come quello della girante (la verifica sullo spessore era stata eseguita proprio sulla voluta).

Dal punto di vista costruttivo bisogna decidere se optare per una voluta solida (solid casing), ottenuta mediante un unico fuso, o divisa a metà (split casing):

- **Solid casing:** Costituita da un unico blocco, presenta maggiore robustezza, minori perdite e dimensioni più compatte. D'altra parte presenta delle difficoltà e dei costi elevati di manutenzione.
- **Split casing:** La voluta è sezionata da un piano orizzontale (per una pompa orizzontale) ed è caratterizzata dal principale vantaggio di facilitare la manutenzione, essendo possibile accedere ai componenti interni senza disassemblare il tutto. Questa tipologia di voluta, però, presenta un costo maggiore, possibili perdite nella giunzione bullonata e dimensioni e peso elevati.

Si opta per una voluta solida per la sua robustezza e per cercare di ridurre il numero di tenute nella macchina (si vogliono ridurre le zone di possibile trafilamento, specialmente per via della natura abrasiva del fluido in questione). Inoltre può essere un vantaggio ridurre le dimensioni in una macchina con uno sviluppo radiale così elevato.

7.3.1 Viti di serraggio

Per quanto riguarda il serraggio della voluta, la serie circolare di viti soggetta al carico più gravoso è quella dal lato della corona della girante che si avvita al corpo voluta principale. Questa serie di viti deve, infatti, resistere ad una pressione pari a quella di mandata che insiste su una superficie ad anello con diametro esterno circa pari a quello della girante e diametro interno pari a quello dello spallamento della girante in aspirazione.

La forza totale che deve venire assorbita dalla serie circolare di viti considerando la prevalenza massima offerta dalla macchina (in corrispondenza della portata minima del range operativo) è, dunque, pari a:

$$F_t = \rho g H \cdot \pi (R_{girante}^2 - R_{spallamento}^2) = 617 \text{ kN} \quad (43)$$

Per sostenere questo notevole carico, generato dall'elevato sviluppo radiale della pompa, non è possibile implementare delle viti di diametro troppo elevato a causa del ridotto spessore su cui queste

devono far presa.

Si opta, dunque, per una serie di 20 viti M10 di classe di resistenza 12.9, in grado di sostenere un carico massimo di:

$$F_r = 20 \cdot 56300 = 1126 \text{ kN} \quad (44)$$

Le altre serie circolari di viti che tengono chiusa la cassa della pompa soggetta a pressione idraulica, sono sottoposte ad una forza molto inferiore rispetto a quella appena calcolata, dunque saranno caratterizzate da un numero di viti ridotto.

Oltre alle viti di regolazione della tenuta a premistoppa e dei dischi di ricoprimento delle guarnizioni dell'olio dei cuscinetti, è importante menzionare i grossi bulloni M16 che hanno il compito di fissare il corpo pompa e il relativo supporto al basamento. Questi necessitano di un'elevata resistenza poiché devono assorbire tutte le vibrazioni e gli sbilanciamenti della macchina durante il funzionamento.

7.3.2 Analisi strutturale della voluta

Il calcolo portato avanti precedentemente nella sezione riguardante lo spessore di riferimento della macchina era molto semplificato ed era applicabile solo nella sezione di uscita della voluta, in corrispondenza della quale questa diventa a tutti gli effetti una condotta circolare.

Lo spessore selezionato di 15 mm è stato esteso a tutti i componenti atti al contenimento del fluido in pressione poiché questo spessore era sovradimensionato per una semplice condotta circolare.

Ora è, però, necessario effettuare una verifica mediante un'analisi strutturale agli elementi finiti. La voluta nel suo complesso è, infatti, soggetta ad una notevole pressione che tende a deformarla verso l'esterno.

Dunque, utilizzando il software Ansys Mechanical, si è riportata una versione semplificata della geometria del corpo pompa. In particolare le superfici di contatto attraversate da viti sono state considerate come un unico corpo solido, solo stati eliminati i fori e la sezione circolare di passaggio della voluta è stata resa costante.

Prima di analizzare i risultati è bene puntualizzare che, a causa di limiti dettati dalla licenza studentesca del software utilizzato, non è stato possibile raffinare adeguatamente la mesh dunque non emergono le zone in cui è presente una concentrazione di tensioni. I risultati vanno interpretati come una stima della distribuzione delle tensioni nominali.

In Fig.91 la distribuzione di tensione equivalente di Von Mises e di deformazione totale.

Si nota che le tensioni risultano contenute, anche introducendo eventuali coefficienti per la concentrazione di tensioni. Il punto più critico, come ci si aspettava, consiste nella zona più esterna della sezione di passaggio del fluido, al diametro interno. Questa zona, infatti, riceve tutta la spinta assiale derivante dalla colonna di fluido che insiste sui dischi laterali della voluta, e deve far fronte ad un notevole momento flettente, visto l'elevato sviluppo radiale della macchina.

Nel complesso si stima che la voluta possa reggere la pressione interna.

Il corpo pompa, nel complesso, si presenta come in Fig.92.

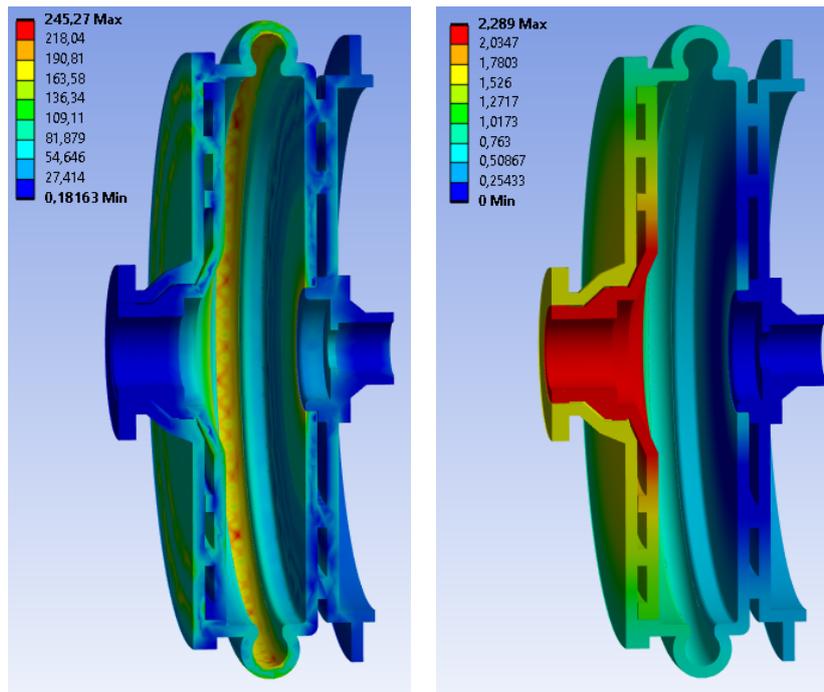


Figura 91: Tensione equivalente di Von Mises in MPa (sx) e deformazione totale in mm (dx)

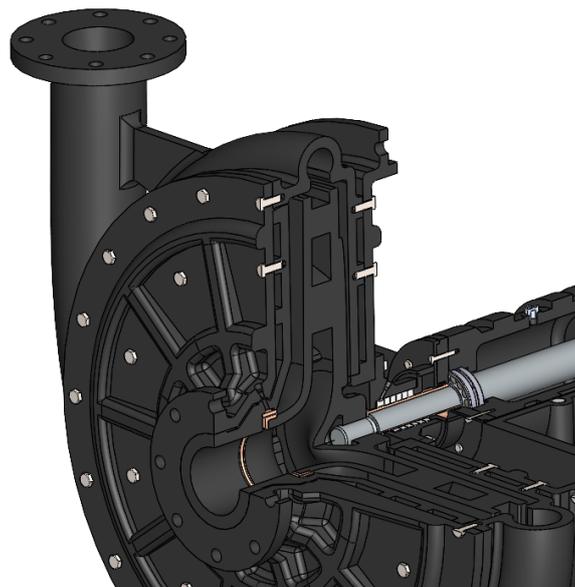


Figura 92: Corpo pompa

La voluta, in particolare, è stata rinforzata con numerose venature atte ad assorbire l'elevato momento flettente a cui è soggetta.

E' stato introdotto anche un elemento di supporto per la mandata, essendo una zona a rischio di deformazioni elevate.

Il corpo pompa è composto sia frontalmente che posteriormente da una doppia parete, che gli con-

ferisce robustezza e rigidità necessarie ad operare ad alta prevalenza con fluidi contenenti particelle. Questa soluzione permette, inoltre, di sostituire l'elemento frontale alla girante, una volta che questo viene usurato dal fluido abrasivo.

Infine, come illustrato in Fig.93, viene adottato un elevato raggio di raccordo per la lingua della voluta, essendo la zona più critica dal punto di vista dell'usura abrasiva.

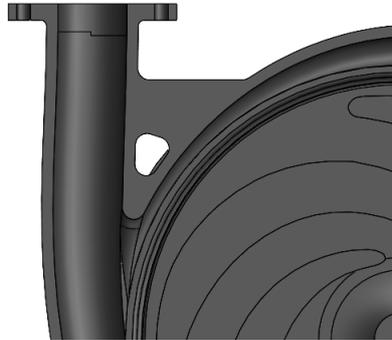


Figura 93: Lingua della voluta

7.4 Anello di usura

In una pompa idraulica operante con fluidi contenenti particelle abrasive, può tornare utile dal punto di vista economico implementare un anello di usura (Fig.94) in prossimità del giunto di perdita, formato dalla girante e dal corpo pompa. Questo anello si usura al posto del corpo pompa, che è molto più costoso da sostituire o riparare. Quando l'anello sarà eccessivamente usurato si sostituisce ad un costo relativamente contenuto.

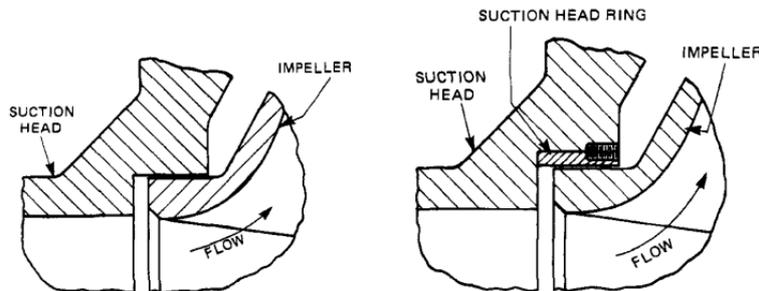


Figura 94: Giunto di perdita senza e con anello di usura [17]

Esistono numerosi tipi di anelli di usura, come quello ad anello singolo (in Fig.94) e a doppio anello (che protegge sia la girante che il corpo della macchina). Esistono anche anelli di usura a labirinto (caratterizzati da più giunti di perdita in serie in modo da diminuire la pressione in modo più graduale) intervallati da camere di scarico, necessarie a dissipare la velocità del fluido nei giunti di perdita, riducendone così l'azione abrasiva.

In generale, più grande è la pompa e più ci si può permettere di raffinare la tipologia di anello di usura. In macchine molto grandi, per esempio, si possono trovare dei fori d'ispezione, per misurare il gioco radiale dell'anello senza disassemblare la pompa.

Nel caso specifico in questione di una macchina che opera con fluidi contenenti particelle abrasive, viene spesso adottato un anello di usura flussato (vedi Fig.95). Questo anello è caratterizzato da un flusso in ingresso di acqua pulita ad una pressione maggiore di quella allo scarico della pompa. Questo flusso di acqua pulita in pressione, che viene distribuito per tutto lo sviluppo angolare dell'anello, fuoriesce in parte verso il condotto di aspirazione e in parte verso la camera di mandata ed ha il compito di evitare che le particelle abrasive entrino nel giunto di perdita.

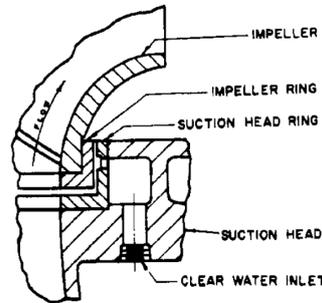


Figura 95: Anello di usura flussato [17]

L'anello di usura flussato singolo presenta, però, una distribuzione non uniforme di pressione all'interno del giunto di perdita (essendo molto differenti le pressioni all'aspirazione e alla mandata). Per ovviare a questo problema è possibile implementare un anello di usura flussato doppio, caratterizzato da una camera di distribuzione dell'acqua pulita che porta a due anelli di usura, uno più corto e con un gioco maggiore che è connesso con la mandata (per compensare alla pressione maggiore che ostacola il flusso di acqua pulita) e uno più lungo e con un gioco minore connesso all'aspirazione (per frenare il flusso di acqua pulita, soggetto ad una grande differenza di pressione).

In questo caso, avendo una macchina che opera con fluidi contenenti particelle abrasive, si opta per un anello di usura flussato. In particolare si sceglie di implementare la versione singola poiché, nonostante la soluzione a doppio anello permettesse una distribuzione uniforme del flusso di acqua pulita, questa è caratterizzata da una complessità troppo elevata per una pompa di queste dimensioni.

L'anello di usura selezionato è riportato in Fig.96.

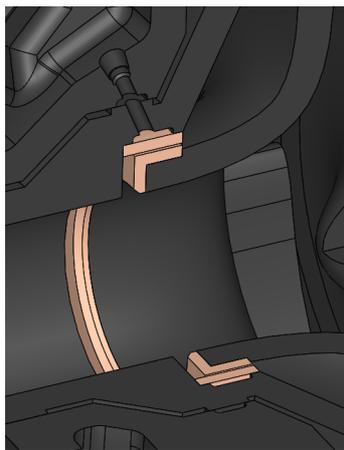


Figura 96: Anello di usura flussato

7.5 Albero

L'albero è l'organo meccanico responsabile del trasferimento della potenza, e quindi della coppia, dal motore alla girante e, dunque, deve sopportare una grande tensione a torsione

7.5.1 Materiale

I principali fattori di cui bisogna tenere conto nella scelta del materiale per un albero di una pompa idraulica (oltre alla resistenza meccanica a trazione) sono:

- Limite di fatica
- Resistenza alla corrosione
- Sensibilità all'intaglio

Il limite di fatica indica quello stato tensionale al di sotto del quale il componente meccanico può eseguire infiniti cicli di lavoro senza arrivare a rottura. Tenere in considerazione questo aspetto è molto importante poiché l'albero, specialmente in una pompa ad aspirazione terminale, è soggetto a flessione non indifferente (generata principalmente dalla distribuzione di pressione non omogenea attorno alla girante) che, unita ad un moto rotatorio, porta ad un ciclo di fatica per ogni giro.

Nella pratica il numero di cicli a rottura è fortemente influenzato dalla corrosione e dai punti di concentrazione delle tensioni come filettature, sedi per chiavette e spallamenti. Questi due fattori sono strettamente legati poiché le cricche, che possono essere generate dalla corrosione, fungono da concentratori di tensione.

In assenza di corrosione, esiste una resistenza approssimata tra limite di fatica e proprietà meccaniche. Si stima, infatti, che il limite di fatica sia approssimativamente la metà della resistenza a trazione del materiale stesso.

I materiali più utilizzati in questo ambito sono:

- **Acciaio non legato:** viene utilizzato quando la resistenza alla corrosione non è richiesta e quando possono essere accettate delle proprietà meccaniche inferiori.
- **Acciaio basso legato:** viene adottato quando le proprietà meccaniche dell'acciaio non legato non sono sufficienti (uno tra i più comuni è l'AISI 4140).
- **Acciaio inossidabile martensitico:** spesso di tipo 410, è una delle scelte principali quando è presente qualche meccanismo di corrosione e sono richieste buone proprietà meccaniche.
- **Acciaio inossidabile:** utilizzato quando è necessaria una migliore resistenza alla corrosione e buone proprietà meccaniche (tra questi si trova il Nitronic 50, austenitico, e il 17-4PH, indurente per precipitazione)

Si opta per un acciaio inossidabile AISI 410 bonificato, per le buone proprietà meccaniche e, in aggiunta, per la discreta resistenza alla corrosione.

Poiché la macchina opera con un fluido contenente particelle abrasive è, però, necessario effettuare un trattamento superficiale per indurire il primo strato dell'albero. Si potrebbe optare per un trattamento di carbocementazione, che offre minore durezza per una maggiore profondità, ma l'AISI 410 ha un contenuto di cromo di $\approx 12 \div 13\%$, il quale si lega con il carbonio a formare carburi stabili che possono ostacolare la diffusione dello stesso durante il trattamento. La carbocementazione, inoltre, ne pregiudicherebbe la resistenza alla corrosione.

Si decide, dunque, di effettuare un processo di nitrurazione, che conferisce una durezza maggiore seppur per una minore profondità.

7.5.2 Dimensionamento

Per stimare il diametro dell'albero necessario a trasferire la potenza con un certo margine di sicurezza, si svolge lo stesso procedimento effettuato nel dimensionamento preliminare della macchina. Questa volta, però, si utilizzano i valori di prevalenza e rendimento ottenuti mediante analisi numeriche fluidodinamiche. Inoltre è stato scelto un materiale specifico per l'albero, caratterizzato da una precisa tensione di snervamento.

Si considera, all'interno del range di portate entro il quale lavora la macchina, il punto operativo caratterizzato da una maggior potenza richiesta all'albero. In questo caso, la potenza maggiore è richiesta per portate più basse, in particolare per la portata minima prevista pari a 19.4 kg/s.

Si calcola, dunque, la potenza richiesta all'albero come segue (trascurando ulteriori perdite come quelle per trafilamento, attriti meccanici o quelle derivanti dall'introduzione delle palette di espulsione):

$$P = \frac{Q_v g H \rho}{\eta} \approx 150 \text{ kW} \quad (45)$$

A questo punto si può ricavare il momento torcente:

$$M_t = \frac{P}{\omega} = 955 \text{ Nm} \quad (46)$$

La resistenza a snervamento dell'acciaio AISI 410 bonificato è pari a 450 MPa dunque, adottando il criterio di Von Mises (adatto a materiali duttili) e utilizzando un coefficiente di sicurezza $\eta = 3$ (relativamente alto a causa delle potenziali vibrazioni, date le specifiche e la tipologia della pompa, e impatti generati dai solidi in sospensione) si stima lo sforzo di taglio ammissibile come segue:

$$\tau_{max} = \frac{450}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{3} = 87 \text{ MPa} \quad (47)$$

A questo punto, a partire dallo sforzo di taglio ammissibile, come già fatto in precedenza, si ottiene il diametro dell'albero:

$$D_{alb} = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\tau_{max}\pi}} \approx 38 \text{ mm} \quad (48)$$

Viene selezionato, dunque, un diametro normalizzato pari a 40 mm.

7.5.3 Boccola

Solitamente, specialmente in presenza di fluidi abrasivi, l'albero è protetto in corrispondenza della tenuta, dei cuscinetti e delle zone in cui è bagnato direttamente dal fluido da una o più boccole sostituibili.

E' necessario prestare attenzione alle possibili infiltrazioni di fluido tra la boccola e l'albero dunque, se è presente un giunto metallo su metallo, bisogna introdurre un dispositivo di tenuta come una guarnizione a "O" (Fig.97).

7.5.4 Dimensionamento chiavetta

Per il calettamento del motore all'albero si introduce una chiavetta di dimensioni standardizzate pari a 10x6x100 mm.

Si procede, ora, con la verifica statica della chiavetta che, a causa della coppia " $T = M_t$ " erogata dal motore, è soggetta ad una pressione laterale " p " ed uno sforzo di taglio " τ " (Fig.98).

Considerando $L = 100 \text{ mm}$, $b = 10 \text{ mm}$, $t_1 \approx t_2 = 3 \text{ mm}$, il diametro dell'albero $d = 33 \text{ mm}$ e una distribuzione uniforme di tensioni si ricava:

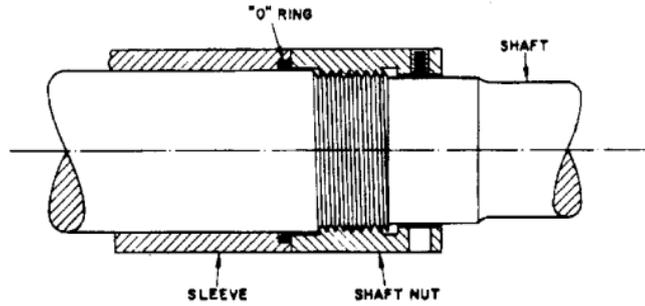


Figura 97: Boccola con dispositivo di tenuta [17]

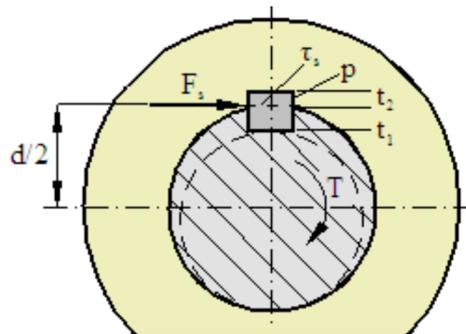


Figura 98: Sollecitazioni agenti sulla chiavetta dell'albero [30]

- $p = \frac{M_t}{d/2} \cdot \frac{1}{t_1 * L} = 193 \text{ MPa}$ (49)

- $\tau = \frac{M_t}{d/2} \cdot \frac{1}{b * L} = 58 \text{ MPa}$ (50)

Per la chiavetta si deve adottare un materiale caratterizzato da una resistenza non superiore a quella dell'albero. In caso di sovraccarico, infatti, la chiavetta deve arrivare a rottura prima dell'albero (essendo un componente molto più economico e facile da sostituire).

Si opta per lo stesso acciaio dell'albero, l'AISI 410 bonificato, caratterizzato da una tensione di snervamento pari a 450 MPa.

La chiavetta, dunque, nonostante le elevate tensioni a cui è sottoposta, riesce a trasmettere la coppia dal motore all'albero senza cedimenti strutturali.

In Fig.99 è illustrato l'albero di trasmissione.

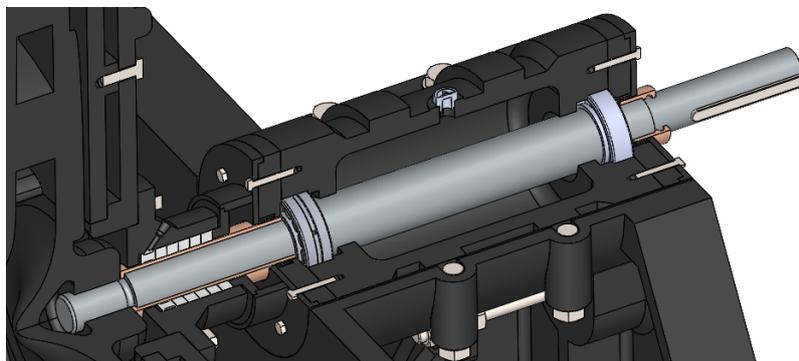


Figura 99: Albero di trasmissione

7.6 Tenute

Ogni macchina operante con fluidi in pressione necessita di componenti meccanici che impediscano al fluido di fuoriuscire dalla stessa. In particolare, nelle macchine rotanti, è necessario rendere ermetico il gioco tra un organo rotante (l'albero) e uno fisso (il corpo della macchina).

Esistono numerose soluzioni per ottenere questa ermeticità, ognuna progettata specificamente per soddisfare le esigenze di diverse tipologie di macchine.

7.6.1 Tenuta a premistoppa

La tenuta a premistoppa permette di controllare il trafilamento di fluido da dentro a fuori (o quello dell'aria da fuori a dentro se la pressione del fluido è inferiore a quella atmosferica), in corrispondenza del passaggio dell'albero attraverso il corpo pompa.

Le guarnizioni dalle quali è composta la tenuta si dividono in guarnizioni a compressione, automatiche o flottanti.

Le guarnizioni automatiche e flottanti non richiedono regolazioni del premistoppa (organo atto a comprimere la guarnizione) e sono utilizzate principalmente per componenti in moto alternativo. Le guarnizioni automatiche vengono attivate dalla pressione stessa di esercizio della macchina e si trovano sotto forma di anelli a "V" ad "U" oppure ad "O". Le guarnizioni flottanti comprendono fasce elastiche e anelli segmentali che spesso vengono compressi da una molla.

Le guarnizioni a compressione, invece, sono prevalentemente implementate su componenti in moto rotativo. Queste, come dice il nome, vengono compresse da un premistoppa che le fa aderire alla rispettiva sede presente nella struttura esterna (creando una tenuta statica) e le deforma facendole aderire all'albero (creando una tenuta dinamica). E' necessaria una piccola portata di trafilamento per raffreddare e lubrificare le guarnizioni. Spesso il liquido lubrificante è iniettato direttamente nella tenuta, in corrispondenza di un anello a lanterna.

In generale le guarnizioni devono far fronte ad eccentricità e disallineamenti dell'albero e compensare eventuali deformazioni termiche dei componenti, senza pregiudicare la tenuta.

In Fig.100 una tipica configurazione per una tenuta a premistoppa con guarnizioni a compressione.

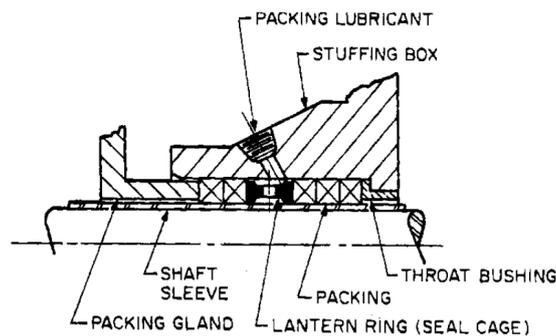


Figura 100: Tenuta a premistoppa con guarnizioni a compressione [17]

Si nota la presenza di tre anelli di guarnizione per isolare il fluido operativo dal fluido lubrificante della tenuta, e altri due anelli per separare il fluido lubrificante dall'atmosfera.

Per garantire il corretto funzionamento di questa tenuta il materiale di cui è composto l'albero o la rispettiva boccola, deve presentare una durezza superiore rispetto a quella degli anelli di tenuta.

I materiali di cui sono composte queste guarnizioni si possono suddividere in tre categorie principali:

- **Guarnizioni intrecciate:** realizzate in cotone, filamento di TFE, fibre aramidiche, poliammidi aromatiche e filamenti di grafite/carbonio. Possono venire impregnati con vari lubrificanti, presentano una struttura intrecciata che offre grande flessibilità. Infine questo tipo di struttura permette alla guarnizione di rimanere intatta anche se si usurano i filamenti al diametro interno della tenuta.
- **Grafite flessibile:** si trova sotto forma di nastri che vengono poi pressati sull'albero e presenta grande facilità di installazione e manutenzione, elevata adattabilità alle geometrie e alta resistenza alla temperatura e alle sostanze chimiche.
- **Guarnizioni metalliche:** i principali metalli utilizzati sono il babbitt (lega metallica), alluminio e rame in forma di filo o di lamine. Queste guarnizioni presentano una struttura interna flessibile costituita spesso da fibra di vetro intrecciata.

Per quanto riguarda i fluidi contenenti particelle abrasive, queste possono ridurre notevolmente la vita della tenuta a premistoppa se vengono a contatto con le guarnizioni, andando a usurare anche l'albero o la rispettiva boccola. Questo problema può essere risolto introducendo del liquido pulito attraverso l'anello a lanterna. Questo liquido pulito può provenire direttamente dalla mandata della pompa, passando attraverso un filtro o un separatore centrifugo, oppure può provenire da una sorgente esterna.

Una possibile configurazione per una tenuta a premistoppa con iniezione di liquido pulito (con separatore centrifugo) è riportata in Fig.101.

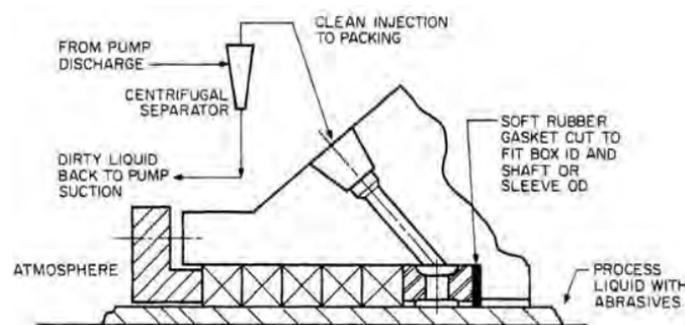


Figura 101: Tenuta a premistoppa con iniezione di liquido pulito mediante separatore centrifugo [17]

Come si vede in figura, per evitare di far entrare i solidi in sospensione in contatto con gli anelli di guarnizione, l'anello a lanterna che riceve il flusso di liquido pulito è posizionato all'estremità della tenuta a contatto con il fluido operativo.

7.6.2 Tenuta meccanica

Sono dispositivi atti a prevenire la fuoriuscita di fluidi o gas nella zona in cui l'albero attraversa il corpo pompa.

Le tenute meccaniche, non essendo flessibili come le tenute a premistoppa, subiscono molto l'influenza dei moti radiali e dell'espansione termica degli organi meccanici, che può portare ad un aumento

eccessivo del trafilamento. Per questo, la superficie di tenuta viene posizionata su un piano ortogonale all'asse di rotazione. In questo modo il gioco tra le facce della tenuta non viene influenzato da questi fattori. In particolare, questa soluzione permette di ottenere una distanza molto più piccola tra le facce della tenuta, riducendo notevolmente il trafilamento.

Tutte le tenute meccaniche presentano una faccia fissata al corpo pompa e una faccia fissata all'albero, che ruota con esso.

E' possibile classificare questo tipo di tenuta in due principali categorie (Fig.102):

- **Tenute a spinta:** hanno una faccia montata su una guarnizione flessibile che gli permette di muoversi in direzione assiale. L'organo predisposto all'isolamento è separato da quello che fornisce la spinta elastica.
- **Tenute a soffietto:** presentano una faccia montata su un gruppo a soffietto che funge sia da componente elastico, che sigillante.



Figura 102: Tenuta meccanica a spinta (sx) e a soffietto (dx) [19] [21]

Le tenute meccaniche moderne operano con uno strato di fluido di circa $0.5 \mu\text{m}$, dunque le facce della tenuta devono essere perfettamente planari. Ci sono, infatti, molti meccanismi che possono portare ad una deformazione di queste facce come il carico di azionamento, la forza di trascinamento della guarnizione, la pressione dovuta alle molle e gli accoppiamenti termici.

Il principale fenomeno che mette a rischio la planarità delle facce della tenuta meccanica è, però, la distorsione termica dovuta all'aumento di temperatura per attrito durante la rotazione. Questo aumento di temperatura è, infatti, non omogeneo poiché l'estremità della tenuta bagnata dal fluido operativo dissipa per convezione gran parte del calore. L'estremità della tenuta vicina all'albero, dunque, presenterà una temperatura superiore e subirà una dilatazione termica superiore.

In Fig.103 un esempio della distribuzione del profilo di temperatura (e della conseguente deformazione) per una tenuta meccanica durante l'utilizzo, ottenuta mediante analisi numerica.

Per ovviare a questo problema le tenute meccaniche sono spesso progettate in modo che le facce della tenuta tendano a deformarsi in direzione contraria rispetto a quella generata dalla disomogeneità di temperatura. Questa deformazione dipende dalla forma delle facce, dalle differenti pressioni che agiscono sui componenti della tenuta e dal modulo elastico del materiale di cui sono costituiti quest'ultimi.

La scelta del materiale per una tenuta meccanica è di fondamentale importanza. Nella maggior parte dei casi si opta per una faccia di scarsa durezza ed una faccia dalla durezza elevata. Questa combinazione di facce di durezza differente permette un'usura prevedibile della superficie, un basso coefficiente d'attrito e tolleranze più larghe nel contatto tra le facce. Solo nel caso in cui il fluido operativo sia fortemente abrasivo si sceglie per entrambe le facce un materiale di durezza elevata.

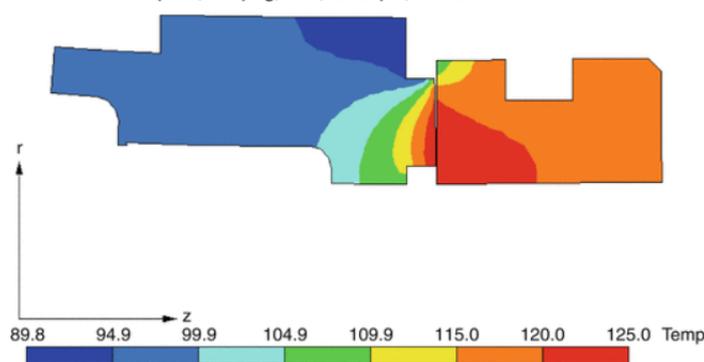


Figura 103: Profilo di temperatura e deformazione per una tenuta meccanica [18]

I materiali principalmente adottati per le tenute meccaniche sono:

- **Grafite impregnata di resina:** fornisce la migliore combinazione di basso attrito, resistenza all'usura e compatibilità chimica.
- **Grafite impregnata di metallo bassofondente:** l'impregnante metallico (di cui il più utilizzato è l'antimonio) conferisce alta resistenza, un modulo elastico superiore e migliore resistenza alla vescicazione (formazione di bolle a causa di stress termici e meccanici).
- **Carburo di silicio legato per reazione:** presenta una durezza eccellente, un'elevata conduttività termica, un alto modulo elastico e buone proprietà tribologiche.
- **Carburo di silicio auto-sinterizzato:** è caratterizzato dalle stesse proprietà del carburo di silicio legato per reazione ma presenta una resistenza chimica a qualsiasi fluido adatto ad una tenuta meccanica.
- **Carburo di tungsteno legato a nichel:** materiale molto denso e resistente, anche all'impatto.
- **Ossido di allumina:** presenta un'elevata durezza, un alto modulo elastico ed eccellente resistenza chimica. E' caratterizzato, però, da una conduttività termica relativamente bassa, che lo rende vulnerabile agli shock termici.

Per contenere i costi e per mantenere una certa flessibilità della tenuta, specie in presenza di fluidi contenenti particelle solide in sospensione che possono generare urti, si opta per una tenuta a premi-stoppa. In particolare si sceglie una tenuta a premistoppa flussata, con iniezione all'estremità della tenuta a contatto con il fluido operativo, per evitare abrasione eccessiva delle guarnizioni.

Per la tenuta a premistoppa sono state selezionate delle guarnizioni composte da fibre aramidiche ed ePTFE, particolarmente adatte per pompe operanti con fluidi contenenti particelle abrasive. Questo tipo di guarnizioni può operare correttamente fino ad una pressione di 20 bar, superiore a quella di mandata pari a ≈ 15 bar, e ammette una velocità tangenziale dell'albero di 10 m/s, superiore a 3.69 m/s, che si verifica in prossimità della superficie esterna della boccola sopra cui è posizionata la tenuta.

La tenuta selezionata per questa applicazione è riportata in Fig.104.

7.7 Cuscinetti

Il sistema di cuscinetti, in una pompa centrifuga, consiste in una serie di cuscinetti atti a sostenere le forze radiali e almeno un cuscinetto in grado di assorbire il carico assiale.

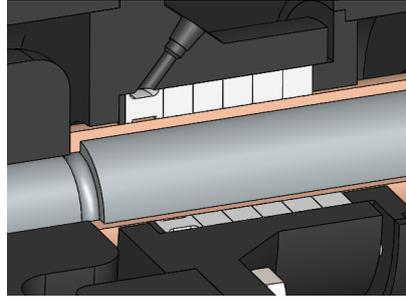


Figura 104: Tenuta a premistoppa flussata

Come già introdotto nella sezione sull'attacco dell'albero alla girante, esistono due metodi principali per sostenere i componenti rotanti per una pompa orizzontale: nel primo l'albero è caratterizzato da cuscinetti alle estremità e dalla girante in una posizione intermedia; nel secondo l'albero viene sostenuto da una estremità dal sistema di cuscinetti e all'altra estremità, a sbalzo, viene fissata la girante.

7.7.1 Cuscinetti volventi

Nella maggior parte delle pompe, vengono implementati dei cuscinetti volventi, ovvero caratterizzati da elementi rotanti al loro interno atti a ridurre gli attriti ma, anche, ad assorbire carichi radiali e/o assiali.

I cuscinetti volventi si possono suddividere in:

- **Cuscinetti a sfera:** questi si trovano in diverse configurazioni, come quelli a singola o a doppia corona, e con vari angoli di contatto che permettono di sostenere carichi puramente radiali, carichi combinati e carichi puramente assiali. Alcune volte i cuscinetti a sfera sono montati in coppia o anche tre insieme, per aumentare la capacità di assorbire carichi o per fare in modo che il sistema di cuscinetti possa sostenere carichi in diverse direzioni. La forma dell'elemento rotante, come dice il nome, è quella di una sfera dunque sono considerati cuscinetti a contatto puntuale. A causa della minima area di contatto, questi componenti non sono adatti a sostenere carichi particolarmente elevati.
- **Cuscinetti a rulli cilindrici:** sono in grado di assorbire carichi puramente radiali e sono considerati cuscinetti a contatto di linea, essendo l'elemento rotante cilindrico. L'area di contatto è, dunque, superiore rispetto ai cuscinetti a sfera e permette l'assorbimento di carichi più elevati. Sono disponibili solo a corona singola.
- **Cuscinetti a rulli conici:** permettono di sostenere carichi combinati radiali e assiali e il loro elemento rotante presenta una forma a tronco di cono. Anch'essi si trovano solo a singola corona ma devono essere montati a coppie per poter sostenere il carico assiale in entrambe le direzioni. Sono cuscinetti a contatto di linea dunque presentano una resistenza ai carichi più elevata dei cuscinetti a sfera.
- **Cuscinetti orientabili a rulli:** sono in grado di sostenere carichi misti radiali e assiali, anche se la resistenza al carico radiale è molto più elevata rispetto a quella al carico assiale. Si trovano solo in configurazione a doppia corona e la forma dell'elemento rotante è a botte. Questa forma particolare conferisce una superficie di contatto ovale, in grado di sostenere carichi molto elevati.

In generale, quando il carico o la velocità angolare supera le capacità dei cuscinetti volventi, si passa solitamente a cuscinetti idrodinamici.

7.7.2 Spinta assiale

Per la scelta dei cuscinetti è fondamentale stimare la spinta assiale agente sulla girante e, dunque, sull'albero. La spinta assiale, composta da molti contributi, in questa trattazione sarà ottenuta mediante calcoli approssimati, essendo sufficienti alla selezione del tipo di cuscinetti in un dimensionamento preliminare.

L'andamento qualitativo delle pressioni in una pompa radiale con albero sospeso e senza dispositivi per il bilanciamento delle forze assiali è riportato in Fig.105.

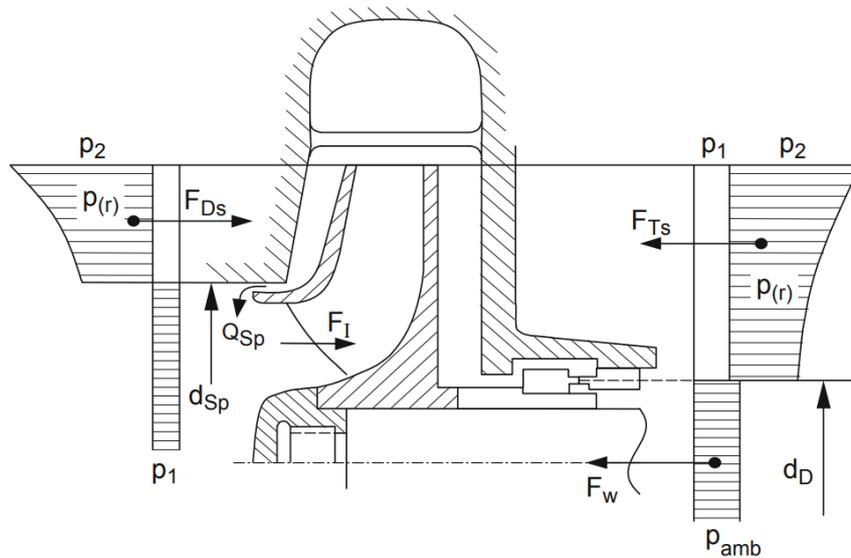


Figura 105: Distribuzione delle pressioni e delle forze assiali [14]

Per semplicità si considera la pressione P_2 costante e pari alla pressione alla mandata e si trascura a favore di sicurezza il contributo delle palette di espulsione.

Le principali forze in direzione assiale agenti sulla girante sono:

- **Spinta assiale dovuta alla variazione della quantità di moto:** il cambio di direzione, da assiale a radiale, del flusso in ingresso determina una spinta assiale la cui entità è stimabile mediante il calcolo seguente:

$$F_1 = \rho Q_v C_a = 121 \text{ N} \quad (51)$$

Con ρ la densità del fluido, Q_v la portata volumetrica e C_a la velocità assiale del flusso in ingresso.

- **Spinta assiale derivante dalle pressioni agenti ad un diametro maggiore di d_{Sp} :** le pressioni agenti su mozzo e corona della girante in questa zona si ritengono uguali ed opposte dunque il loro contributo complessivo alla spinta assiale è nullo.
- **Spinta assiale derivante dalle pressioni agenti ad un diametro inferiore di d_{Sp} :** la pressione all'aspirazione (pari ad una colonna d'acqua di 5 m se si opta per una installazione sottobattente) insiste su un'area di diametro pari a d_{Sp} . Al mozzo, invece, tra d_{Sp} e d_D agisce una pressione pari a P_2 , mentre sulla sezione circolare dell'albero di diametro d_D si ha una pressione pari a quella atmosferica. La spinta assiale risultante, dunque, può essere calcolata

nel modo seguente:

$$F_2 = (P_1 - P_2) \frac{\pi}{4} (d_{Sp}^2 - d_D^2) + (P_1 - P_{amb}) \frac{\pi}{4} d_D^2 = -8284 + 61 = -8223 \text{ N} \quad (52)$$

La spinta assiale complessiva agente sulla girante in condizioni di progetto è, quindi, pari a:

$$F_1 + F_2 = -8102 \text{ N} \quad (53)$$

Si osserva che, sia la spinta assiale dovuta all'inerzia del fluido in ingresso sia quella dovuta alla differenza di pressione alle estremità dell'albero, sono trascurabili rispetto alla forza generata dalla differenza di pressione agente sull'occhio della girante.

7.7.3 Spinta radiale

Come prima cosa è possibile calcolare numericamente la spinta radiale agente sulla girante a causa della distribuzione non omogenea di pressioni che si crea sulla voluta (Fig.106).

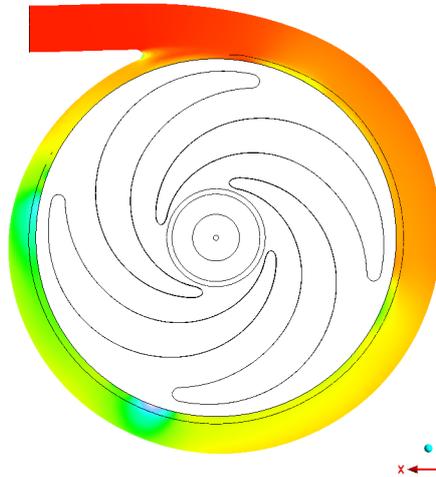


Figura 106: Distribuzione di pressioni non omogenea sulla voluta

E' possibile inserire due espressioni su Ansys CFX per ottenere la spinta radiale che insiste sul rotore in direzione X ed Y:

- $\text{areaInt}(\text{Pressure} * \text{Normal X}) @ \text{Entire Passage OUTFLOW} = 5617 \text{ N}$
- $\text{areaInt}(\text{Pressure} * \text{Normal Y}) @ \text{Entire Passage OUTFLOW} = -5940 \text{ N}$

Considerando di installare la pompa con l'asse Y di Fig.106 parallelo e opposto all'accelerazione di gravità è possibile calcolare la spinta radiale derivante dal peso stesso della girante. Il volume della girante si aggira intorno a 0.018 m^3 mentre la densità della ghisa di cui è costituita si stima a $\approx 7400 \text{ Kg/m}^3$ dunque la spinta radiale dovuta al peso è pari a:

$$P_Y \approx -133 \text{ Kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \approx -1300 \text{ N} \quad (54)$$

La spinta radiale, nel complesso, assume un valore pari a:

$$S_r \approx \sqrt{(5617)^2 + (-5940 - 1300)^2} \approx 9163 \text{ N} \quad (55)$$

Per la macchina in questione, caratterizzata da applicazioni pesanti che la rendono soggetta a vibrazioni e urti, si decide di implementare almeno un cuscinetto a contatto ovale che offra un'elevata superficie di contatto in grado di assorbire carichi notevoli di varia natura.

Si opta, dunque, per l'introduzione di un cuscinetto orientabile a rulli nell'appoggio più vicino alla girante, in grado di far fronte a carichi sia radiali che assiali e capace di adattarsi alle eventuali deformazioni o vibrazioni dell'albero.

Nel secondo punto di appoggio dell'albero si decide di implementare un cuscinetto a sfera per il costo contenuto e per i carichi relativamente ridotti che deve sopportare (la maggior parte della forza radiale e della forza assiale sono sostenute dal cuscinetto orientabile a rulli). In particolare si opta per un cuscinetto a sfera a gola profonda, caratterizzato da una configurazione molto simile a quella del cuscinetto a sfera classico, ma le sfere scorrono in gole più profonde conferendo maggiore stabilità, affidabilità e versatilità (essendo in grado di assorbire carichi assiali di moderata entità).

In Fig.107 sono riportati i cuscinetti selezionati per la macchina.

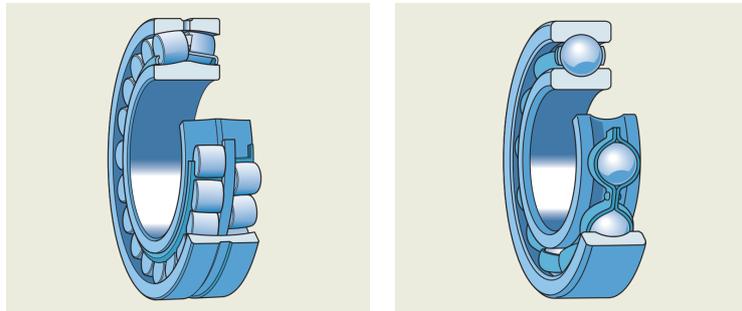


Figura 107: Cuscinetto orientabile a rulli (sx) e cuscinetto a sfera a gola profonda (dx) [37]

Il cuscinetto orientabile a rulli, da catalogo SKF, è in grado di sostenere un carico statico massimo di 90 kN ed è caratterizzato da una velocità massima ammissibile di 11 000 giri/min.

Il cuscinetto a sfera a gola profonda invece, sempre da catalogo SKF, può assorbire carichi statici fino a 19 kN e ammette velocità di rotazione fino a 18 000 giri/min.

Considerando che il cuscinetto a sfera assorbe solo forze radiali e trascurando il peso dell'albero, è possibile calcolare le reazioni vincolari dei cuscinetti (in rosso) agli sforzi applicati (in verde) (Fig.108).

I cuscinetti selezionati, caratterizzati da una velocità di rotazione massima superiore ai 1500 giri/min dell'albero, riescono ad assorbire i carichi a cui sono soggetti senza criticità.

In Fig.109 l'implementazione dei cuscinetti all'interno della macchina.

Si nota che è stata introdotta una coppia di tenute dell'olio per ogni lato della cassa dell'olio. Le tenute infatti, in casi come questo in cui la pompa opera con fluidi che generano forti vibrazioni e deformazioni, sono fortemente soggette ad usura. Introdurre una coppia di tenute aiuta ad evitare la fuoriuscita di olio anche in condizioni operative pesanti come queste.

In particolare, le tenute sono state implementate in una disposizione schiena contro schiena, per evitare accumuli di olio in pressione tra le due.

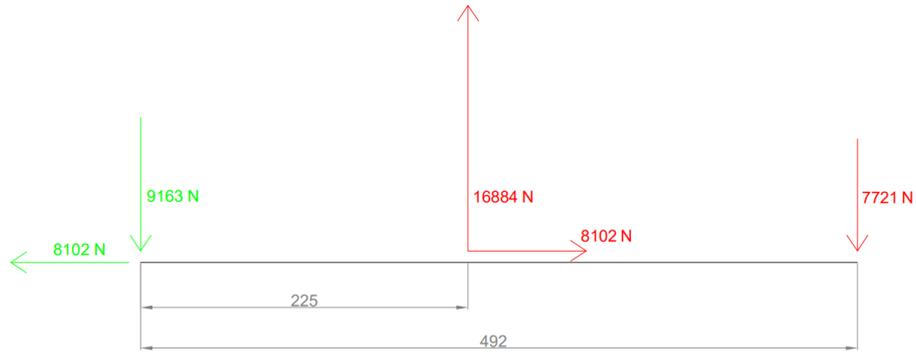


Figura 108: Reazioni vincolari sui cuscinetti

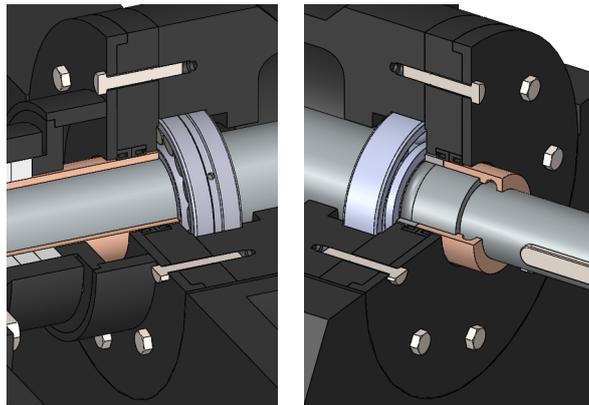


Figura 109: Cuscinetto orientabile a rulli (sx) e cuscinetto a sfera a gola profonda (dx)

7.8 Analisi albero

Trascurando nuovamente il peso dell'albero, è possibile riportare un semplice schema degli sforzi a cui questo è soggetto.

Si considera, dunque, una forza radiale di 9163 N e una forza assiale pari a 8102 N all'estremità. Il cuscinetto orientabile a rulli è sostituito da un vincolo a cerniera, mentre il cuscinetto a sfera da un carrello, considerando che assorbe solo carichi radiali.

Adottando questo schema si ottengono i grafici in Fig.110 di forza normale e momento flettente

Ipotizzando un diametro dell'albero costante e pari a 40 mm si ottengono i grafici di Fig.111 dello sforzo normale e dello sforzo dovuto alla flessione sulla parte superiore della sezione, quella maggiormente caricata a trazione.

Sommando i contributi di sforzo normale e sforzo flessionale massimo si ottiene uno sforzo massimo a cui è soggetto l'albero pari a circa 335 MPa.

Questo sforzo è meno della metà dello sforzo di rottura dell'acciaio inossidabile bonificato selezionato per l'albero. Nonostante questo, però, bisognerebbe analizzare le zone soggette a concentrazione di tensioni (come gli spallamenti e i raccordi) prima di poter stimare la vera tensione massima a cui è soggetto l'albero (e di conseguenza calcolarne il coefficiente di sicurezza e la vita a fatica).

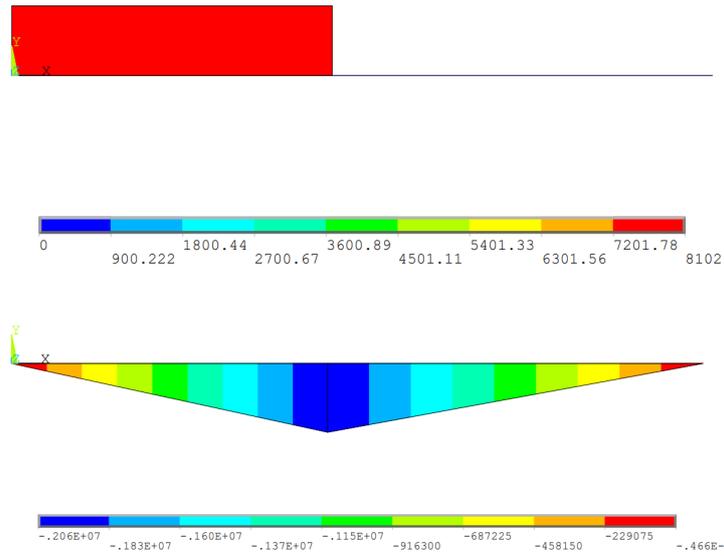


Figura 110: In alto la forza normale, in basso il momento flettente (in N e Nmm)

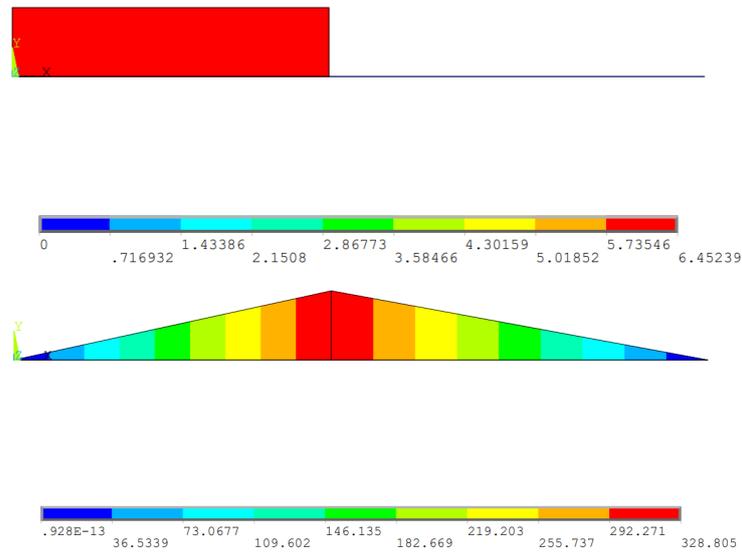


Figura 111: In alto lo sforzo normale, in basso lo sforzo flessionale superiore (in MPa)

7.9 Basamento

Il basamento della macchina ha il compito di mantenere in posizione i vari organi meccanici, riducendo al minimo le deformazioni e assorbendo le vibrazioni durante l'utilizzo della pompa.

Per questo motivo, oltre a essere stato fissato al corpo pompa con numerose viti M16, relativamente grosse per la macchina in questione, il basamento è stato rinforzato con delle venature atte a sostenere le pareti laterali e a mantenerle ortogonali alla piastra base orizzontale.

Inoltre bisogna verificare che il baricentro della macchina proiettato verticalmente cada all'interno della base rettangolare. Come si vede in Fig.112 questa situazione è verificata.

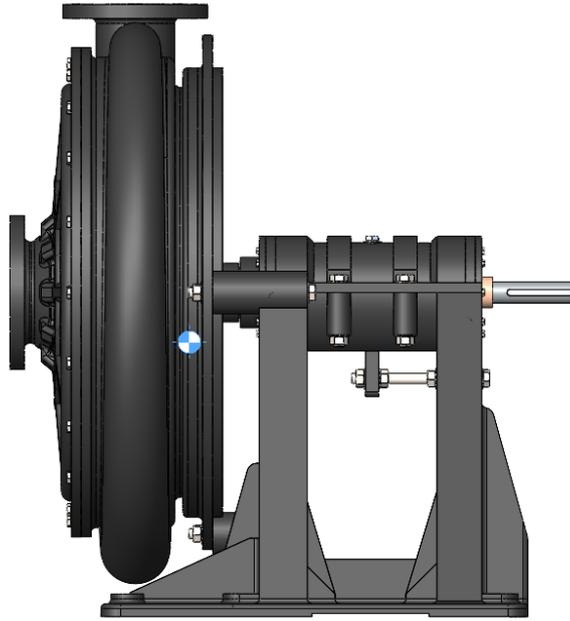


Figura 112: Baricentro della macchina

In Fig.113 è riportato il basamento della macchina.

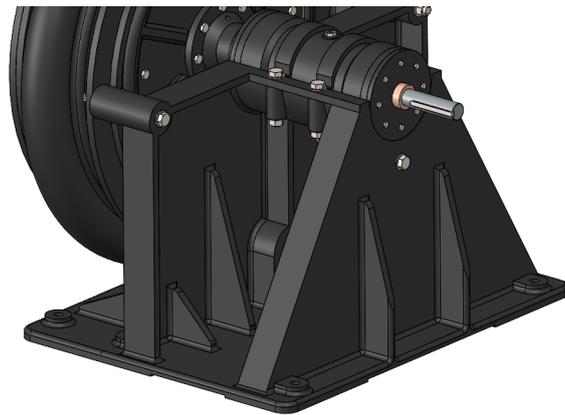


Figura 113: Basamento della macchina

Il basamento è fissato a terra mediante 6 viti.

8 Conclusioni

Normalmente il processo di progettazione di una pompa centrifuga parte dal design di altre macchine che operano in condizioni simili. Questa tipologia di macchine idrauliche, infatti, ha origini storiche e si ha una grande quantità di informazioni e dati sperimentali a riguardo.

Nella maggior parte dei casi, dunque, la progettazione consiste nel prendere il design di una pompa esistente e modificarlo in modo da renderlo adatto al proprio scopo.

In questa trattazione, però, si introducono due elementi che, combinati tra loro, rendono la macchina innovativa e priva di precedenti noti:

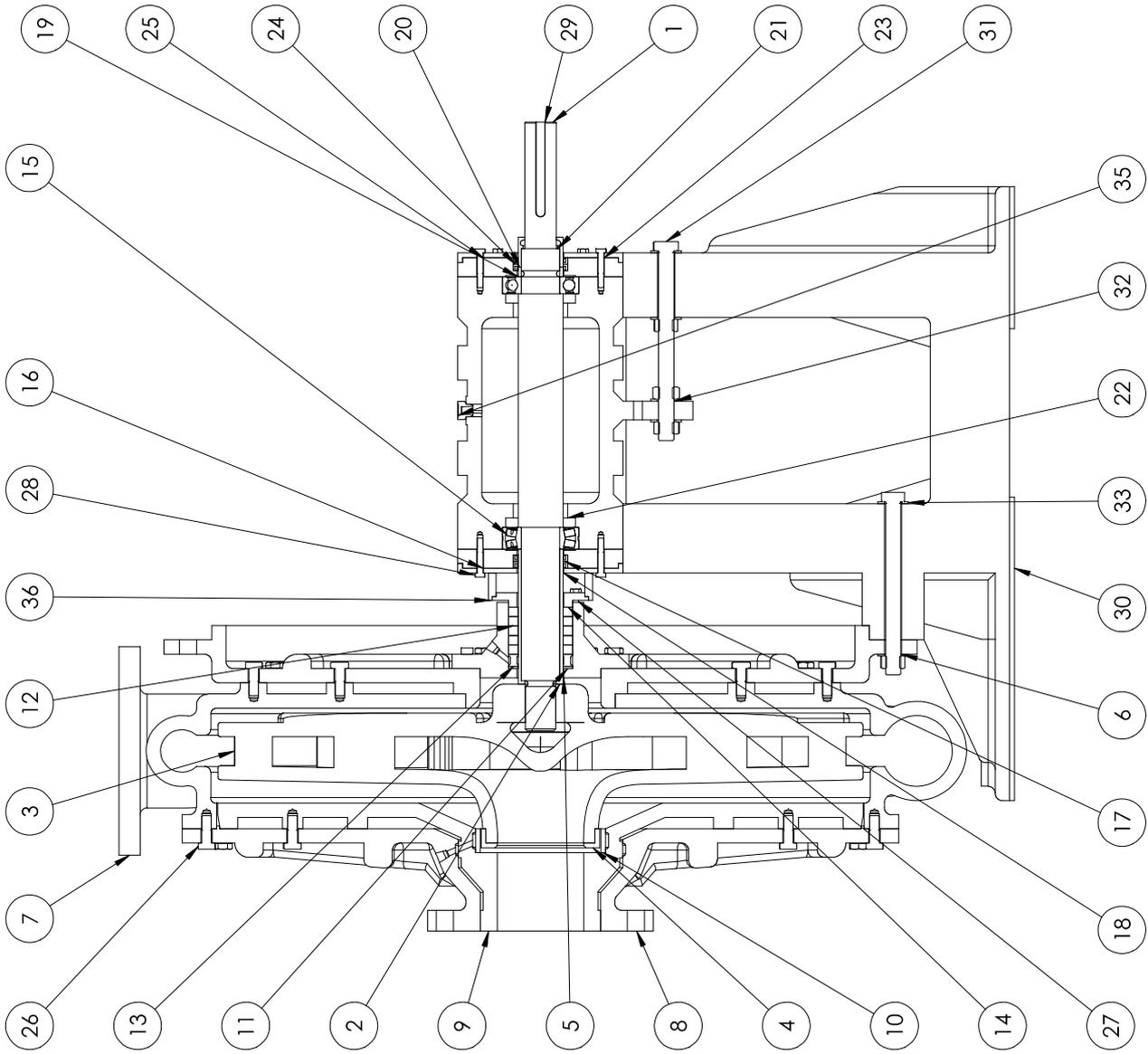
- **Passaggio solido di 30 mm:** come si è visto nei primi capitoli, il mantenimento di un passaggio solido di 30 mm stravolge completamente il metodo classico di dimensionamento preliminare della pompa centrifuga.
- **Alta prevalenza:** la macchina in questione svolge il lavoro che, normalmente, sarebbe affidato a più pompe in serie. Il punto operativo di progetto nel grafico portata-prevalenza si discosta notevolmente dalle condizioni operative delle principali pompe per movimentazione di solidi in sospensione sul mercato.

Non avendo basi da cui partire, si è dovuta creare da zero una geometria fluida di girante e voluta attraverso un processo iterativo di design mediante simulazioni fluidodinamiche. Una volta ottenuto il volume fluido è stata rivestita l'intera macchina.

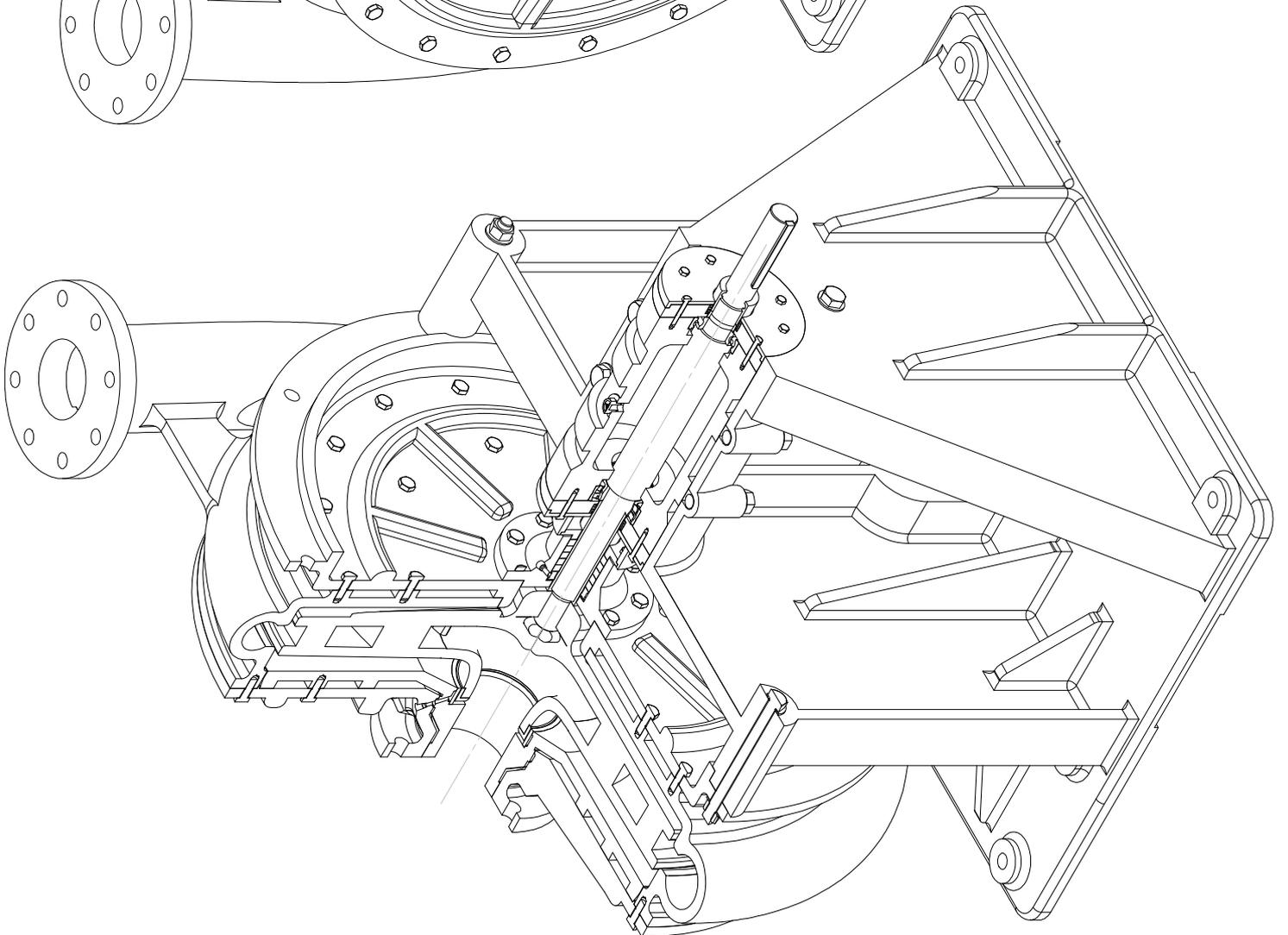
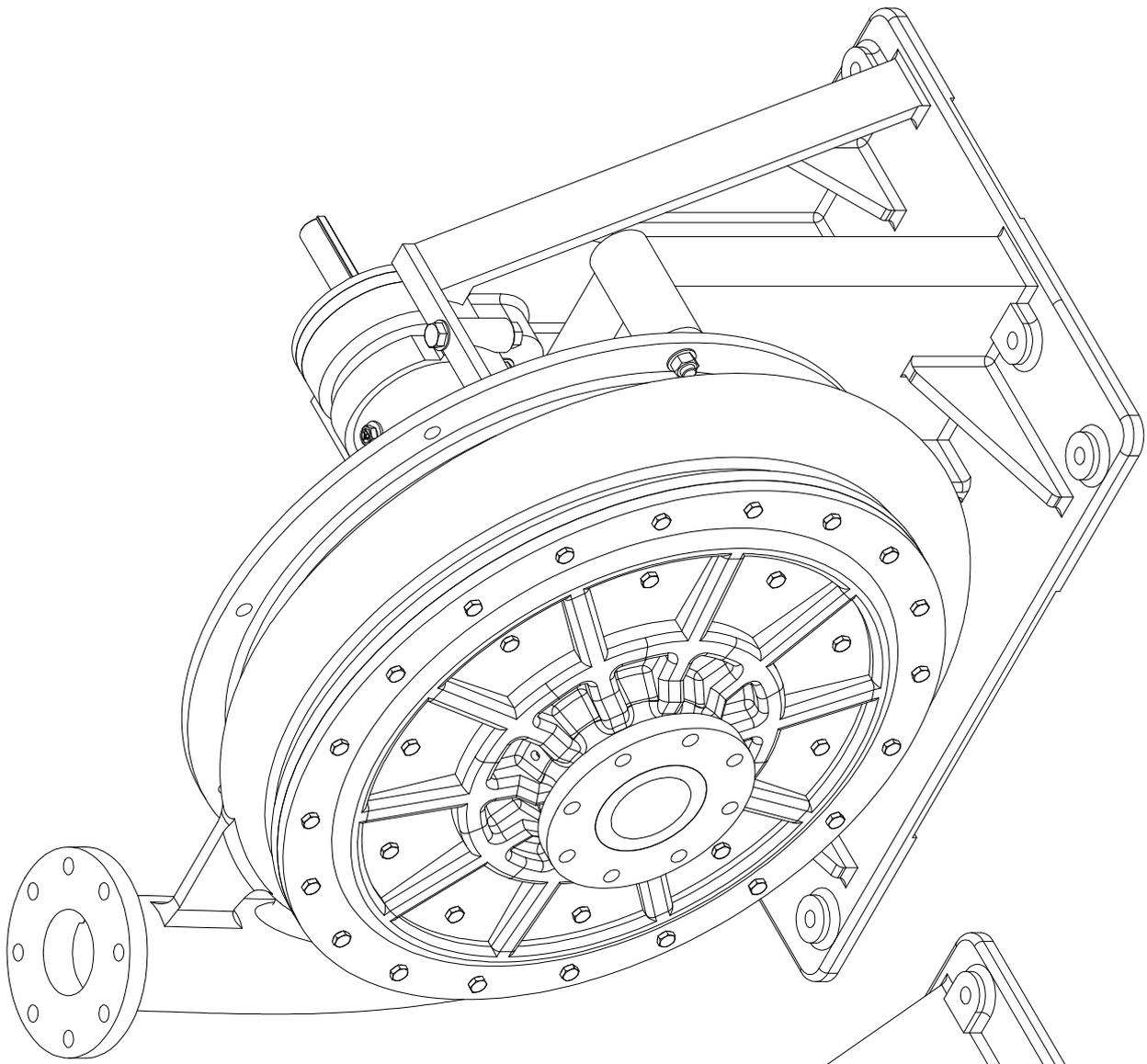
La pompa centrifuga, nel suo complesso, riesce ad offrire il valore di prevalenza per la quale era stata ideata, a scapito, però, di un rendimento molto basso. Ora che si ha la macchina completa sarebbe possibile effettuarne un'ottimizzazione per migliorare la sua efficienza idraulica.

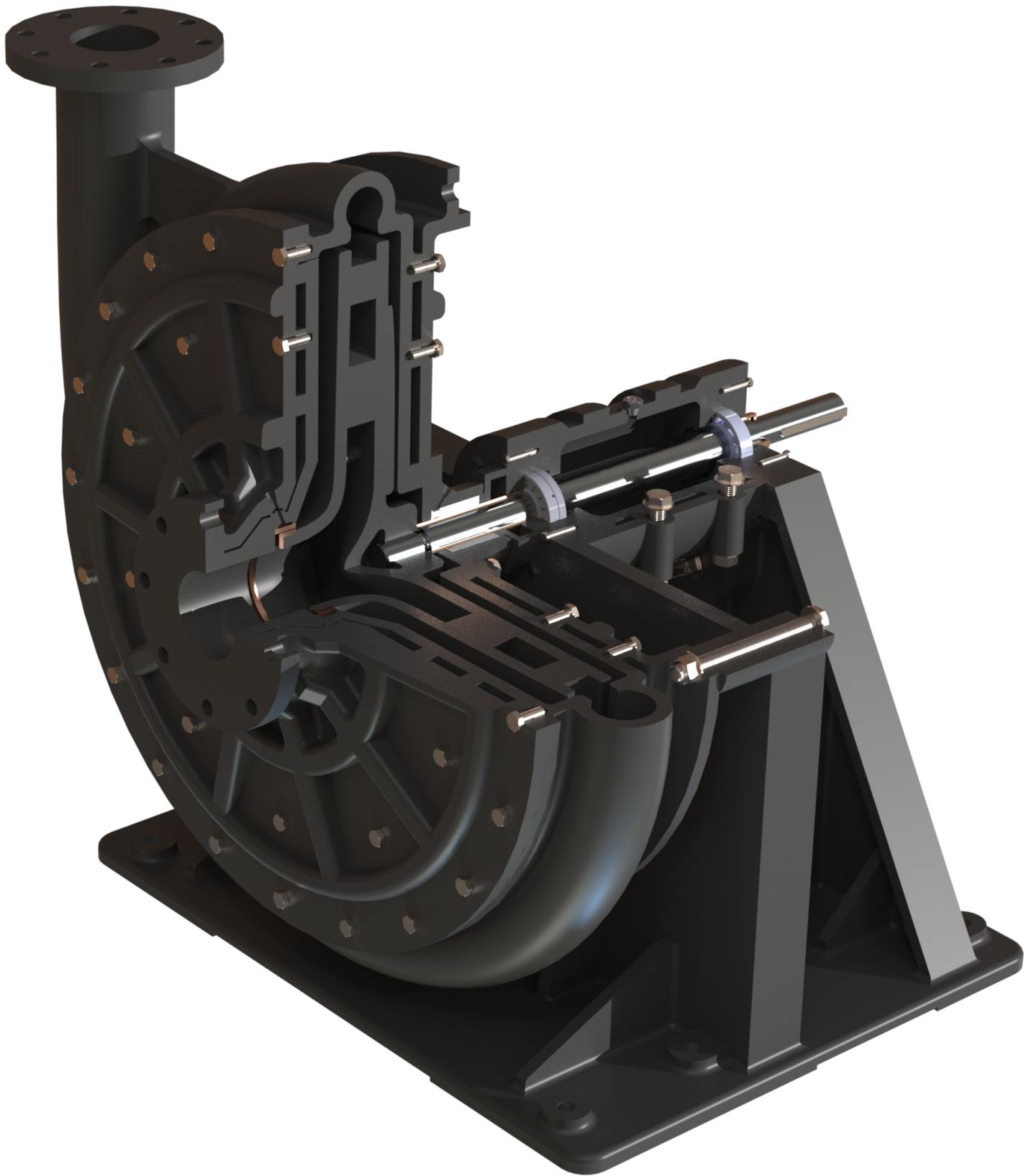
Per quanto riguarda la progettazione meccanica, questa è stata portata avanti mediante calcoli semplificati, approssimazioni e stime. La macchina così progettata rappresenta una solida base a partire dalla quale è possibile analizzare a fondo ed ottimizzare ogni singolo componente per renderla sicura e duratura.

Questa intera trattazione funge da base per la progettazione futura di pompe centrifughe ad alta prevalenza per la movimentazione di solidi in sospensione. Un processo iterativo approfondito di design e ottimizzazione, infatti, potrebbe portare la macchina singola a sostituire un sistema di pompe in serie, in applicazioni caratterizzate da fluidi contenenti particelle in sospensione.



ARTICOLO N.	NUMERO PARTE	QUANTITA'
1	albero	1
2	boccola dell'albero	1
3	girante	1
4	anello di usura della girante	1
5	supporto della tenuta a premistoppa	1
6	piastra posteriore della voluta	1
7	voluta	1
8	piastra frontale della voluta	1
9	disco di usura frontale della voluta	1
10	anello di usura della voluta	1
11	anello elastico della tenuta a premistoppa	1
12	guarnizione della tenuta a premistoppa	5
13	anello a lanterna	1
14	premistoppa	1
15	cuscinetto orientabile a rulli	1
16	supporto del cuscinetto a rulli	1
17	tenuta dell'olio	2
18	disco di ricoprimento della tenuta dell'olio	1
19	cuscinetto a sfera a gola profonda	1
20	anello di distanziamento	1
21	boccola filettata	1
22	cassa di contenimento dell'olio	1
23	supporto del cuscinetto a sfera	1
24	tenuta dell'olio	2
25	disco di ricoprimento della tenuta dell'olio	1
26	vite M10	62
27	vite M6	4
28	vite M6	16
29	chiavetta dell'albero	1
30	basamento	1
31	vite M16	1
32	dado M16	10
33	vite M16	3
34	vite M16	4
35	tappo dell'olio	1
36	anello distanziatore	1





Riferimenti bibliografici

- [1] Process Tech Academy. *Rotary-Motion (PD) Pumps*. 2020.
- [2] Mohamed Hassanine Aissa. *GPU-accelerated CFD Simulations for Turbomachinery Design Optimization*. 2017.
- [3] Angroup. *Useful information on Solid Handling Pumps*. 2023.
- [4] Guido Ardizzon. *Slide del corso di Macchine 1 / Macchine 2, Università degli Studi di Padova*.
- [5] André Silva - Jorge M M Barata. *Grid Generation with Boundary Point Distribution Control on Heterogeneous Parallel Architectures*. 2011.
- [6] Andrea Bottacin-Busolin. *Introduzione alla Fluidodinamica Computazionale, Fluidodinamica Applicata*. 2024.
- [7] Morgan Byres. *Air Operated Diaphragm Pumps - the how, what, and why*. 2018.
- [8] Cornell. *Double Volute Aid Z-Series Robustness*. 2024.
- [9] EBARA Pumps Americas Corp. *Solids Handling Pumps*. URL: www.pumpsebara.com/products/type/surface/solids-handling/.
- [10] Dragflow. *Electric pumps*. URL: <https://www.dragflow.it/en/electric-pumps/>.
- [11] Applied Computational Fluid Dynamics. *Mesh Generation in CFD: Prism (Inflation) Layer Mesh*.
- [12] Flowserve. *Solids Handling Pumps*. URL: www.flowserve.com/en/products/products-catalog/pumps/overhung-pumps/solids-handling-pumps/.
- [13] Weir Group. *GEHO® Hydraulic Ore Hoisting (HOH) system*.
- [14] Johann Friedrich Gülich. *Centrifugal pumps*. Springer Nature Switzerland AG, 2020. ISBN: 978-3-030-14788-4.
- [15] Krishnkumar Gupta. *Turbulence Modelling Based On An Approach Of Artificial Neural Network*. 2021.
- [16] HAOSH. *Centrifugal pump working principle*. 2022.
- [17] Igor J. Karassik - Joseph P. Messina - Paul Cooper - Charles C. Heald. *PUMP HANDBOOK*. McGraw-Hill, 2008. ISBN: 978-0-07-146044-6.
- [18] Young Huebner M. *Materials for Mechanical Seals*. In: Wang, Q.J., Chung, YW. (eds) *Encyclopedia of Tribology*. Springer, Boston, MA. 2013.
- [19] Hangzhou Bestseal International. *H3B anelli di tenuta meccanici ad albero bilanciato singolo Pompe guarnizione di spinta*.
- [20] © R. Itterbeek. *Résistance des Matériaux - Compléments de Résistance des Matériaux*. 2024.
- [21] JG. *MFL85N MFWT80*.
- [22] KETO. *KETO K-TC Pump*.
- [23] kqpump. *Suppliers*. URL: www.kqpump.com/other-pump/.
- [24] KSB. *Pump impellers: Type defines function*. 2023. URL: <https://www.ksb.com/en-cz/magazine/optimisation-opportunities/waste-water-applications-selecting-pump-impellers>.
- [25] Michael Smith Engineers Ltd. *Rotary Lobe Pumps or Circumferential Piston Pumps?*
- [26] Andrew M. Wissink - Aaron E Katz - William M. Chan - Robert L. Meakin. *Validation of the Strand Grid Approach*. 2009.
- [27] Jim Jones - N. Duane Melson. *A Note on Multi-block Relaxation Schemes for Multigrid Solvers*. 1997.
- [28] Nnamdi Nwaokocha. *Choosing a Slurry Pump, The Chemical Engineer*. 2019.

- [29] Nicolas Offermans. *Flow past a square cylinder with adaptive mesh refinement*.
- [30] Fabbrica di Progetti. *Calcoli in linea: Calcoli dell'albero accoppiato chiavetta*. 2012.
- [31] Naipu Pump. *Wear Resisting Slurry Pump Parts Expeller*.
- [32] CASTLE PUMPS. *Air Operated Diaphragm Pump Guide*.
- [33] Industrial Processing Pumps. *In-P0015780UNM Peristaltic Pumps*.
- [34] RoyMech. *Drag on objects moving through fluids*. 2020.
- [35] Spectra Scientific. *Peristaltic Dosing Pump System*. 2023.
- [36] Shiva. *Shiva 50Hz Heavy Duty Progressive Cavity Pump*.
- [37] SKF. *Rolling Bearings*.
- [38] sulzer. *Slurry pumps*. URL: <https://www.sulzer.com/en/products/pumps/pumps-by-type/slurry%20pumps>.
- [39] A Dorokhov - Yu Kataev - A Sviridov. *Estimation of the chemical resistance of polyurethane compounds used in the manufacture of diaphragms of diaphragm-piston pumps*, *Journal of Physics Conference Series*. 2021.
- [40] RIX Technology. *Heishin PC Pump*.
- [41] D. Dussin - M. Fossati - A. Guardone - L. Vigevano. *Hybrid grid generation for two-dimensional high-Reynolds flows*. 2009.
- [42] warman. *Our Warman® range of pumps*. URL: <https://www.global.weir/brands/warman/>.