

CONFIDENZIALE

RAPPORTO FINALE CONSULENZA SCIENTIFICA PER LA SIMULAZIONE NUMERICA DI POMPE PER MACCHINE LAVATRICI

Partnership:

- 1) PMP Division - ARYLUX[©] Italia S.p.A., Via 1 Maggio 87,
Ronco Briantino, 20050 Milano, Italy**
- 2) MOX - Dipartimento di Matematica, Politecnico di Milano,
P.zza L. da Vinci 32, 20133 Milano, Italy**

Alessandro Veneziani - Erika Foa
Febbraio 2005

1 Introduzione

Il presente documento contiene la rendicontazione dell'attività di consulenza scientifica svolta dal Laboratorio MOX del Dipartimento di Matematica del Politecnico di Milano e la Società PMP Division - ARYLUX. L'attività di consulenza si riferisce alla simulazione numerica delle pompe e dei circuiti idraulici di scarico delle macchine lavatrici. L'obiettivo è quello di trovare indicazioni di progetto sulla base delle simulazioni per l'ottimizzazione della forma del circuito idraulico al fine di ridurre l'assorbimento di energia da parte del motore che mette in moto la girante. I dettagli tecnici previsti nella consulenza sono contenuti nell'Allegato Tecnico del Progetto ([1])

Il documento è strutturato nel modo seguente.

Nel **Paragrafo 2** viene fornito un riassunto dell'attività e dei passi eseguiti, comuni a tutte le simulazioni numeriche svolte. Vengono illustrate le specifiche metodologiche messe a punto appositamente per il problema in oggetto, sia per la generazione della griglia computazionale che per il calcolo numerico vero e proprio. Come da accordi, le simulazioni sono state svolte usando il codice commerciale COMET, corredato con i moduli di pre-processing (generazione della griglia) PROSURF e PROAM (software licenziato dalla ICCM GmbH - si veda [3]). Particolare attenzione verrà data alle problematiche relative alla generazione della griglia, che ha rappresentato una delle principali difficoltà del progetto, specificamente in relazione alla gestione del movimento della girante. In questo Paragrafo si farà principalmente riferimento alla prima geometria considerata, ossia quella relativa alla forma della pompa prodotta effettivamente.

Nel **Paragrafo 3** forniamo la descrizione delle diverse geometrie simulate per i circuiti di scarico e i relativi risultati numerici.

Il **Paragrafo 4** è dedicato all'analisi dei risultati ottenuti e in particolare ai confronti fra le diverse geometrie.

Infine, il **Paragrafo 5** è dedicato a una sintesi conclusiva e alle prospettive future di un eventuale continuazione dell'attività di consulenza.

2 Fasi esecutive del Progetto

Partendo dalla descrizione tecnica riportata in [1], l'obiettivo del presente progetto, pensato come primo passo di un'attività più articolata, è la simulazione numerica comparativa di diverse geometrie per i circuiti idraulici di scarico *a regime* (ossia nella fase in cui la girante ha una velocità angolare costante) assumendo che *il fluido da scaricare sia acqua*.

La difficoltà principale del presente lavoro consisteva nella simulazione numerica del fluido in una geometria che, a causa del moto imposto alla girante dal motore sincrono con una velocità angolare di 3000 giri al minuto, varia nel tempo. Questa circostanza, unita alla turbolenza indotta, rende particolarmente impegnativa e costosa la simulazione, in termini di tempi di calcolo. Per poter ridurre il tempo di calcolo si è pensato di suddividere il dominio in due parti di cui una che comprendesse la girante (si veda lo schema di Figura 1). La parte che abbiamo denominato *volume esterno* è fissa nel tempo, mentre la parte indicata come *volume interno* è solidale con

la girante. In questo modo, la gestione del movimento della girante viene effettuata mediante due accorgimenti:

1. simulazione delle equazioni dei fluidi nel dominio mobile con operazione di ricollocazione della soluzione nelle celle in movimento e simulazione del dominio fermo;
2. gestione dell'interfaccia fra parte ferma e parte in rotazione, mediante imposizione della continuità dei campi di moto e di pressione; essendo l'interfaccia "semplicemente" la superficie laterale di un cilindro, questa fase del lavoro non ha riservato particolari problemi in *Comet*.

Questi accorgimenti, con una scelta oculata della suddivisione, in modo da ridurre il più possibile la parte in movimento, consentono costi computazionali contenuti per la simulazione del moto indotto dalla girante. Ovviamente, la necessità di effettuare una suddivisione sulla geometria ha richiesto un lavoro intenso di pre-processing ai fini della generazione delle due griglie di calcolo da interfacciare tra loro.

In aggiunta a questo, per quanto riguarda la mesh va detto che la bontà della griglia con cui si effettuano le simulazioni è un dettaglio fondamentale per ottenere dei buoni risultati numerici: in questo caso, a causa della complessità della geometria ricca di dettagli di piccole dimensioni, è stato necessario un lungo processo di analisi di sensitività per ottenere una griglia soddisfacente. Sono state cioè effettuate delle simulazioni preliminari con griglie diverse modificando di volta in volta la risoluzione spaziale della griglia e raffinando nelle zone dove le curvature erano più accentuate fino ad ottenere una mesh che permettesse buoni risultati con dimensioni della griglia, e quindi tempi di calcolo, accettabili. Le specifiche numeriche illustrate nel Paragrafo 2.1 si riferiscono a quanto ottenuto a valle di tale analisi di sensitività.

2.1 Generazione della griglia di calcolo

Suddivisione del volume La griglia computazionale viene generata a partire dal file di geometria in formato *.igs* fornito dalla PMP (vedi Figura 2), rappresentante il volume d'acqua che scorre all'interno del dispositivo.

Il volume unico del file iniziale è stato separato in due volumi tramite una superficie cilindrica con asse lungo l'asse z della girante. In questo modo vengono ricavati i due volumi (sempre in formato *.igs*) mostrati in Figura 3,

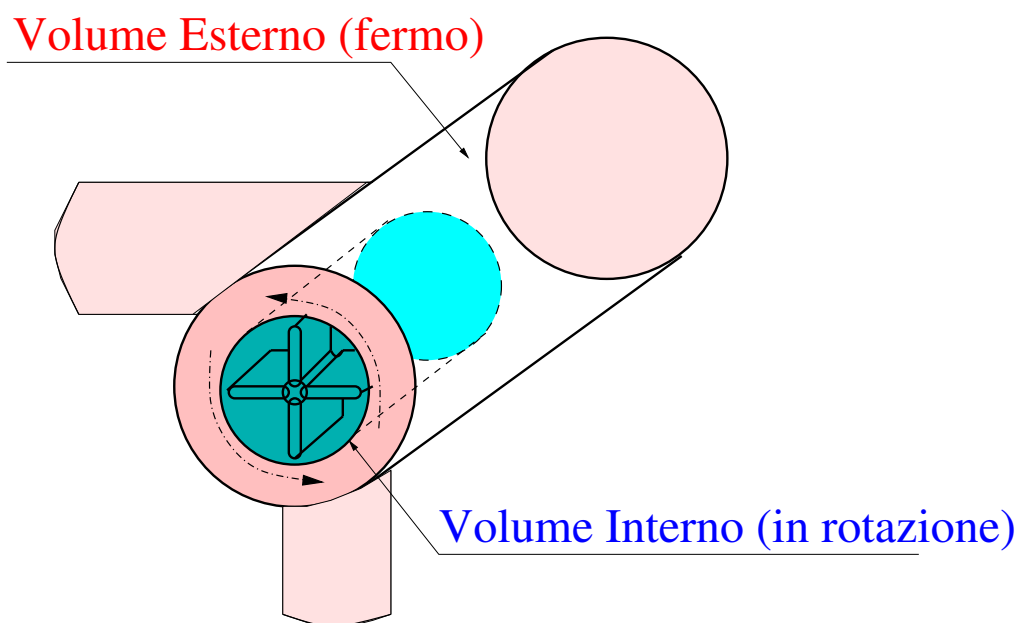


Figura 1: Suddivisione del dominio di calcolo in due sotto-domini, di cui uno fermo e l'altro - comprendente la girante - in rotazione.

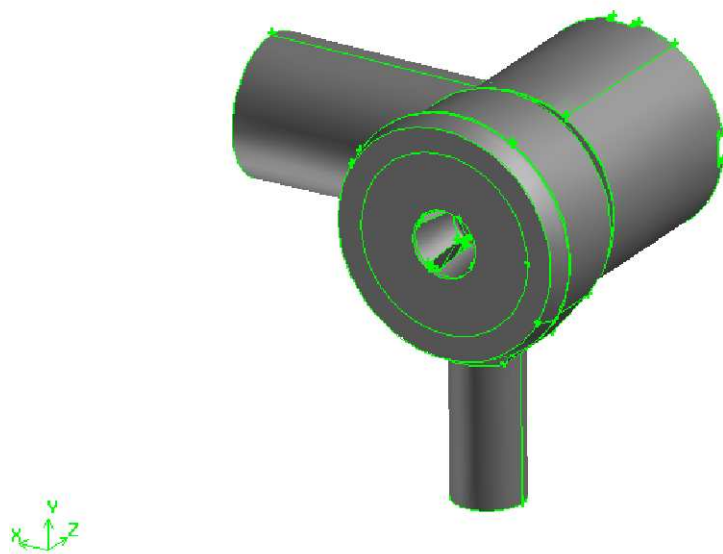


Figura 2: Geometria di partenza del circuito filtro-pompa.

in modo che il volume interno comprenda tutta la girante (si veda la Figura 4).

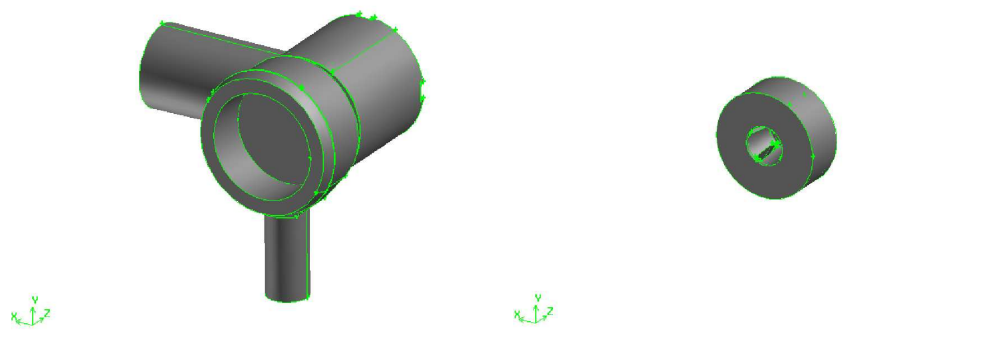


Figura 3: Risultato della suddivisione preliminare: volume esterno a sinistra; volume interno (comprendente la girante) a destra.

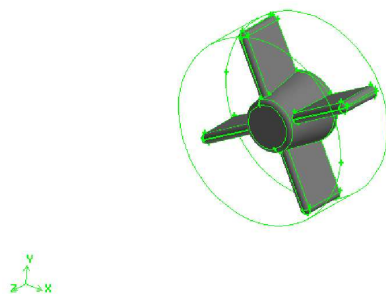


Figura 4: Volume interno: particolare della girante.

Generazione delle griglie superficiali Per ognuno dei due volumi creati è stata generata la griglia superficiale dopo aver importato il rispettivo file *.igs* in PROSURF.

Il file *.igs* contiene tipicamente alcune incompatibilità con la generazione di griglia (ad esempio la ripetizione di alcune curve all'intersezione di superfici

che devono essere identificate univocamente) che possono essere corrette in maniera semi-automatica in PROSURF.

I parametri utilizzati per la generazione della griglia, che specificano la dimensione degli elementi e il livello di finezza della griglia computazionale, identificati a valle di una fase di analisi di sensitività, sono i seguenti:

volume esterno : *Triangle Length Scale = 2.5mm, Minimum Length Scale due to Curvature = 0.15mm, # edges around a circle = 24*

volume interno : *Triangle Length Scale = 1.5mm, Minimum Length Scale due to Curvature = 0.15mm, # edges around a circle = 24.*

Le griglie vengono salvate in due diversi file in formato *.dbs* (vedi fig. 5).

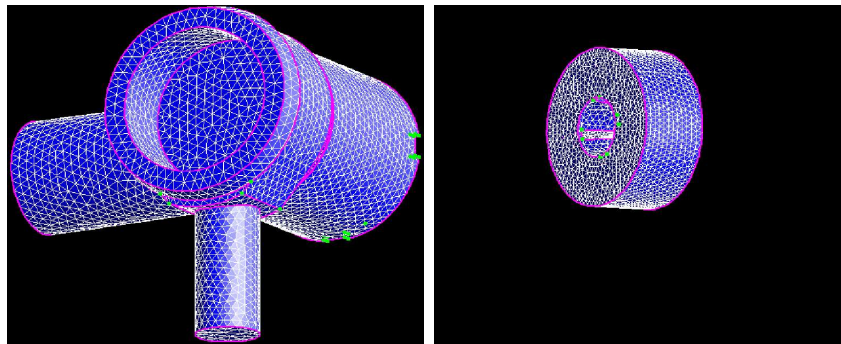


Figura 5: Griglia di superficie del volume esterno, a sinistra, e del volume interno, a destra.

Generazione delle griglie di volume La griglie di volume vengono generate secondo la metodologia *Octree* mediante il programma PROAM (per dettagli, si veda ad esempio [2]).

L'aspetto più delicato nella generazione della griglia di volume riguarda in particolare la zona compresa tra le palette della girante e la superficie del lato motore: in questa intercapedine di 1 *mm*, infatti, i fenomeni fluidodinamici sono particolarmente complessi, essendo compresenti in modo significativo gli effetti dinamici indotti dal moto della girante e gli effetti viscosi dovuti alla parete (zona di *Strato Limite* o *Boundary Layer*). Per poter avere un calcolo ragionevolmente accurato in questa zona è stato necessario introdurre uno strato di elementi particolarmente fitto (chiamato ancora *boundary layer* per

estensione) ottenuto per estrusione dalla superficie del lato motore, tenendo conto della presenza delle palette. Più precisamente, è stato creato un Boundary Layer di elementi da $0.2mm$ di spessore in modo da avere 5 file di celle tra girante e parete. In considerazione di questa operazione (necessaria per avere calcoli fluidodinamici affidabili) la generazione della griglia avviene in diversi stadi:

1. si prepara la griglia per la successiva generazione del boundary layer di celle, identificando la superficie da cui effettuare l'estrusione e separandola dalle altre;
2. si genera una griglia di cubi attorno alle superfici generate con PROSURF, esclusa quella sulla quale effettuare il boundary layer di celle; in questa fase viene specificata la dimensione dei cubi sulla superficie, il fattore di crescita con cui questa dimensione può aumentare man mano si procede dalla superficie esterna all'interno del volume, le dimensioni massime e minime permesse e il numero minimo di discretizzazioni attorno ad un cerchio (vedi Figura 6 a sinistra);
3. si raffinano successivamente le zone dove è necessario avere una griglia più fitta (ad esempio nei punti di raccordo fra le geometrie del dominio di calcolo);
4. si genera la griglia a cubi vera e propria, seguendo i contorni delineati dalla griglia di superficie in modo da ottenere la griglia del volume utile (vedi Figura 6 a destra) secondo la tecnica Octree;
5. si genera la griglia del boundary layer per estrusione;
6. si assemblano le due griglie generate ottenendo quella completa (vedi fig. 7 e 8).

Queste operazioni sono state eseguite separatamente sui due volumi in cui la geometria originaria era stata suddivisa.

Sono stati utilizzati i seguenti parametri per la generazione della mesh di volume:

1. Cell Size at Surface = $0.8mm$
2. Maximum Cell Size = $6.4mm$

3. Minimum Cell Size = $0.1mm$
4. Min. Points Around a Circle = 24.

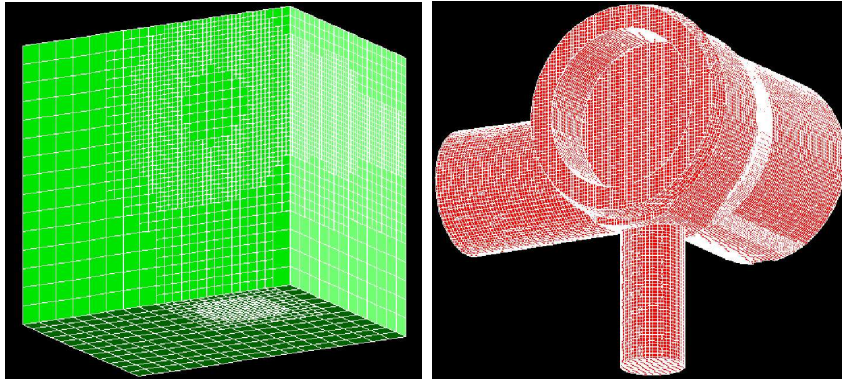


Figura 6: Griglia di volume prima (a sinistra) e dopo (a destra) aver tagliato la griglia a cubi lungo i contorni. Volume esterno.

Le due griglie ottenute (esportate nel formato utilizzabile dal solutore COMET, *.nggeom*) sono risultate costituite da circa 600000 celle per il volume interno e 150000 per quello esterno (in tutte le varianti geometriche sperimentate).

2.2 Impostazione della simulazione numerica

Il primo step di impostazione della simulazione numerica consiste nel riassetto delle due griglie in unico file.

Sono state definite *nove superfici di bordo* alle quali sono state imposte opportune condizioni al contorno (si veda la Fig. 9). Precisamente, le condizioni imposte sono state:

- PRESSURE PIEZO = $4900Pa$ alla *superficie 1 rappresentante l'inlet della pompa* (corrispondenti a 25 cm di acqua);
- PRESSURE PIEZO = $9800Pa$ alla *superficie 2 rappresentante l'outlet della pompa* (corrispondenti a 1 m di acqua);

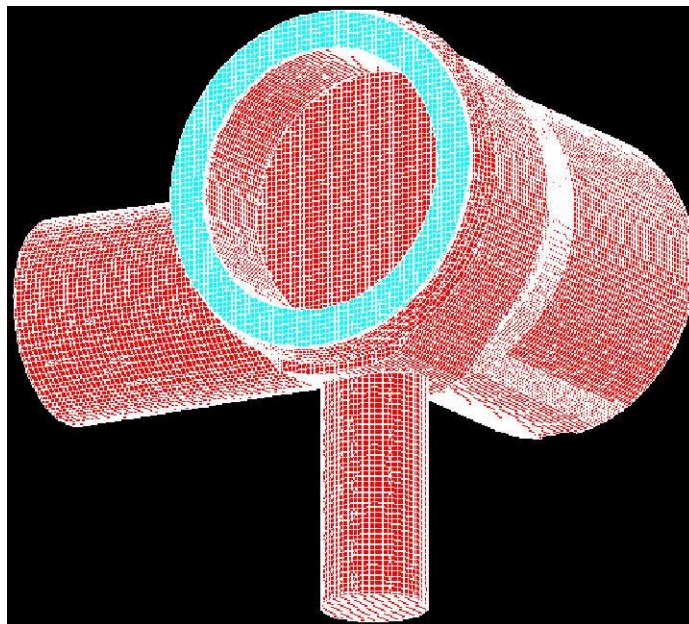


Figura 7: Griglia completa del volume esterno: in azzurro il boundary layer.

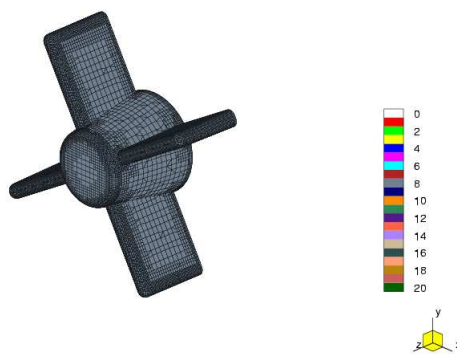


Figura 8: Particolare della griglia sulla girante.

- SLIDING INTERFACE alle *superfici 3-5 e 4-6* rappresentanti le *interfacce tra i due volumi*, quello esterno e quello interno; precisamente la coppia 3-5 rappresenta la base interna (ossia opposto alla parete del motore) del cilindro del volume interno, mentre la coppia 4-6 rappresenta la superficie laterale;
- WALL con velocità nulla alle *superfici 7 e 9* rappresentanti l'*esterno del volume d'acqua a contatto con le pareti della pompa* (condizioni di *non scivolamento*).
- WALL con velocità di rotazione *3000rpm* attorno all'*asse z del sistema di riferimento centrato in (0mm, 2mm, -46.15mm)* corrispondente al centro di rotazione della girante, *alla superficie 8* rappresentante la *girante*.

Le proprietà del fluido modellato sono quelle dell'acqua, ossia si sono assunti:

1. densità = $998.3kg/m^3$;
2. viscosità molecolare $0.001002Pa \cdot s$.

La specifica dello scivolamento relativo fra volume interno e esterno e la gestione delle interfacce viene effettuata da una *user defined subroutine* chiamata *umovgr.f* nella quale si scrivono i comandi per la creazione di un file (chiamato *rot_command*) che verrà richiamato all'inizio di ogni passo temporale. Nel file *rot_command* si impone la rotazione nel sistema di riferimento della sola parte di griglia contenente la girante di un angolo pari a $3000rpm/60*360*dt$ che corrisponde a 18 gradi per il valore di time step $dt = 0.001s$.

Per quanto riguarda infine i parametri di discretizzazione propri della simulazione numerica, si è scelto di utilizzare un time step di $0.001s$ in modo da avere 20 passi temporali per ogni giro, cioè 5 time step per ogni quarto di giro, che appare essere una frequenza di "campionamento" adeguata per il problema in oggetto. La simulazione viene fermata quando i parametri integrali calcolati, cioè le forze agenti sulla girante e la portata, arrivano ad una condizione stazionaria e cioè dopo circa 16 giri della girante corrispondenti a $0.320s$ (anche se in realtà uno stato ragionevolmente stazionario si raggiunge attorno a $0.25s$).

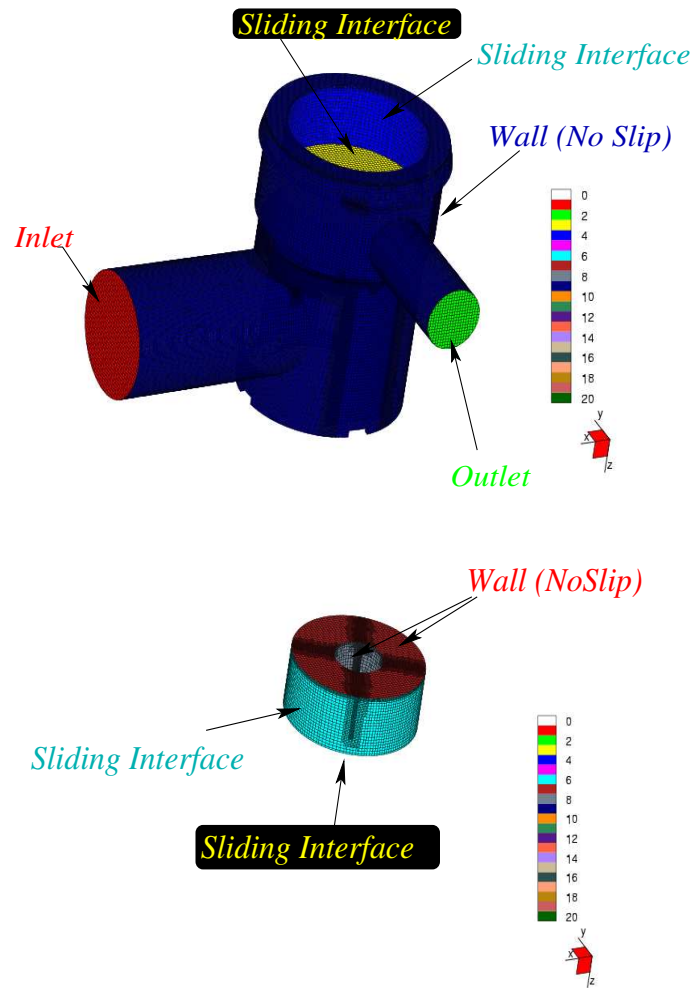


Figura 9: Suddivisione in regioni del del dominio al bordo. Il volume è unico; qui viene mostrato separato per evidenziare le zone di SLIDING INTERFACE.

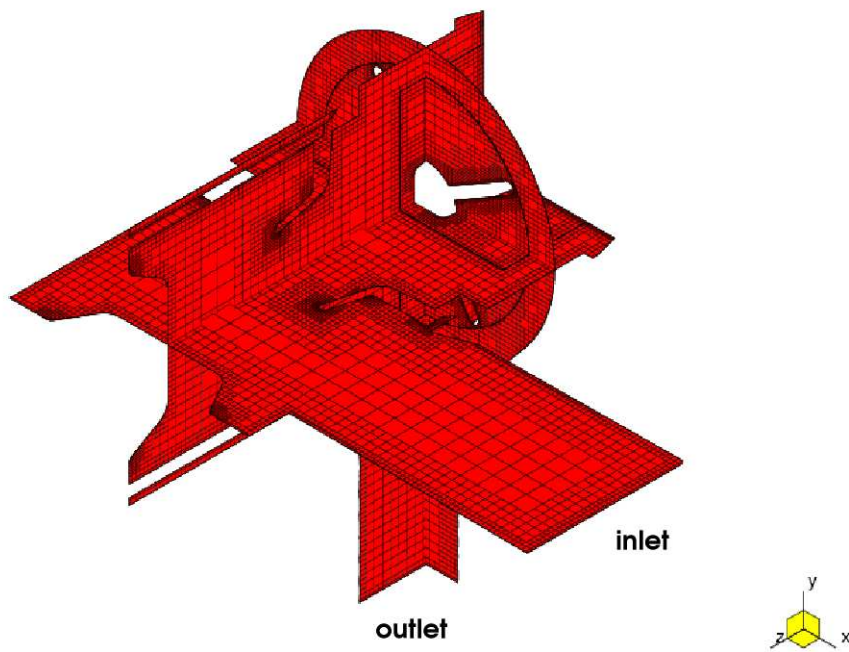


Figura 10: Pompa reale: griglia nei tre piani perpendicolari ai tre assi del sistema di riferimento 5.

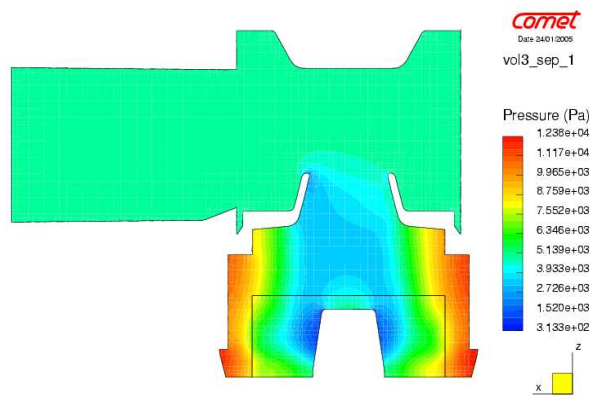
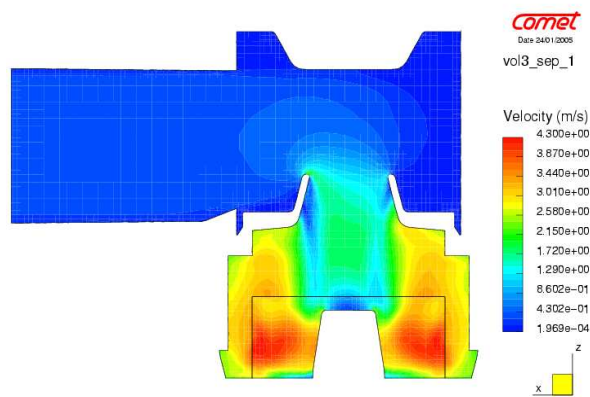
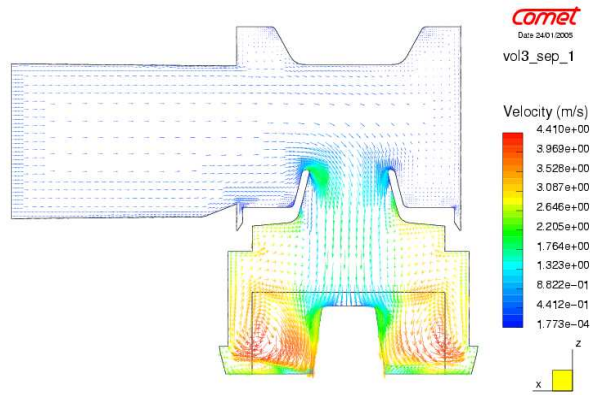


Figura 11: Pompa reale: andamento per $t = 0.320s$ dei vettori velocità, del modulo della velocità e della pressione nel piano 14 perpendicolare all'asse y e passante per il centro del tubo di entrata del circuito.

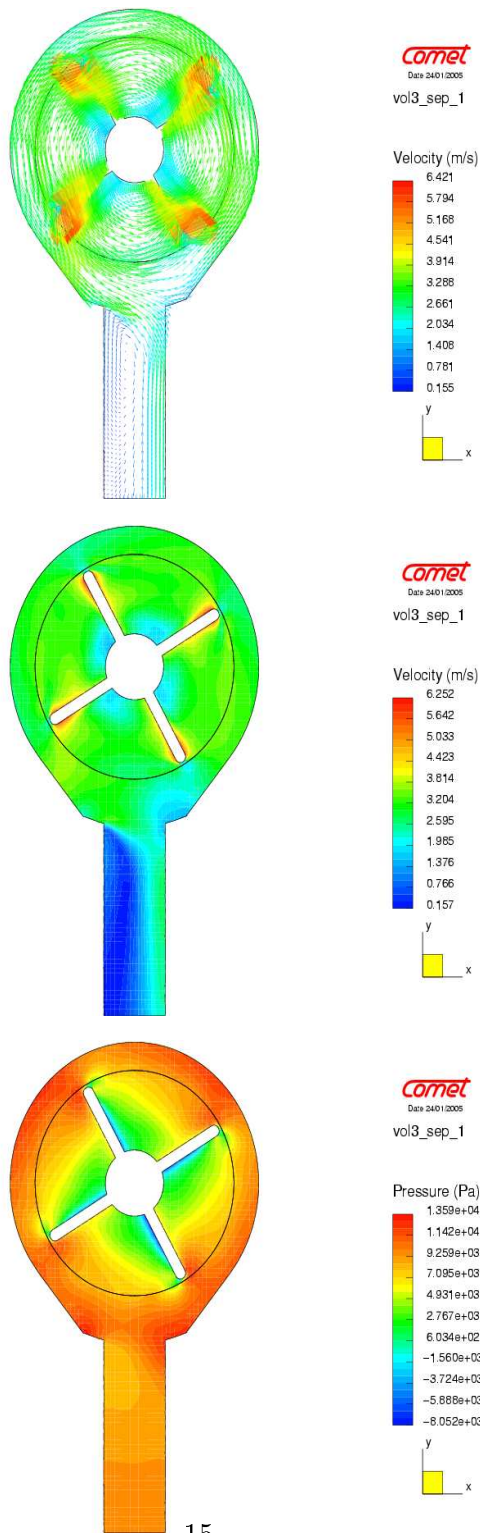


Figura 12: Pompa reale: andamento per $t = 0.320s$ dei vettori velocità, del modulo della velocità e della pressione nel piano perpendicolare all'asse z e passante per il centro del tubo di uscita del circuito.

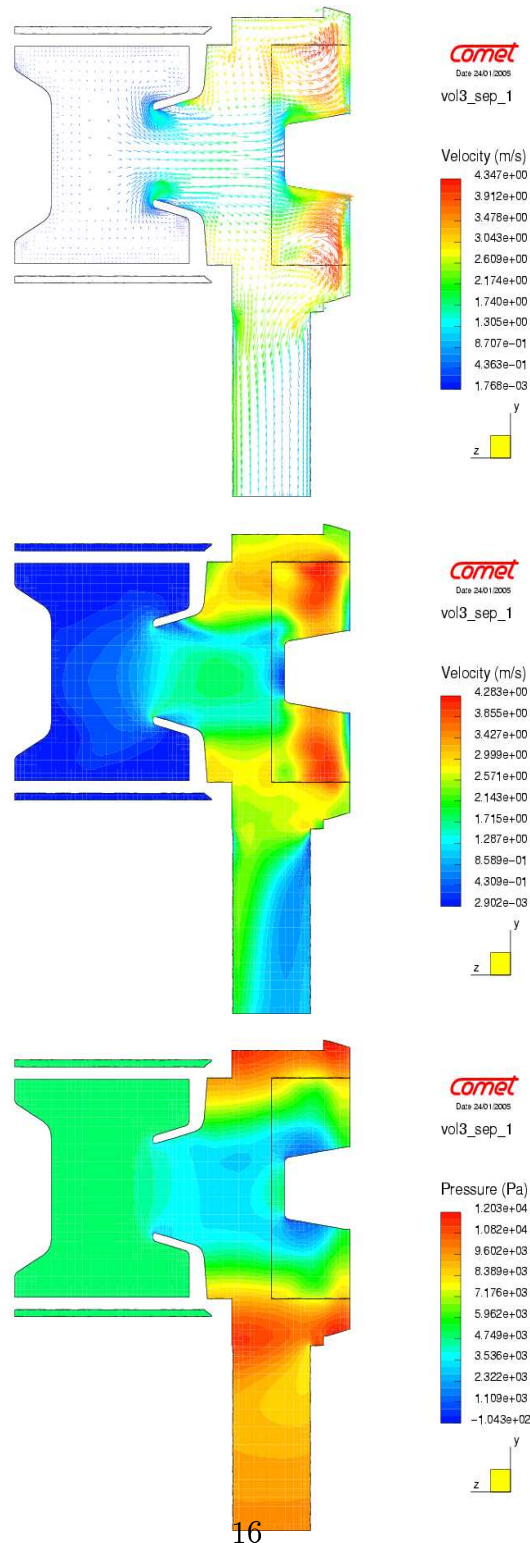


Figura 13: Pompa reale: andamento per $t = 0.320s$ dei vettori velocità, del modulo della velocità e della pressione nel piano perpendicolare all'asse x e passante per il centro del tubo di uscita del circuito.

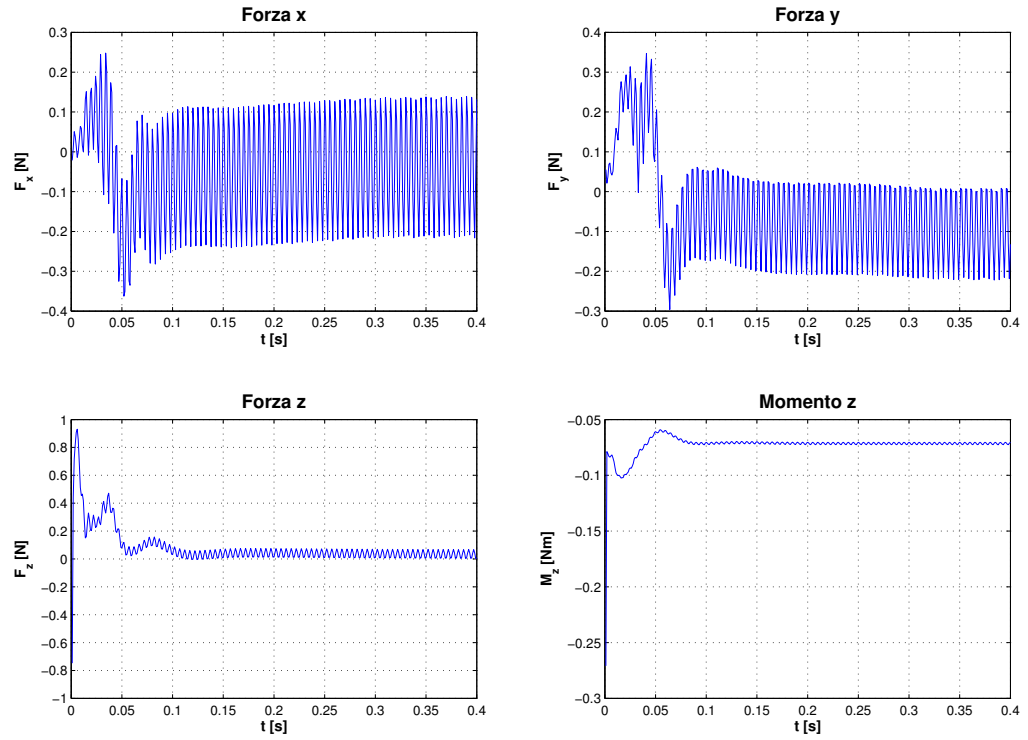


Figura 14: Pompa reale: andamento nel tempo delle forze agenti sulla girante.

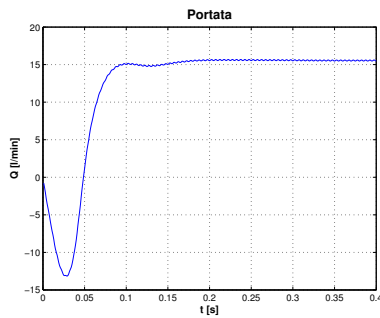


Figura 15: Pompa reale: andamento nel tempo della portata all'outlet.

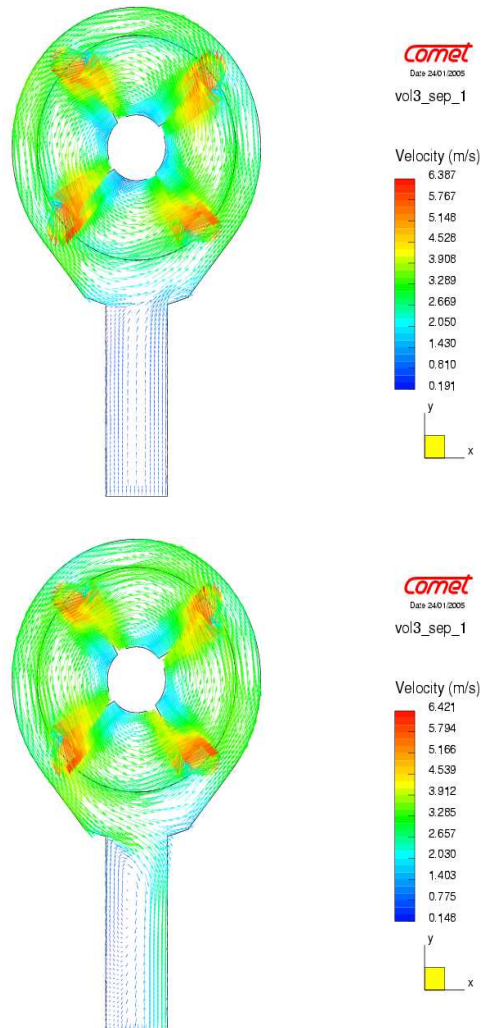


Figura 16: Pompa reale: andamento dei vettori velocità nella sezione del tubo di uscita del circuito. In alto l'andamento a $t=0.04s$; in basso quello a $t=0.2s$

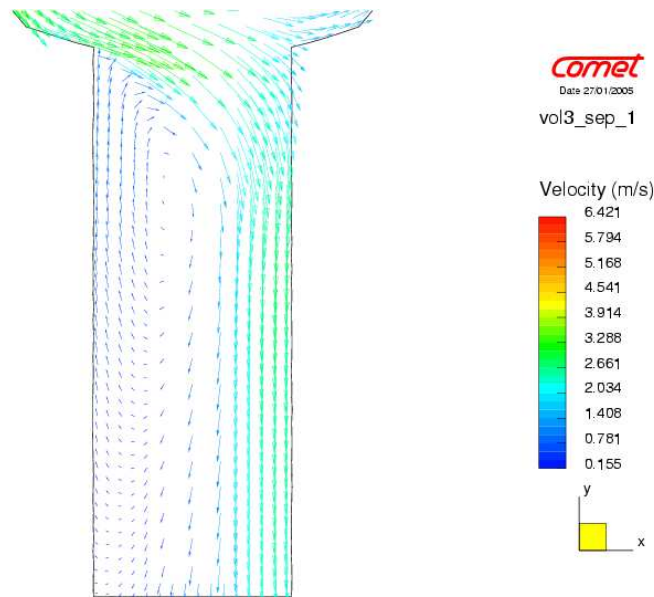


Figura 17: Pompa reale: andamento dei vettori velocità nella sezione del tubo di uscita del circuito: in ingrandimento dove è possibile osservare il vortice.

2.3 Post-processing

Per l'osservazione dei risultati si è scelto di considerare l'andamento delle variabili sui tre piani perpendicolari ai tre assi del sistema di riferimento (vedi Figura 10).

Dato che il programma memorizza solo i valori puntuali delle variabili, anche nel postprocessing dei risultati per il calcolo dei valori integrali è stato necessario utilizzare una *subroutine*, chiamata *post.f*, che viene letta dal programma alla fine di ogni passo temporale. In *post.f* sono stati rielaborati quindi i valori puntuali in modo da calcolare le forze agenti sulla girante come la somma su ogni cella della griglia della girante delle forze viscose e di quelle dovute alla pressione e la portata come somma su tutte le facce dell'outlet del prodotto scalare del vettore velocità con il vettore delle proiezioni dell'area dell'elemento di griglia nelle tre direzioni. In un file sono stati memorizzati quindi i valori delle forze agenti sulla girante nelle tre direzioni e il valore del momento nella direzione z , cioè quella dell'asse della girante; in un altro file sono stati memorizzati i valori della portata (vedi Figure 14 e 15).

2.4 Sintesi operativa

Per effettuare una simulazione numerica su una determinata geometria è dunque necessario seguire il seguente procedimento:

- a) preparazione del file di geometria per la generazione della griglia: suddivisione del volume complessivo nei volumi interno ed esterno;
- b) generazione delle griglie:
 1. generazione della griglia superficiale tramite PROSURF (sia del volume interno che di quello esterno);
 2. generazione della griglia di volume tramite PROAM (sia del volume interno che di quello esterno);
- c) calcolo del campo di moto e del campo di forze sulla girante mediante COMET;
- d) post-processing rappresentante il campo di moto e pressione, calcolo della portata e delle forze globali agenti sulla girante.

3 Descrizione delle simulazioni numeriche effettuate

3.1 Simulazione della pompa reale

La geometria della pompa reale è stata fornita da PMP come file in formato `igs`. La griglia di calcolo sezionata su tre piani perpendicolari è illustrata in Figura 10.

Le simulazioni ottenute in questo caso sono riportate nelle Figure 11,12, 13, 16 e 17. In particolare, nelle figure 11, 12 e 13 sono mostrati gli andamenti dei vettori velocità, del modulo del vettore velocità e della pressione dopo 16 giri della girante cioè dopo 0.320s nei tre piani mostrati in Figura 10.

Come si può osservare nell'ingrandimento della sezione del tubo di uscita di Figura 17, in questa parte di circuito si crea un grosso vortice dovuto probabilmente alla presenza di una geometria non ottimizzata all'imbocco del tubo. *Abbiamo motivo di pensare che questo vortice sia responsabile di una non perfetta efficienza del circuito di scarico e di una alta richiesta di energia alla girante. Infatti, la presenza del vortice riduce l'effettiva sezione o*

luce di efflusso, riducendo la portata in uscita. In definitiva, questo significa che è necessario più tempo per scaricare una quantità d'acqua assegnata. Nella Figura 17 si nota chiaramente come il vortice si formi a causa della non ottimizzata geometria dell'imbocco del tubo di uscita dato che i vettori del campo di velocità sono esattamente tangenziali alla geometria di imbocco. Per questo motivo, una possibile modifica sarebbe quella di rendere migliore il raccordo all'imbocco. Se si conoscesse il verso di rotazione della girante, sarebbe ipotizzabile una geometria con imbocco tangenziale alla girante; in realtà però non è possibile conoscere in che verso la girante comincerà a ruotare, quindi è pensabile solo una soluzione simmetrica rispetto al centro dell'asse del tubo di uscita semplicemente con un raccordo d'ingresso più arrotondato che favorisca il rimpicciolimento del vortice.

Per quanto riguarda gli indicatori integrali calcolati, come si può osservare nella figura 14, dopo un breve momento di transizione iniziale in cui l'acqua tenderebbe ad entrare dall'outlet (vedi fig. 16 a sinistra) la spinta della girante prevale e l'acqua comincia ad uscire dall'outlet (vedi fig. 16 a destra), le forze si stabilizzano e alla fine anche la portata (attorno ai $15.6l/min$). Questo valore è in buon accordo con i dati sperimentali resi disponibili da PMP.

3.2 Simulazione delle geometrie modificate

Le modifiche da apportare alla geometria iniziale sono state pensate considerando sia i risultati ottenuti dalle simulazioni che il processo di costruzione e il posizionamento del circuito fitro-pompa che ne limitano le forme possibili. Come già accennato, infatti, non è possibile modificare la geometria in modo completamente dipendente solo dall'ottimizzazione fluidodinamica ma è necessario tenere in conto la realizzabilità delle geometrie modificate; per questi motivi si è deciso di valutare con nuove analisi numeriche tre geometrie, concordate con PMP, le cui modifiche riguardano la struttura dell'imbocco del tubo di uscita:

1. la geometria chiamata NEW1 in cui si è cercato di migliorare il raccordo all'imbocco rendendolo più arrotondato
2. la geometria chiamata NEW2 in cui, per migliorare ulteriormente il raccordo all'imbocco, si è ristretto di $2mm$ il raggio della parete esterna alla girante.

Un terza geometria, nella quale il tubo di scarico è stato allineato alla girante è al momento in fase di simulazione.

In Figura 18 vengono mostrate le sezioni delle griglie sul piano $z = -35mm$ dove è possibile osservare meglio questi cambiamenti: a in alto la geometria iniziale, a destra in mezzo la geometria NEW1 e in basso la geometria NEW2.

I risultati ottenuti dalle simulazioni nelle nuove geometrie, con le stesse condizioni al bordo del caso reale, sono illustrati nelle Figure 19, 20 e 21.

4 Analisi dei risultati

Per valutare i miglioramenti ottenuti con le nuove geometrie è possibile effettuare un confronto sia tra gli andamenti qualitativi del campo di moto all'imbocco del condotto di uscita e all'interno del condotto stesso, sia tra i valori della portata e delle forze agenti sulla girante.

In figura 19 sono mostrati gli andamenti dei vettori velocità nella sezione $z = -35mm$ del condotto di uscita: è possibile vedere come la dimensione del vortice sia minore nei casi con la geometria modificata e in particolare nel caso in cui si sia ridotto il diametro della parete esterna alla girante (geometria NEW2). Per problemi di relizzabilità non è stato possibile ottenere un ingresso al tubo di uscita ben raccordato e cioè il più dolce possibile; la geometria NEW2, avendo un raggio esterno minore, limita la componente orizzontale che provoca il direzionamento errato dei vettori e quindi riduce il vortice all'uscita.

Conferma di questa prima valutazione qualitativa viene data se si osservano i valori delle portate di acqua che si ottengono a pari differenza di pressione imposta tra ingresso e uscita ($4900Pa$). Come mostrato in figura 20, la portata si stabilizza ad un valore sensibilmente più alto se si passa dalla geometria iniziale a NEW1 e poi a NEW2 e cioè passa da circa $15.6l/min$ a $18.4l/min$ e a $19.6l/min$ rispettivamente; un'aumento della portata a pari Δp è indice di minori perdite di carico e quindi di un'effettiva ottimizzazione della geometria.

È utile anche confrontare gli andamenti delle forze agenti sulla girante nei tre casi. Dai grafici mostrati in figura 21 è possibile notare come la grandezza più significativa, e cioè il momento rispetto all'asse di rotazione M_z , aumenta leggermente in modulo passando da $0.071Nm$ della geometria iniziale a $0.074Nm$ della NEW1 e poi a $0.076Nm$ della NEW2. Per quanto

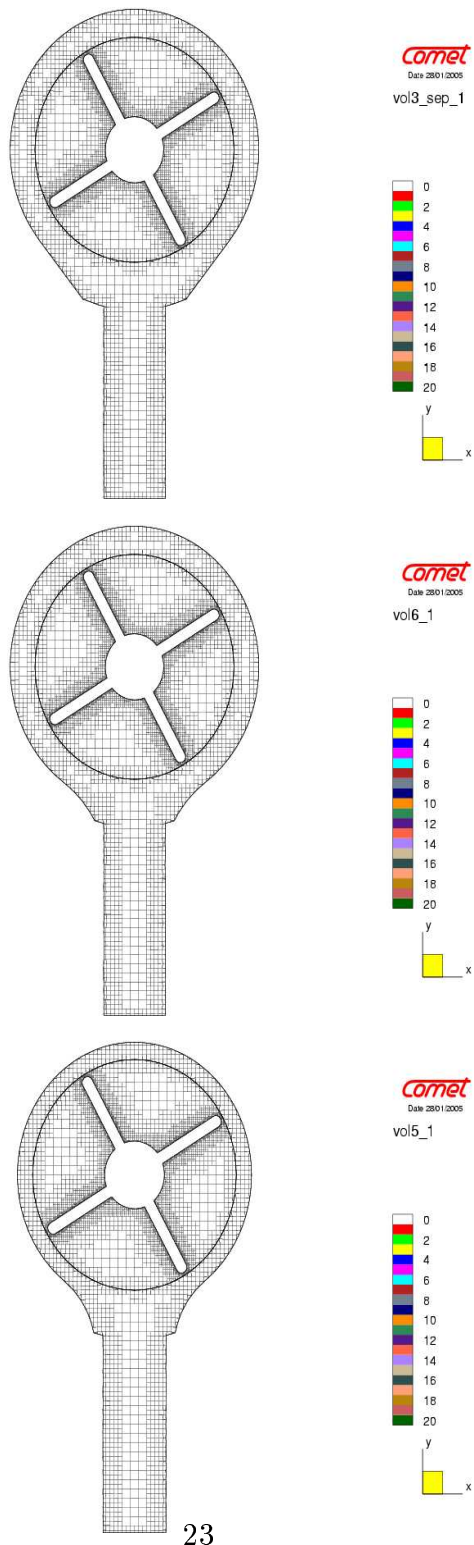


Figura 18: Confronto delle tre diverse geometrie utilizzate, sezione corrispondente al piano $z = -35mm$: in alto la geometria iniziale, in mezzo la geometria NEW1 e in basso la geometria NEW2.

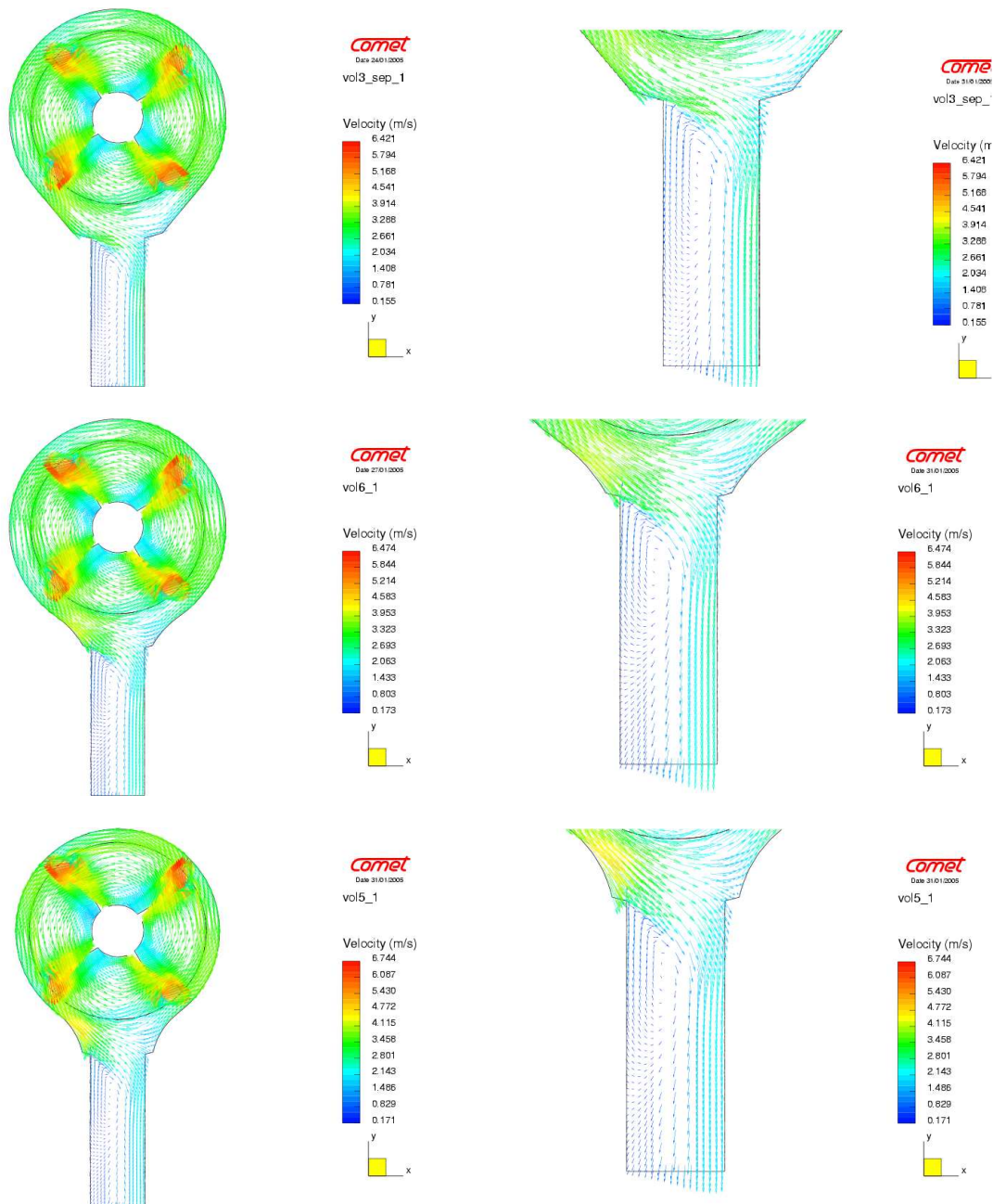


Figura 19: Confronto qualitativo dei campi di velocità nella sezione $z = -35\text{mm}$ del condotto di uscita: geometria reale in alto, geometria NEW1 in centro e NEW2 in basso; a destra i particolari del condotto di uscita.

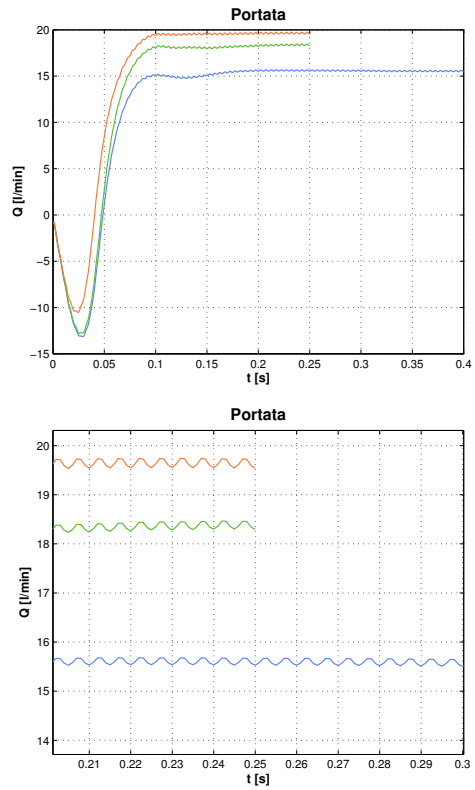


Figura 20: Confronto dei valori della portata di acqua ottenuta imponendo un salto di pressione di $4900Pa$: andamento nel tempo della portata nel caso della geometria iniziale (azzurro), della NEW1 (verde) e della NEW2 (arancio). In basso un particolare attorno a $t = 0.250s$.

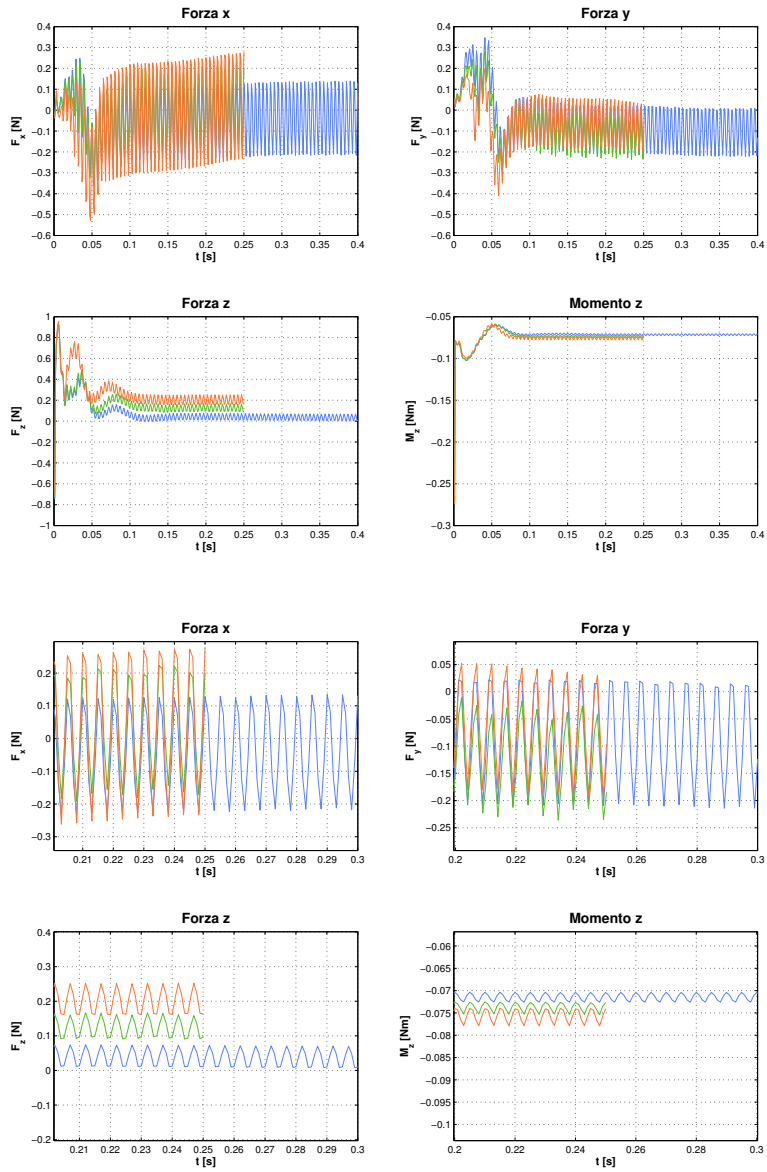


Figura 21: Confronto dei valori delle forze agenti sulla girante: andamento nel tempo delle forze nel caso della geometria iniziale (azzurro), della NEW1(verde) e della NEW2 (arancio). In basso (ultime quattro figure) un particolare attorno a $t = 0.250s$.

riguarda le altre forze, F_x e F_y restano sostanzialmente invariate, mentre F_z aumenta leggermente.

L'aumento del momento da un lato significa un incremento di potenza istantanea richiesta al motore. Tuttavia questo aumento è piccolo rispetto al guadagno in portata ottenuto nelle nuove geometrie, *ottenendo l'effetto complessivo di una richiesta di energia più bassa*. Infatti, l'aumento di portata comporta un tempo di scarico del circuito significativamente più basso. Ipotizzando infatti di dover scaricare 20l di acqua, si calcola *il dispendio energetico come il prodotto del momento che deve fornire la girante per la velocità angolare per il tempo necessario allo scarico dell'acqua*. Il quadro complessivo dei risultati è riportato¹ in Tabella 1.

Caso	M_z [Nm]	Port [l/min]	T Scarico	Energia [J]	Riduz % energia
Reale	0.071	15.6	1m 17s	0.0758545	0 %
NEW1	0.074	18.4	1m 4s	0.06703	11.7 %
NEW2	0.076	19.6	1m 1s	0.064625	14.9 %

Tabella 1: Sintesi dei risultati ottenuti per le diverse geometrie

5 Conclusioni e sviluppi futuri

Conclusioni L'analisi della Tabella 1 porta a concludere che la geometria NEW2 sia significativamente più efficiente per quanto riguarda i tempi di accensione della girante, quindi il consumo di energia elettrica.

Sviluppi Tre sono le possibili direzioni di sviluppo della presente collaborazione.

1. simulazione numerica a regime di nuove geometrie; confronto e validazione con eventuali prototipi;
2. simulazione numerica della fase di avvio per verificare se le caratteristiche di ottimalità individuate si mantengono anche nel transitorio

¹Per "Riduzione percentuale energia intendiamo il rapporto (Energia richiesta dalla pompa reale - Energia richiesta dalla geometria NEW)/Energia richiesta dalla pompa reale.

di avvio della girante; in questa fase, si potrebbero considerare forme geometriche delle palette che possano indurre il motore ad avviare la girante in una direzione prestabilita;

3. come già indicato in [1], simulazione della fase di post-centrifuga, quando il fluido che scorre nella pompa è dato da acqua (con detersivo schiumoso) e aria. In questo caso, la difficoltà principale sarebbe quella della presenza di un fluido bifase. L'obiettivo principale sarebbe il controllo dei livelli di rumore (mediante analisi di vorticità).

Riferimenti bibliografici

- [1] A. Veneziani, Allegato Tecnico al Progetto di Consulenza Scientifica per la Simulazione Numerica di Pompe per Macchine Lavatrici, MOX, Poltecnico di Milano
- [2] J.H. Ferziger, M. Peric, Computational Methods for Fluid Dynamics, Springer-Verlag, Berlin, 3rd ed.
- [3] www.cd-adapco.com