



Università degli Studi di Ferrara

DOTTORATO DI RICERCA IN  
“SCIENZE DELL’INGEGNERIA”  
CICLO XXIX

COORDINATORE Prof. Stefano Trillo

**Analisi Numerica e Sperimentale delle Prestazioni di  
Pompe Centrifughe per Fluidi Non-Newtoniani**

Settore scientifico disciplinare ING-IND/08

Dottorando

Carlo Buratto

Tutore

Prof. Michele Pinelli

Anni 2014/2016



# ABSTRACT

Centrifugal pumps are used in many applications in which non-newtonian fluids are involved: food processing industry, paper industry, pharmaceutical and oil/gas applications.

In addition to pressure and temperature, the viscosity of a non-newtonian fluid depends on the shear rate and usually is several order of magnitudes higher than water. High values of viscosity cause a derating of pump performance respect to water. For the correction of the pump performance only few approaches are available. They rely on the estimation of a representative value of viscosity to be used with a high viscosity fluid performance correction (for instance the Hydraulic Institute method). The correction provided by these methods is applied a posteriori to the pump design developed with water as processed fluids. Nowadays pumping and mixing non-newtonian fluids is a matter of increasing interest, in the last years many progresses has been made, but there is still lack of a detailed analysis of the fluid-dynamics phenomenon involved inside these machines.

In the present Thesis, an advance of knowledge in this field is attempted. Starting from a detailed literature review, that is carried out in order to give an overall point of view of the main centrifugal pump performance estimation problems with non-Newtonian fluids, a critical analysis of the most significant approaches for the estimation of the representative viscosity will be carried out. As part of the analysis, CFD numerical simulations will be carried out in two centrifugal pumps: a small size low specific speed pump for dirty water; and a large size high specific speed pump used in food processing industry.

The numerical models were validated against experimental results obtained by means of several tests performed on the low specific speed pump. An on-purpose built test bench was used to investigate the influence in pump performance of three different non-newtonian fluids, which were mixtures of different concentration ratio of kaolin in water. The experimental analysis involved also the rheological characterization of the fluids by means of a rotating viscosimeter. Each pump performance test was accompanied by the rheological characterization of the fluid, in order to detected all modifications in the rheological phenomena of the fluid and allow the proper fluid modelization into CFD model.

The performance obtained by using numerical simulations will be compared with the ones obtained through representative viscosity correction respect to water and finally a detailed analysis of the viscosity and shear rate distribution inside the pumps will be carried out in order to investigate the fluid-dynamics-rheological phenomenon involved in the performance derating. The analysis is focused on the laminar/turbulent transition and the

influence of the viscosity index and consistency index of pseudo-plastic power law on the pump performance.

Variations of the pump performance, related to the values of head, torque and efficiency are strongly related to the rheological behavior of the processed fluid. For this reason, a specific design process has to take into account these effects in order to define the proper pump geometry able to operate the non-newtonian fluid with specific characteristics. This thesis reports several hints useful during the design process and suitable for representing the basis on which future design methods will be based.

# SOMMARIO

Le pompe centrifughe sono utilizzate in molteplici applicazioni dove si trovano ad elaborare fluidi non newtoniani come ad esempio nell'industria alimentare e della carta, nel settore farmaceutico e nelle applicazioni oil&gas.

In aggiunta alla pressione e alla temperatura, la viscosità di un fluido non newtoniano dipende dallo sforzo di taglio e solitamente risulta essere molto più elevata rispetto a quella dell'acqua. Per la correzione delle prestazioni di una pompa solo pochi metodi sono disponibili. Questi metodi si basano sulla stima di un valore rappresentativo di viscosità da utilizzare per correggere le performance come se la pompa elaborasse un fluido più viscoso (per esempio il metodo dell'Hydraulic Institute). Il progetto della pompa viene comunque eseguito con acqua e la correzione delle prestazioni della pompa viene fatta solamente a posteriori. Attualmente l'utilizzo di sistemi di pompaggio e di miscelazione di fluidi non newtoniani è di crescente interesse e recentemente sono stati fatti dei passi in avanti, anche se tuttavia esiste ancora una mancanza di dettagliate analisi dei fenomeni fluidodinamici che si verificano all'interno di queste macchine.

In questa Tesi, viene riportato un avanzamento della conoscenza in questo campo. Partendo da una dettagliata analisi dello stato dell'arte presente in letteratura, per fornire un punto di vista globale relativo ai problemi legati alla stima delle prestazioni di pompe centrifughe operanti con fluidi non newtoniani, è stata realizzata un'analisi critica dei metodi principali per stimare il valore rappresentativo della viscosità. Parte dell'analisi è stata condotta realizzando delle simulazioni numeriche CFD per due pompe centrifughe: la prima pompa, di piccola taglia, è caratterizzata da una bassa velocità specifica e realizzata per operare con acque sporche mentre la seconda, di grande taglia, è caratterizzata da un'elevata velocità specifica e realizzata per lavorare nell'industria alimentare.

I modelli numerici sono stati validati utilizzando risultati sperimentali ottenuti da numerose prove eseguite sulla pompa di taglia più piccola. Un sistema sperimentale, creato per lo scopo specifico, è stato utilizzato per investigare l'influenza sulle prestazioni della pompa di tre diversi fluidi non newtoniani realizzati con tre diverse concentrazioni di polvere di caolino in acqua. L'analisi sperimentale ha coinvolto anche la caratterizzazione reologica dei fluidi attraverso un viscosimetro a piatti rotanti. Ogni curva caratteristica della pompa è stata accompagnata dalla caratterizzazione reologica del fluido per individuare di tutte le possibili variazioni della reologia del fluido e permettere una migliore modellazione nel codice CFD.

Le prestazioni delle pompe ottenute dalle analisi numeriche sono state comparate con quelle ottenute attraverso i metodi di correzione rispetto alle prestazioni con acqua, basati sul valore rappresentativo di viscosità del fluido. Infine è stata eseguita un'analisi dettagliata dei valori dello sforzo di taglio per permettere l'analisi dell'influenza della reologia del fluido sul calo delle prestazioni della macchina. L'analisi è focalizzata sulla transizione laminare/turbolenta e sull'influenza della diversa curva di flusso, rappresentata dalla legge di potenza che caratterizza il fluido non newtoniano, sulle prestazioni della pompa.

Variazioni delle prestazioni della pompa, legate alla prevalenza, coppia e rendimento sono strettamente legate alla reologia del fluido elaborato. Per questa ragione, uno specifico processo di progettazione deve tenere in considerazione questi effetti per permettere la definizione di una geometria appropriata della pompa capace di operare con il fluido non newtoniano con le sue specifiche caratteristiche. Questa Tesi riporta numerosi spunti, utili in fase di progetto e rappresentano la base su cui sviluppare, nel futuro, nuove metodologie di progettazione.

# INDICE

ABSTRACT .....	i
SOMMARIO .....	iii
INDICE.....	v
INDICE DELLE FIGURE .....	ix
INDICE DELLE TABELLE.....	xv
INTRODUZIONE .....	xvii
i.1 Metodi di stima delle prestazioni delle pompe centrifughe con fluidi newtoniani .....	xviii
i.2 Metodi di stima delle prestazioni delle pompe centrifughe con fluidi non newtoniani .....	xxi
SCOPO DELLA TESI .....	xxvii
OUTLINE .....	xxix
ORIGINALITÀ E CONTRIBUTI.....	xxxi
CAPITOLO 1.....	33
COMPORTAMENTO REOLOGICO DEI FLUIDI .....	33
1.1 Fluidi newtoniani.....	33
1.2 Fluidi non newtoniani.....	35
1.2.1 Fluidi non newtoniani indipendenti dal tempo.....	36
1.2.1.1 Fluidi non newtoniani pseudoplastici.....	37
1.2.1.2 Fluidi non newtoniani dilatanti .....	39
1.2.1.3 Fluidi non newtoniani viscoplastici .....	39
1.2.2 Fluidi non newtoniani dipendenti dal tempo.....	41
1.2.2.1 Fluidi non newtoniani tissotropici.....	42
1.2.2.2 Fluidi non newtoniani reopettici .....	42
1.2.3 Fluidi non newtoniani viscoelastici.....	43
CAPITOLO 2.....	45
STATO DELL'ARTE .....	45

2.1 Studio di pompe centrifughe con fluidi newtoniani diversi dall'acqua.....	45
2.2 Studio di fluidi non newtoniani in altre applicazioni.....	52
2.2.1 Studio dei miscelatori con fluidi non newtoniani.....	53
2.3 Studio di pompe centrifughe con fluidi non newtoniani .....	58
2.3.1 Simulazioni CFD con fluidi non newtoniani sulle pompe centrifughe.....	58
2.3.2 Stima delle prestazioni delle pompe centrifughe con fluidi non newtoniani .....	61
2.3.3 Confronto tra i fluidi non newtoniani testati in letteratura.....	64
CAPITOLO 3.....	67
ANALISI SPERIMENTALI DELLE PRESTAZIONI DI UNA POMPA CON FLUIDO NON NEWTONIANO.....	67
3.1 Caratteristiche della pompa .....	67
3.2 Descrizione banco di prova .....	68
3.3 Caratteristiche dei fluidi utilizzati.....	70
3.4 Procedura di prova per i fluidi non newtoniani .....	72
3.5 Risultati prove sperimentali .....	72
CAPITOLO 4.....	77
ANALISI FLUIDODINAMICA DI UNA POMPA CON FLUIDO NON NEWTONIANO .....	77
4.1 Dominio di calcolo .....	77
4.2 Griglia di calcolo .....	79
4.3 Impostazioni delle simulazioni CFD.....	79
4.4 Confronto tra i risultati CFD e i risultati sperimentali con acqua.....	81
4.5 Confronto tra i risultati CFD e i risultati sperimentali con i fluidi non newtoniani .....	84
4.5.1 Concentrazione 30 %.....	84
4.5.2 Concentrazione 35 %.....	87
4.5.3 Concentrazione 40 %.....	89
4.6 Analisi fluidodinamica .....	91
CAPITOLO 5.....	93
CONFRONTO DEI METODI DI STIMA DELLE PRESTAZIONI ED ANALISI FLUIDODINAMICA DI DUE POMPE.....	93
5.1 Confronto dei metodi di stima con le misure sperimentali .....	94
5.1.1 Walker e Goulas (1984) .....	94
5.1.2 Pullum et al. (2007) .....	96
5.2 Test case .....	98
5.2.1 Griglia di calcolo .....	100
5.2.2 Impostazioni delle simulazioni CFD.....	100

5.2.3 Confronto tra risultati CFD e sperimentali sulla Pompa 2 con acqua .....	102
5.3 Descrizione dei fluidi simulati.....	102
5.4 Analisi numerica delle prestazioni delle Pompe 1 e 2.....	103
5.5 Analisi dello shear rate sulle Pompe 1 e 2.....	104
5.6 Stima delle prestazioni con fluidi non newtoniani applicando il metodo dell'Hydraulic Institute .....	109
5.6.1 Metodo di Walker e Goulas (1984) .....	109
5.6.2 Metodo di Pullum et al. (2007) .....	110
5.6.3 Osservazioni e critiche ai metodi di Walker e Goulas (1984) e Pullum et al. (2007) .....	110
5.7 Stima delle prestazioni con fluidi non newtoniani correlando HR e ER a $Re_p$ .....	114
5.7.1 Osservazioni e critiche alla correlazione HR e ER a $Re_p$ .....	115
5.6 Analisi fluidodinamica .....	119
SPIN-OFF .....	123
CONCLUSIONI .....	125
LISTA DEI SIMBOLI .....	127
BIBLIOGRAFIA .....	129
LISTA DELLE PUBBLICAZIONI .....	133



# INDICE DELLE FIGURE

## INTRODUZIONE

Figura i.1 Procedura grafica HI .....	xix
Figura i.2 Fattori di correzione in funzione di B: a) $C_H$ e $C_Q$ , b) $C_\eta$ .....	xx
Figura i.3 Metodo KSB per il calcolo del fattore di correzione della portata $f_Q$ , del rendimento $f_\eta$ , e della prevalenza $f_H$ .....	xxi

## CAPITOLO 1

Figura 1.1 Rappresentazione schematica del fluido compresso tra le due lastre piane (Chhabra e Richardson, 1999).....	33
Figura 1.2 Curve di flusso riferite a un olio da cucina (cooking oil) e a uno sciroppo di mais (corn syrup) (Chhabra e Richardson, 1999) .....	35
Figura 1.3 Curve di flusso di fluidi indipendenti dal tempo (Chhabra, 2010).....	36
Figura 1.4 Rappresentazione schematica del comportamento dei fluidi pseudoplastici (Chhabra e Richardson, 1999).....	37
Figura 1.5 Presenza dei valori limite di viscosità in una soluzione di polimeri pseudoplastici (Chhabra e Richardson, 1999).....	38
Figura 1.6 Curva di flusso di un fluido dilatante in scala doppio logaritmica che mostra un comportamento pseudoplastico per bassi valori di shear rate (Chhabra e Richardson, 1999).....	40
Figura 1.7 Curva di flusso di un fluido di Bingham e di un fluido pseudoplastico con yield stress (Chhabra e Richardson, 1999) .....	40
Figura 1.8 Curve di flusso dei fluidi tissotropici/reopettici (Chhabra e Richardson, 1999).....	41
Figura 1.9 Shear stress in funzione del tempo per un fluido tissotropico (sospensione di fanghi rossi) che viene sollecitato con shear rate costante (Chhabra e Richardson, 1999) .....	42
Figura 1.10 Shear stress in funzione del tempo per un fluido reopettico (poliestere saturato) che viene sollecitato con shear rate costante (Chhabra e Richardson, 1999).....	43

## CAPITOLO 2

Figura 2.1 Analisi LDV con fluido con $v=48 \text{ mm}^2/\text{s}$ : a) $\beta_2=20^\circ$ b) $\beta_2=44^\circ$ (Li, 2011) .....	46
Figura 2.2 Prestazioni ottenute con varie giranti: a) prevalenza con olio, b) rendimento con acqua e olio (Shojaeefard et al., 2012) .....	47
Figura 2.3 Influenza del numero di pale (z) sulla prevalenza con diverse viscosità: a) $v=1 \text{ mm}^2/\text{s}$ b) $v=255 \text{ mm}^2/\text{s}$ (Li, 2002) .....	47

Figura 2.4 Influenza del numero di pale ( $z$ ) sulle prestazioni al BEP in funzione della viscosità: a) rendimento b) potenza idraulica (Li, 2002).....	48
Figura 2.5 Geometrie di girante analizzate: a) TypeA semi-aperta b) TypeB aperta c) TypeC aperta (Shigemutsu et al., 2016).....	48
Figura 2.6 Prestazioni sperimentali: a) prevalenza b) potenza c) rendimento (Shigemutsu et al., 2016).....	49
Figura 2.7 Pompe analizzate: a) $n_s=19$ , b) $n_s=28$ , c) $n_s=32$ (Moreno et al., 2012).....	49
Figura 2.8 Prestazioni nel BEP in funzione della viscosità calcolate con il metodo analitico su tre giranti: a) prevalenza b) rendimento (Shojaeefard et al., 2015).....	50
Figura 2.9 Performance con $R_a=50 \mu\text{m}$ : a) prevalenza, b) rendimento, c) rendimento idraulico (Li, 2011).....	51
Figura 2.10 Fattore di attrito medio con $R_a=50 \mu\text{m}$ : a) girante, b) voluta (Li, 2011).....	51
Figura 2.11 Fattore di attrito in funzione di $Re$ nel caso di tubi circolari (Li, 2011).....	52
Figura 2.12 Schema di un miscelatore per fluidi.....	53
Figura 2.13 Relazione $Re-N_p$ ottenuta con fluidi newtoniani nei miscelatori (Rushton e Costich, 1950).....	54
Figura 2.14 Relazione $Re-N_p$ ottenuta con i fluidi non newtoniani confrontata con quella ottenuta da Rushton e Costich (1950) (indicata come Rushton) con fluidi newtoniani (Metzner e Otto, 1957).....	55
Figura 2.15 Relazione $N_p-Re_n$ per fluidi pseudoplastici con diversi valori di $n$ (Rieger e Novak, 1973). 56	
Figura 2.16 $Kp(n)$ determinato sperimentalmente (Rieger e Novak, 1973).....	56
Figura 2.17 $Np$ in funzione di $Re$ nel regime di transizione laminare-turbolenta per vari fluidi con due diverse giranti a) e b) (Kelly e Gigas, 2003).....	57
Figura 2.18 Diverse volute analizzate: a) circolare, b) Bezier, c) trapezoidale (Allali et al., 2015).....	59
Figura 2.19 Contour di velocità relativa per l'analisi del tip leakage flow con: a) acqua, b) tomato paste, c) fluido newtoniano con $\mu=1\text{Pa}\cdot\text{s}$ , d) fluido newtoniano con $\mu=11\text{Pa}\cdot\text{s}$ . (Buratto et al., 2015) 59	
Figura 2.20 Relazione $Np-Re_p$ per i fluidi newtoniani e non newtoniani (Buratto et al., 2015).....	60
Figura 2.21 Struttura della pompa con il generatore di turbolenza (Ye et al., 2015).....	60
Figura 2.22 Risultati ottenuti: a) relazione $N_{p \text{ gen turb}}-Re_{\text{gen turb}}$ , b) relazione $N_f-Re_{\text{gen turb}}$ (Ye et al., 2015).....	61
Figura 2.23 Confronto tra i valori sperimentali e i valori calcolati con l'Hydraulic Institute: a) HR, b) ER (Walker e Goulas, 1984).....	61
Figura 2.24 Confronto tra la prevalenza stimata con l'approccio di Pullum et al. (2007) e la prevalenza misurata sperimentalmente: a) pompa Warman 4x3, b) pompa GIW 4x3 (Pullum et al., 2007).....	62
Figura 2.25 Confronto tra i risultati sperimentali e quelli predetti con il metodo di Sery et al. (2006): a) prevalenza, b) rendimento a 1100 rpm, c) rendimento a 1400 rpm (Sery et al., 2006).....	63
Figura 2.26 Correlazione $Re_p-HR$ e $Re_p-ER$ vicino al BEP su due pompe: a) Hazleton 3 ( $n_s=14$ ), b) Warman 4/3 ( $n_s=27$ ) (Walker e Goulas, 1984).....	64
Figura 2.27 Correlazione $Re_p-HR$ al 10% del BEP su due pompe: a) Hazleton 3 ( $n_s=14$ ), b) Warman 4/3 ( $n_s=27$ ) (Walker e Goulas, 1984).....	64
Figura 2.28 Correlazione $Re_p-HR$ usando la viscosità apparente su due pompe: a)Warman 4/3, b) GIW 4x3 (Graham et al., 2009).....	65

## CAPITOLO 3

Figura 3.1 Pompa 1: voluta e girante .....	68
Figura 3.2 Schema del banco di misura per effettuare le misure di portata tramite pesata.....	69

Figura 3.3 Schema di montaggio del misuratore di coppia, tra i due componenti motore e pompa...	69
Figura 3.4 Campione di caolino .....	71
Figura 3.5 Caratterizzazione reologica dei fluidi non newtoniani ottenute dopo la miscelazione .....	71
Figura 3.6 Curve di prestazione della pompa (prevalenza, coppia, rendimento) a 2900 rpm e reologia dei fluidi non newtoniani .....	73
Figura 3.7 Curve di prestazione della pompa (prevalenza, coppia, rendimento) a 2500 rpm e reologia dei fluidi non newtoniani .....	73
Figura 3.8 Curve di prestazione della pompa (prevalenza, coppia, rendimento) a 2000 rpm e reologia dei fluidi non newtoniani .....	74
Figura 3.9 Curve di prestazione della pompa (prevalenza, coppia, rendimento) a 1500 rpm e reologia dei fluidi non newtoniani .....	74
Figura 3.10 Curve di prestazione della pompa (prevalenza, coppia, rendimento) e reologia del fluido non newtoniano per una concentrazione di 35 % (banda di variabilità pari al 10 %) .....	76

## **CAPITOLO 4**

Figura 4.1 Voluta della pompa dopo la colata di gomma .....	78
Figura 4.2 Forma in silicone solidificato estratto dalla voluta .....	78
Figura 4.3 Vista in sezione della pompa centrifuga completa .....	79
Figura 4.4 Dominio computazionale .....	79
Figura 4.5 Griglia realizzata sulla pompa 1: a) vista in sezione, b) dettaglio relativo agli strati prismatici posizionati sulla parete .....	80
Figura 4.6 Prevalenza, coppia e rendimento con acqua a 2900 rpm .....	82
Figura 4.7 Prevalenza, coppia e rendimento con acqua a 2500 rpm .....	82
Figura 4.8 Prevalenza, coppia e rendimento con acqua a 2000 rpm .....	83
Figura 4.9 Prevalenza, coppia e rendimento con acqua a 1500 rpm .....	83
Figura 4.10 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 30 % a 2900 rpm .....	85
Figura 4.11 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 30 % a 2500 rpm .....	85
Figura 4.12 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 30 % a 2000 rpm .....	86
Figura 4.13 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 30 % a 1500 rpm .....	86
Figura 4.14 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 35 % a 2900 rpm .....	87
Figura 4.15 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 35 % a 2500 rpm .....	87
Figura 4.16 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 35 % a 2000 rpm .....	88
Figura 4.17 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 35 % a 1500 rpm .....	88
Figura 4.18 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 40 % a 2900 rpm .....	89
Figura 4.19 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 40 % a 2500 rpm .....	90
Figura 4.20 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 40 % a 2000 rpm .....	90
Figura 4.21 Variazione della componente di velocità periferica all'uscita della girante nel caso di funzionamento con acqua e con una concentrazione di caolino del 30 % .....	92
Figura 4.22 Campo di moto in corrispondenza dell'apice della pala, per il funzionamento con acqua e le tre miscele realizzate al 30 %, 35 % e 40 % .....	92

## **CAPITOLO 5**

Figura 5.1 Confronto tra i risultati ottenuti applicando il metodo di Walker e Goulas (1984) e sperimentali.....	95
--	----

Figura 5.2 Confronto tra i risultati ottenuti applicando il metodo di Walker e Goulas (1984) (W.G.) e sperimentali per il 35 % di concentrazione .....	96
Figura 5.3 Confronto tra la curva caratteristica ottenuta sperimentalmente per una concentrazione del 30 % e quella ottenuta assunta come rappresentativa dal metodo di Pullum et al. (2007).....	97
Figura 5.4 Confronto tra la curva caratteristica ottenuta sperimentalmente e quella ottenuta con il metodo di Pullum et al. (2007) minimizzando l'errore: a) concentrazione del 30 %, 1500 rpm, b) concentrazione del 35 %, 1500 rpm.....	98
Figura 5.5 Pompa 2.....	99
Figura 5.6 Vista in sezione della Pompa 2.....	99
Figura 5.7 Dominio computazionale della Pompa 2 .....	100
Figura 5.8 Griglia realizzata sulla pompa 2: a) vista in sezione, b) elementi in corrispondenza dell'apice della pala .....	101
Figura 5.9 Analisi di sensibilità alla griglia svolta sulla pompa 2 .....	101
Figura 5.10 Confronto tra i risultati sperimentali e CFD con l'acqua sulla pompa 2.....	102
Figura 5.11 Risultati CFD relativi alle prestazioni con i vari fluidi: a) Pompa 1, b) Pompa 2.....	104
Figura 5.12 Viscosità apparente sulla superficie delle giranti: a) pompa 1 che elabora il fluido K6N0.5 a 4 m <sup>3</sup> /h, b) pompa 2 che elabora il fluido K100N0.5 a 4000 m <sup>3</sup> /h .....	105
Figura 5.13 Superfici e volumi individuati per la Pompa 1 (a, c) e per la Pompa 2 (b, d) .....	106
Figura 5.14 Shear rate [s <sup>-1</sup> ] per la Pompa 1, 3.5 m <sup>3</sup> /h, con a) K6N0.25, b) K6N0.5 e c) K6N0.75.....	108
Figura 5.15 Shear rate [s <sup>-1</sup> ] per la Pompa 2, 4000 m <sup>3</sup> /h, con a) K100N0.25, b) K100N0.5 e c) K100N0.75 .....	108
Figura 5.16 Confronto tra i risultati numerici e quelli ottenuti applicando il metodo di Walker e Goulas (1984): a) Pompa 1 , b) Pompa 2.....	109
Figura 5.17 Confronto tra i risultati numerici e quelli ottenuti applicando il metodo di Pullum et al. (2007): a) Pompa 1 , b) Pompa 2.....	111
Figura 5.18 Confronto tra i risultati ottenuti applicando il metodo di Walker e Goulas (1984) (W.G.) e sperimentali per il 35 % di concentrazione, scegliendo la viscosità plastica in corrispondenza di uno shear rate di 400 s <sup>-1</sup> e 1500 s <sup>-1</sup> .....	112
Figura 5.19 Confronto tra le correlazioni ottenute sulla Pompa 1 con vari fluidi e diverse portate e le curve ottenute da Walker e Goulas (1984) con le pompe Hazleton e Warman: a)Re <sub>p</sub> -HR, b)Re <sub>p</sub> -ER. 115	115
Figura 5.20 Confronto tra le correlazioni ottenute sulla Pompa 2 con vari fluidi e diverse portate e le curve ottenute da Walker e Goulas (1984) con le pompe Hazleton e Warman: a)Re <sub>p</sub> -HR, b)Re <sub>p</sub> -ER. 115	115
Figura 5.21 Confronto sulla Pompa 1 tra i valori di HR e ER calcolati tramite CFD e calcolati tramite le curve ottenute da Walker e Goulas (1984): a) valori relativi alla Hazleton n <sub>s</sub> =14, b) valori relativi alla Warman n <sub>s</sub> =27.....	116
Figura 5.22 Confronto sulla Pompa 2 tra i valori di HR e ER calcolati tramite CFD e calcolati tramite le curve ottenute da Walker e Goulas (1984): a) valori relativi alla Hazleton n <sub>s</sub> =14, b) valori relativi alla Warman n <sub>s</sub> =27.....	116
Figura 5.23 Confronto tra le due pompe valutando HR e ER al 79 % del BEP sulla Pompa 1 e al 80 % del BEP sulla Pompa 2: a) Re <sub>p</sub> -HR, b) Re <sub>p</sub> -ER .....	118
Figura 5.24 Confronto sulla Pompa 1 tra la correlazione ottenuta usando Re <sub>p</sub> definito da Walker e Goulas (1984) e usando Re <sub>p</sub> definito da Graham et al. (2009): a) Re <sub>p</sub> - HR, b) Re <sub>p</sub> -ER .....	118
Figura 5.25 Confronto sulla Pompa 2 tra la correlazione ottenuta usando Re <sub>p</sub> definito da Walker e Goulas (1984) e usando Re <sub>p</sub> definito da Graham et al. (2009): a) Re <sub>p</sub> - HR, b) Re <sub>p</sub> -ER .....	119

Figura 5.26 Variazione della componente di velocità periferica all'uscita della girante della Pompa 1 nel caso di funzionamento con acqua, con una concentrazione di caolino del 30 % e con il fluido K6N0.75 .....	120
Figura 5.27 Linee di flusso in uscita dalla girante della Pompa 1 per il funzionamento con acqua, K6N0.25, K6N0.5 e K6N0.75 .....	120
Figura 5.28 Variazione della componente di velocità periferica all'uscita della girante della Pompa 2 nel caso di funzionamento con acqua e con il fluido K100N.075 .....	121
Figura 5.29 Linee di flusso in uscita dalla girante della Pompa 2 per il funzionamento con acqua, K100N0.25, K100N0.5 e K100N0.75 .....	121
Figura 5.30 Pompa 1: campo di moto in corrispondenza dell'apice della pala, per il funzionamento con acqua e tre fluidi non newtoniani (K6N0.25, K6N0.5 e K6N0.75) .....	122
Figura 5.31 Pompa 2: campo di moto in corrispondenza dell'apice della pala, per il funzionamento con acqua e tre fluidi non newtoniani (K100N0.25, K100N0.5 e K100N0.75) .....	122



# INDICE DELLE TABELLE

## CAPITOLO 1

Tabella 1.1 Valori di viscosità dinamica a temperatura ambiente (Chhabra e Richardson, 1999) .....	34
--	----

## CAPITOLO 2

Tabella 2.1 Confronto dei risultati ottenuti da Kalombo et al. (2014) applicando i metodi di Walker e Goulas (1984) e di Pullum et al. (2007) per la prevalenza ( $\Delta H$ ) e per il rendimento ( $\Delta\eta$ ).....	62
Tabella 2.2 Reologia dei fluidi non newtoniani presenti in letteratura (n.d. non disponibile) .....	66
Tabella 2.3 Confronto dei parametri reologici misurati a parità di fluido .....	66

## CAPITOLO 3

Tabella 3.1 Principali caratteristiche e prestazioni con l'acqua della Pompa 1 .....	68
Tabella 3.2 Caratteristiche dei fluidi non newtoniani ottenute dopo la miscelazione .....	71

## CAPITOLO 5

Tabella 5.1 Dimensione caratteristica, rapporto $w/D_{imp}$ e diametro idraulico per la Pompa 1 .....	97
Tabella 5.2 Principali caratteristiche e prestazioni con l'acqua della pompa 2 .....	98
Tabella 5.3 Caratteristiche dei fluidi simulati sulle due pompe .....	103
Tabella 5.4 Shear rate medio [ $s^{-1}$ ] calcolato tramite CFD sui volumi e sulle superfici delle due pompe variando la portata.....	105
Tabella 5.5 Shear rate medio [ $s^{-1}$ ] calcolato tramite CFD sui volumi e sulle superfici delle due pompe variando il valore di k del fluido e mantenendo costante il valore di n e di portata ( $3.5 m^3/h$ per la pompa 1 e $4000 m^3/h$ per la pompa 2) .....	106
Tabella 5.6 Shear rate medio [ $s^{-1}$ ] calcolato tramite CFD sui volumi e sulle superfici delle due pompe variando il valore di n del fluido e mantenendo costante il valore di k e di portata ( $3.5 m^3/h$ per la pompa 1 e $4000 m^3/h$ per la pompa 2) .....	107
Tabella 5.7 Confronto shear rate medio [ $s^{-1}$ ] con il fluido K10N0.75 sui volumi e superfici al BEP di ciascuna pompa.....	107
Tabella 5.8 Scostamenti rispetto ai valori CFD ottenuti applicando gli approcci di Walker e Goulas e di Pullum et al.....	111
Tabella 5.9 Pompa 1: dimensione caratteristica e diametro idraulico equivalente a seconda del fluido considerato.....	113

Tabella 5.10 Pompa 2: dimensione caratteristica e diametro idraulico equivalente a seconda del fluido considerato .....	113
Tabella 5.11 Riassunto dei margini di scostamento rispetto ai valori CFD utilizzando le curve ottenute da Walker e Goulas (1984) .....	117

# INTRODUZIONE

Le pompe centrifughe trovano applicazione anche in campi che coinvolgono fluidi maggiormente viscosi rispetto all'acqua, sia di natura newtoniana sia di natura non newtoniana. Le pompe centrifughe sono utilizzate con i fluidi non newtoniani ad esempio nel campo dell'estrazione mineraria, dell'oil&gas e dell'industria cartaria, o in altre applicazioni dove è richiesto il rispetto di standard igienici fissati dalle normative, come nel caso dei fluidi alimentari. Sono relativamente facili da pulire e funzionano senza l'impiego di lubrificanti, al contrario delle pompe volumetriche. Il loro impiego è però limitato dalla viscosità del fluido.

All'aumentare della viscosità infatti, le pompe centrifughe subiscono un calo delle prestazioni e del rendimento. Karassik et al. (2008) fissano un valore di 0.5 Pa come limite oltre il quale non è conveniente adottare una pompa centrifuga ma è consigliato usare pompe volumetriche per via della loro robustezza e insensibilità alla viscosità del fluido. Dall'altro lato, la sempre maggior richiesta di accelerare i tempi di lavoro e di aumentare la produzione sta spingendo gli utilizzatori verso l'impiego di pompe capaci di sviluppare portate di fluido sempre maggiori. In termini specifici, questo significa utilizzare macchine che permettano di elaborare una portata elevata, mantenendo al contempo la capacità di vincere le perdite di carico del sistema (impianto industriale, condotta, ecc.) nel quale sono inseriti. Le pompe centrifughe permettono un elevato rapporto portata/dimensioni garantendo un flusso costante, privo di pulsazioni come invece accade in presenza di macchine volumetriche. Per questo motivo, le pompe centrifughe stanno acquistando sempre maggiore spazio anche per applicazioni abitualmente dominate dalla pompe volumetriche. Attualmente non esistono procedure di progettazione delle pompe centrifughe specifiche per fluidi diversi dall'acqua, ma esistono, sia per i fluidi newtoniani sia per i fluidi non newtoniani, dei metodi che partendo dalla conoscenza delle prestazioni della pompa misurate con l'acqua consentono di stimare le prestazioni con il fluido di interesse. I metodi attualmente a disposizione per predire le prestazioni delle pompe centrifughe con fluidi diversi dall'acqua sono:

- Hydraulic Institute (HI);
- KSB;
- Metodo di Walker e Goulas (1984) per usare l'Hydraulic Institute;
- Metodo di Pullum et al. (2007) per usare l'Hydraulic Institute;
- Metodo di Sery et al. (2006) per usare l'Hydraulic Institute;
- Correlazione di  $Re_p$  alle prestazioni della pompa (Walker e Goulas, 1984).

## **i.1 Metodi di stima delle prestazioni delle pompe centrifughe con fluidi newtoniani**

Hydraulic Institute. Questo metodo serve a predire le performance delle pompe centrifughe quando vengono usate con fluidi newtoniani maggiormente viscosi rispetto all'acqua. La sua applicazione richiede la conoscenza delle curve caratteristiche della prevalenza e del rendimento della pompa funzionante con acqua.

Si tratta di un metodo empirico sviluppato nel corso degli anni sulla base di una grande quantità di dati sperimentali raccolti ed è attualmente accettato dai costruttori di pompe centrifughe. Il metodo HI definisce tre fattori di correzione:

- $C_Q$ : fattore di correzione della portata;
- $C_H$ : fattore di correzione della prevalenza;
- $C_\eta$ : fattore di correzione del rendimento.

La portata, la prevalenza e il rendimento della pompa centrifuga misurati durante il suo funzionamento con acqua, vengono convertiti nel caso di impiego con un fluido newtoniano maggiormente viscoso facendo uso dei tre fattori di correzione definiti in precedenza. La correzione viene fatta attraverso le formule:

$$Q_{vis} = C_Q \cdot Q_w \quad (i.1)$$

$$H_{vis} = C_H \cdot H_w \quad (i.2)$$

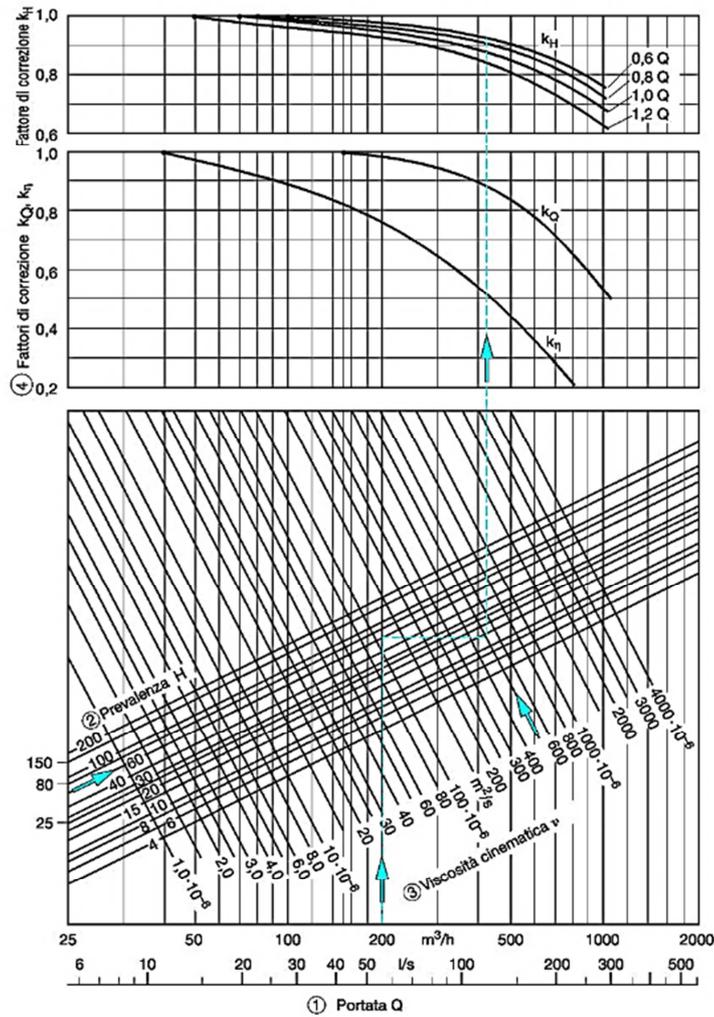
$$\eta_{vis} = C_\eta \cdot \eta_w \quad (i.3)$$

Per la determinazione dei tre fattori di correzione sono presenti due possibilità: (i) l'utilizzo di una procedura completamente grafica basata su dei diagrammi oppure (ii) l'utilizzo di una procedura basata su formule matematiche (ANSI/HI 9.6.7, 2004).

Per potere applicare i diagrammi è necessario conoscere tre variabili: (i) la viscosità cinematica del fluido per il quale si vogliono ottenere le curve caratteristiche, (ii) la portata e (iii) la prevalenza della pompa riferite al punto di massimo rendimento nel caso del funzionamento con l'acqua.

Con riferimento alla Figura i.1, nel primo diagramma (inferiore) determina il punto di intersezione tra le due rette che rappresentano il valore di portata e prevalenza della pompa con l'acqua nel punto di massimo rendimento. A partire da questo punto ci si sposta in orizzontale fino a intersecare la retta che rappresenta il valore di viscosità cinematica del fluido di cui si vogliono ottenere le curve caratteristiche. Successivamente, ci si sposta in verticale nei due grafici posti sopra in modo da intersecare le curve tracciate in questi due grafici e determinando nei punti di intersezione i valori dei coefficienti di correzione. Nel secondo grafico si determinano i coefficienti di correzione della portata e del rendimento, mentre nel terzo grafico si determinano quattro valori del coefficiente di correzione della prevalenza riferiti rispettivamente al 60 %, 80 %, 100 % e 120 % della portata di massimo rendimento con l'acqua.

Nel 2004 l'Hydraulic Institute (Gulich, 2014, ANSI/HI 9.6.7, 2004) ha introdotto delle modifiche al metodo precedente sulla base di nuove ricerche e nuovi dati sperimentali. Per



**Figura i.1 Procedura grafica HI**

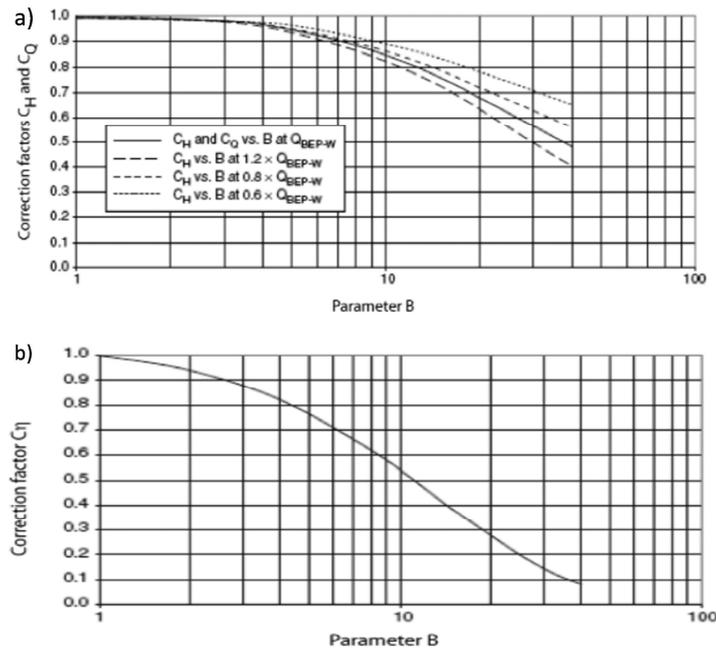
applicare il metodo analitico occorre inizialmente calcolare il parametro B che indica quanto la viscosità del fluido incide sulle prestazioni della pompa. B è chiamato coefficiente di performance ed è calcolato con la formula:

$$B = \frac{16,5 \cdot (\nu_{vis})^{0,5} \cdot (H_{BEP-w})^{0,0625}}{(Q_{BEP-w})^{0,375} \cdot N^{0,25}} \quad (i.4)$$

dove  $\nu_{vis}$  è la viscosità cinematica del fluido newtoniano diverso dall'acqua espressa in  $[mm^2/s]$ ,  $H_{BEP-w}$  è la prevalenza della pompa con acqua al Best Efficiency Point (BEP) espressa in  $[m]$ ,  $Q_{BEP-w}$  è la portata volumetrica con acqua al BEP espressa in  $[m^3/h]$ , N è la velocità di rotazione della pompa espressa in  $[rpm]$  e  $Q_w$  è la portata volumetrica con acqua espressa in  $[m^3/h]$ . Successivamente si calcolano i tre fattori di correzione sulla base del valore B tramite i diagrammi di Figura i.2 oppure le formule analitiche (i.5), (i.6), (i.7) valide per valori di B compresi nell'intervallo 1 – 40 e (i.8) valida per valori di B minori di 1.

$$C_Q = (2,71)^{-0,165 \cdot (\log B)^{3,15}} \quad (i.5)$$

$$C_H = \left[ (1 - C_Q) \cdot \left( \frac{Q_w}{Q_{BEP-w}} \right)^{0,75} \right] \quad (i.6)$$



**Figura i.2 Fattori di correzione in funzione di B: a)  $C_H$  e  $C_Q$ , b)  $C_\eta$**

$$C_\eta = B^{-(0,0547 \cdot B^{0,69})} \quad (i.7)$$

A differenza della precedente versione interamente grafica, nella procedura revisionata i fattori di correzione della prevalenza non devono essere necessariamente ricavati in corrispondenza del 60 %, 80 %, 100 % e 120 % del punto di massimo rendimento ma possono essere ricavati anche per altri valori, in funzione del valore di  $Q_w$  scelto nel calcolo di  $C_H$ . Tuttavia l'impiego di questo metodo è consigliato all'interno dell'intervallo di portata pari al (60 – 140) % della portata di massimo rendimento con l'acqua.

**KSB.** Questo metodo serve a predire le performance delle pompe centrifughe quando vengono usate con fluidi newtoniani maggiormente viscosi rispetto all'acqua. Per potere essere applicato richiede la conoscenza delle curve caratteristiche della prevalenza e del rendimento della pompa misurate con l'acqua.

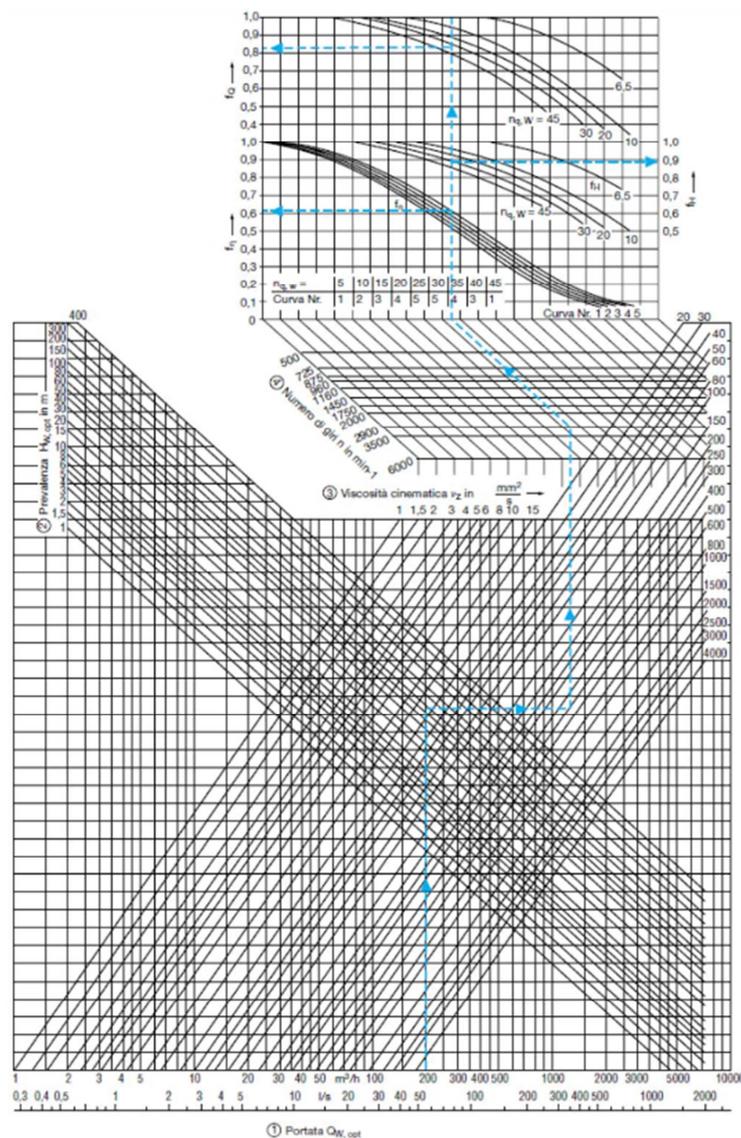
Il metodo KSB definisce i fattori di correzione della prevalenza, della portata e del rendimento nello stesso modo fatto dall'Hydraulic Institute (Eq.ni i.1 – i.3). In Figura i.3 viene riportato il diagramma usato per il calcolo dei coefficienti. Nel primo diagramma (inferiore) si determina il punto di intersezione tra le due rette che rappresentano il valore di portata e prevalenza della pompa con l'acqua nel punto di massimo rendimento. A partire da questo punto ci si sposta in orizzontale fino a intersecare la retta che rappresenta il valore di viscosità cinematica del fluido di cui si vogliono stimare le prestazioni. A partire da questo punto ci si sposta in verticale in modo da intersecare la retta relativa alla velocità di rotazione della pompa. Successivamente ci si sposta fino a entrare nel grafico superiore ottenendo i fattori di correzione spostandosi verticalmente fino a intersecare le curve tracciate a seconda della velocità specifica della pompa con l'acqua calcolata con la formula

$$n_s = N \cdot \frac{(Q_{BEP-w})^{1/2}}{(H_{BEP-w})^{3/4}} \quad (i.8)$$

## i.2 Metodi di stima delle prestazioni delle pompe centrifughe con fluidi non newtoniani

Per predire le prestazioni delle pompe centrifughe con i fluidi non newtoniani si può applicare il metodo HI scegliendo un valore rappresentativo di viscosità del fluido non newtoniano come: la viscosità plastica in accordo con Walker and Goulas (1984), oppure la viscosità apparente, in accordo con Pullum et al. (2007) e con Sery et al. (2006).

In alternativa al metodo HI, è possibile correlare il numero di Reynolds della pompa con la prevalenza e il rendimento, usando due diversi modi per determinare la viscosità per



**Figura i.3 Metodo KSB per il calcolo del fattore di correzione della portata  $f_Q$ , del rendimento  $f_n$ , e della prevalenza  $f_H$**

calcolare il numero di Reynolds della pompa (Walker and Goulas, 1984 e Graham et al., 2009),

Metodo di Walker e Goulas (1984) & HI. In questo approccio, all'interno della procedura dell'Hydraulic Institute si inserisce la viscosità plastica del fluido non newtoniano che è definita come la derivata della curva shear stress/shear rate nel valore di shear rate considerato. La viscosità plastica viene determinata in corrispondenza del valore di shear rate più elevato misurato durante la caratterizzazione reologica del fluido (in genere compreso tra  $100 \text{ s}^{-1}$  e  $1500 \text{ s}^{-1}$ ).

Metodo di Pullum et al. (2007) & HI. L'approccio di Pullum et al. (2007) prevede di usare all'interno dell'Hydraulic Institute un valore di viscosità apparente del fluido non newtoniano calcolato in corrispondenza di un valore rappresentativo di shear rate determinato basandosi sulle caratteristiche della pompa considerata.

La ricerca del valore di shear rate rappresentativo richiede tuttavia di seguire una specifica procedura. Inizialmente occorre determinare un condotto idraulico equivalente alla pompa basandosi sulle dimensioni della pompa. Il flusso attraverso questo condotto equivalente rappresenta il modello semplificato del molto più complesso flusso reale all'interno della pompa. Il valore di portata volumetrica considerata viene usato per determinare lo shear rate in corrispondenza della parete del condotto equivalente, dal quale poi si determina la viscosità apparente da usare all'interno del metodo dell'Hydraulic Institute. Il diametro idraulico del condotto equivalente, non essendo la sezione del condotto equivalente di forma circolare, viene ricavato con l'equazione

$$D_h = \frac{4 \cdot w \cdot \pi \cdot D_{imp}}{2(\pi \cdot D_{imp} + w)} \quad (\text{i.9})$$

Si calcola ora lo shear rate in corrispondenza della parete del condotto equivalente. Per eseguire il calcolo, Pullum et al. (2007) assumono che per i fluidi con una viscosità elevata, come sono tipicamente i fluidi non newtoniani, il regime di moto all'interno dei passaggi rotorici è generalmente di tipo laminare, e quindi anche all'interno del condotto equivalente il regime di moto è di tipo laminare. Per questa ragione lo shear rate in corrispondenza della parete del condotto viene ricavato usando la relazione di Rabinowitsch-Mooney (i.11) dopo avere applicato l'equazione (i.10).

$$n' = \frac{d \ln(\tau)}{d \ln\left(\frac{8 \cdot v}{D_h}\right)} \quad (\text{i.10})$$

$$\dot{\gamma} = \left(\frac{3 \cdot n' + 1}{4 \cdot n'}\right) \cdot \frac{8 \cdot v}{D_h} \quad (\text{i.11})$$

dove la velocità media del fluido all'interno del condotto circolare viene calcolata con

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_h^2} \quad (\text{i.12})$$

La viscosità apparente viene determinata come il rapporto tra lo shear stress e lo shear rate alla parete del condotto equivalente. Se il flusso è turbolento occorre scegliere uno

shear rate elevato per calcolare la viscosità apparente, tipicamente superiore a  $4000 \text{ s}^{-1}$ . La viscosità apparente così determinata viene quindi usata all'interno della procedura dell'Hydraulic Institute.

Per la determinazione del valore della dimensione caratteristica  $w$  della pompa, occorre avere a disposizione i dati sperimentali della prevalenza della pompa con un fluido non newtoniano. Si sceglie un valore iniziale della dimensione caratteristica  $w$  e si applica la procedura di Pullum et al. (2007). Successivamente per correggere  $w$  si applica una minimizzazione non lineare dell'errore tra la prevalenza nota e la prevalenza calcolata secondo l'approccio di Pullum et al. (2007). Il valore di  $w$  determinato viene usato per predire le prestazioni con gli altri fluidi non newtoniani elaborati dalla stessa pompa.

Metodo di Sery et al. (2006) & HI. Sery et al. (2006) hanno proposto di inserire nell'Hydraulic Institute la viscosità apparente calcolata in corrispondenza dello shear rate medio della girante applicando una modifica al metodo descritto in Metzner e Otto (1957) sviluppato per i miscelatori con fluidi non newtoniani. Metzner e Otto (1957) hanno proposto per i miscelatori una relazione tra la velocità di rotazione della girante e lo shear rate del fluido secondo l'equazione (i.13).

$$\dot{\gamma}_a = K_S \cdot N \quad (\text{i.13})$$

dove  $\dot{\gamma}_a$  è lo shear rate medio in corrispondenza della girante espresso in  $[\text{s}^{-1}]$ ,  $K_S$  è la costante di proporzionalità ed  $N$  è la velocità di rotazione espressa in  $[\text{giri/s}]$ . La costante di proporzionalità  $K_S$  dipende dalla geometria della girante e viene determinata sperimentalmente, sia per i fluidi newtoniani sia per i fluidi non newtoniani, usando delle relazioni tra la potenza assorbita dal miscelatore e il numero di Reynolds del miscelatore. Per i fluidi newtoniani la relazione è fornita dall'equazione (i.14) dove  $K_p$  è costante in regime laminare. Nell'equazioni (i.15) e (i.16) vengono definiti i parametri necessari per utilizzare l'equazione (i.14).

$$K_p = N_p \cdot Re \quad (\text{i.14})$$

$$N_p = \frac{P}{\rho \cdot N^3 \cdot D^5} \quad (\text{i.15})$$

$$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\mu} \quad (\text{i.16})$$

dove  $N_p$  è il power number,  $Re$  è il numero di Reynolds del miscelatore,  $P$  è la potenza assorbita dal miscelatore,  $D$  è il diametro della girante del miscelatore,  $\mu$  è il viscosità del fluido newtoniano e  $\rho$  è la densità del fluido.

In questo caso la letteratura propone più di una metodologia per la stima del numero di Reynolds. Ad esempio, usando l'approccio di Rieger e Novak (1973), la relazione tra il numero di Reynolds e il power number calcolata per i fluidi non newtoniani è rappresentata da una famiglia di curve parallele, ciascuna corrispondente a un particolare valore di  $n$ , dove  $n$  è l'indice di flusso. L'equazione (i.14) può essere generalizzata per i fluidi non newtoniani

con l'equazione (i.17), dove il numero di Reynolds generalizzato  $Re_{gen}$  è espresso con l'equazione (i.18) nel caso di fluidi viscoplastici.

$$K_p(n) = N_p \cdot Re_{gen} \quad (i.17)$$

$$Re_{gen} = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\frac{\tau_y}{N} + k \cdot (N)^{n-1}} \quad (i.18)$$

dove  $\tau_y$  è lo yield stress espresso in [Pa],  $k$  è l'indice di consistenza espresso [Pas<sup>n</sup>] e  $n$  è l'indice di flusso. Per ottenere la classica rappresentazione adimensionale  $N_p$ -Re sono necessari i valori di  $K_S$  e la nuova espressione del numero di Reynolds generalizzato  $Re_{gen_2}$  diviene

$$Re_{gen_2} = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\frac{\tau_y}{K_S \cdot N} + k \cdot (K_S \cdot N)^{n-1}} \quad (i.19)$$

Confrontando il metodo di Rieger e Novak (1973) con quello di Metzner e Otto (1957) si ottiene (Brito-De la Fuente et al., 1992):

$$\frac{K_p(n)}{K_p} = \frac{1}{K_S} \cdot \left( \frac{\tau_y + k \cdot (K_S \cdot N)^n}{\tau_y + k \cdot (N)^n} \right) \quad (i.20)$$

Con questa equazione è possibile calcolare  $K_S$  una volta che  $K_p$ ,  $K_p(n)$  e i parametri reologici del fluido sono noti. Normalmente  $K_p$  è determinato sperimentalmente attraverso la relazione Re- $N_p$  usando fluidi newtoniani. Sery et al. (2006) per calcolare  $K_p(n)$  hanno usato un algoritmo di regressione non lineare proposto da Brito-De la Fuente et al. (1997), come fornito in equazione (i.21) dove il parametro  $a$  è uguale a  $K_p$ .

$$K_p(n) = a \cdot b^{(n-1)} \cdot c^{(n-1)/n} \quad (i.21)$$

Una volta determinato  $K_S$  si calcola la viscosità apparente da inserire nell'Hydraulic Institute con la formula.

$$\mu_a = \frac{\tau_y}{K_S \cdot N} + k \cdot (K_S \cdot N)^{n-1} \quad (i.22)$$

Metodo di Walker e Goulas (1984) &  $Re_p$ . In questo caso le prestazioni della pompa con un fluido non newtoniano possono essere predette utilizzando delle correlazioni tra il numero di Reynolds della pompa ( $Re_p$ ) e le prestazioni stesse della pompa. Walker e Goulas (1984) hanno trovato una buona correlazione tra il numero di Reynolds della pompa, definito con l'equazione (i.23), l'head ratio, definito con l'equazione (i.24) e l'efficiency ratio definito con l'equazione (i.25).

$$Re_p = \frac{\omega \cdot D_{imp}^2 \cdot \rho}{\mu} \quad (i.23)$$

$$HR = \frac{H_{nn}}{H_w} \quad (i.24)$$

$$ER = \frac{\eta_{nn}}{\eta_w} \quad (i.25)$$

Per calcolare il  $Re_p$  vicino al BEP hanno usato la viscosità plastica determinata allo shear rate più alto possibile disponibile dai risultati reologici (generalmente compreso nell'intervallo  $(100 - 1500) s^{-1}$ ) perché per alti valori di portata la turbolenza è elevata e dunque anche lo shear rate è elevato. Contrariamente al 10 % del BEP gli stessi autori hanno usato la viscosità apparente determinata per lo shear rate corrispondente a  $2 \cdot \omega$  perché a bassi shear rate la viscosità apparente è più sensibile all'influenza dello yield stress.

La correlazione trovata da Walker and Goulas (1984) può essere utilizzata come tecnica per predire le prestazioni con fluidi non newtoniani senza usare l'Hydraulic Institute se si assume che per tutte le pompe valga la stessa relazione  $Re_p$ -HR e  $Re_p$ -ER. Graham et al. (2009) hanno proposto un modo alternativo rispetto a Walker and Goulas (1984) per il calcolo di  $Re_p$  vicino al BEP che prevede di usare la viscosità apparente allo shear rate di  $4000 s^{-1}$  perché l'uso della viscosità apparente ha un significato fisico ed è di applicazione universale mentre la viscosità plastica è un parametro dei fluidi di Bingham che non ha un significato reologico indipendente.



# SCOPO DELLA TESI

Il tema principale di questa Tesi è la mancanza di metodi analitici applicabili in fase di progettazione ed univocamente riconosciuti per stimare le prestazioni di pompe centrifughe operanti con fluidi non newtoniani.

*L'obiettivo di questo lavoro è analizzare in dettaglio, attraverso prove sperimentali e simulazioni numeriche, la variazione delle prestazioni che subiscono le pompe centrifughe operanti con fluidi non newtoniani gettando le basi per lo sviluppo di nuove metodologie di progettazione di queste macchine.*

Per raggiungere il presente obiettivo, sono stati intrapresi i seguenti passi:

- Analisi critica degli esistenti metodi di stima delle prestazioni di pompe centrifughe operanti con fluidi newtoniani aventi viscosità maggiore rispetto a quella dell'acqua;
- Stato dell'arte presente in letteratura riguardante lo studio (i) delle prestazioni di pompe centrifughe operanti con fluidi newtoniani diversi dall'acqua, (ii) delle prestazioni di miscelatori e altri dispositivi operanti con fluidi non newtoniani e infine (iii) delle prestazioni di pompe centrifughe operanti con fluidi non newtoniani;
- Esecuzione di prove sperimentali con fluidi non newtoniani su una pompa centrifuga per ricavarne le prestazioni in funzione del tipo di fluido non newtoniano utilizzato;
- Validazione del modello numerico CFD attraverso i risultati sperimentale;
- Analizzare, attraverso il modello numerico CFD, l'impatto dei fluidi non newtoniani su due pompe con velocità specifiche molto diverse comparandone i risultati con quelli ottenuti applicando i metodi di stima presenti in letteratura. L'analisi CFD permette di conoscere come si comporta il fluido non newtoniano all'interno della pompa, cosa non possibile con le prove sperimentali e di valutare di quanto si discostano i risultati CFD e quelli provenienti dai metodi di stima.
- Realizzare un'analisi critica ai metodi di stima non solamente legata al valore numerico dello scostamento tra i risultati CFD e quelli stimati ma che, analizzando il flusso che si sviluppa all'interno della pompa, coinvolga più direttamente le assunzioni e il procedimento dei metodi di stima.



# OUTLINE

La Tesi si sviluppa partendo dall'analisi dello stato dell'arte, riportando successivamente, la sperimentazione e le analisi numeriche eseguite.

Capitolo 1. Caratteristiche reologiche dei fluidi newtoniani e non newtoniani.

Capitolo 2. Stato dell'arte delle applicazioni industriali relative ai fluidi viscosi newtoniani e non newtoniani ed analisi critica dei metodi per la stima delle prestazioni delle pompe centrifughe.

Capitolo 3. Analisi sperimentale di una pompa centrifuga operante con acqua e con tre diversi tipi di fluido non newtoniano.

Capitolo 4. Analisi numerica di una pompa operante con fluido newtoniano e tre diversi tipi di fluido non newtoniano. Validazione del modello numerico attraverso le misure sperimentali.

Capitolo 5. Analisi critica dei metodi di stima delle prestazioni, utilizzando il modello numerico validato, per valutarne l'affidabilità eseguendo un'analisi fluidodinamica di dettaglio di due pompe centrifughe caratterizzate da due differenti velocità specifiche.



# ORIGINALITÀ E CONTRIBUTI

Questo lavoro combina analisi sperimentali e numeriche eseguite su pompe centrifughe operanti con fluidi non newtoniani.

*L'originalità di questo lavoro è rappresentata dal fatto che non esistono dei metodi univoci e validi in generale per stimare le prestazioni di pompe centrifughe che elaborano fluidi non newtoniani. L'applicazione dei modelli numerici validati attraverso misure sperimentali, a due differenti pompe ha permesso per la prima volta di confrontare diversi modelli analitici presenti in letteratura giudicandone l'affidabilità, il campo di applicazione ed evidenziandone i limiti e le criticità.*

Molte persone hanno collaborato durante l'attività di ricerca che ha portato a questo lavoro di Tesi.

Lo spunto iniziale è dovuto al mio Tutore, Prof. Michele Pinelli, il quale, assieme al Prof. Pier Ruggero Spina, ha promosso la sperimentazione ed i test di laboratorio, revisionando in dettaglio tutti i risultati numerici e sperimentali.

La stretta collaborazione con l'Ing. Matteo Occari ha permesso di svolgere un'estesa campagna sperimentale e numerica orientata ad analizzare gli effetti di diversi fluidi non newtoniani su due diverse pompe attualmente in commercio.

L'aiuto in fase di definizione dei modelli tridimensionali delle due pompe centrifughe è stato dato dal Dott. Claudio Pavan e dall'Ing. Filippo Fortini che hanno permesso l'ottenimento di due geometrie fedelmente rispondenti alle macchine reali.

Infine, la collaborazione con la Dott. Valentina Mazzanti, ha permesso la caratterizzazione reologica immediata dei fluidi testati, misurandone viscosità e densità in contemporanea con la misura sperimentale delle prestazioni della pompa, valutandone le variazioni e gli effetti.



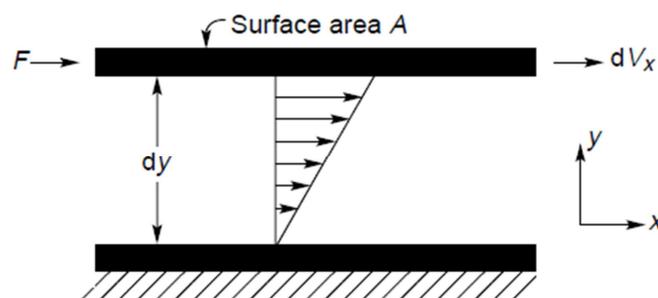
# CAPITOLO 1

## COMPORAMENTO REOLOGICO DEI FLUIDI

La reologia è la scienza che si occupa dello studio delle deformazioni della materia per effetto dell'applicazione di sollecitazioni. In questo capitolo verranno descritte le caratteristiche reologiche dei fluidi, che possono essere classificati in due grandi categorie: i fluidi newtoniani e i fluidi non newtoniani. La descrizione qui presentata riguarderà gli aspetti principali dei vari comportamenti e le leggi matematiche usate per la loro descrizione.

### 1.1 Fluidi newtoniani

Si consideri un sottile strato di fluido compreso tra due lastre piane parallele di area  $A$  poste a distanza  $dy$  tra loro con la lastra inferiore fissa e la lastra superiore trascinata parallelamente a quella inferiore con velocità costante a causa dell'applicazione di una forza  $F$  nella direzione del moto, come mostrato nella Figura 1.1. Per l'ipotesi di aderenza del fluido alle pareti, la velocità del fluido in corrispondenza della lastra inferiore è nulla mentre in corrispondenza della lastra superiore la velocità del fluido è



**Figura 1.1** Rappresentazione schematica del fluido compreso tra le due lastre piane (Chhabra e Richardson, 1999)

pari alla velocità della lastra superiore generando così il profilo di velocità mostrato nella Figura 1.1. Il fluido è sottoposto ad uno sforzo di taglio che deriva dall'applicazione della forza  $F$ , e questa forza  $F$  sarà bilanciata da una uguale e opposta forza di attrito interna al fluido.

Per un fluido newtoniano incomprimibile in condizioni di moto laminare, lo shear stress è uguale al prodotto tra lo shear rate e la viscosità dinamica del fluido. In questo caso di taglio semplice, in quanto la velocità del fluido ha un'unica componente, lo shear rate viene calcolato come il gradiente di velocità nella direzione perpendicolare a quella dello shear stress. Questo comportamento viene rappresentato dalla legge di Newton valida per i fluidi newtoniani.

$$\tau_{yx} = \frac{F}{A} = -\mu \frac{dv_x}{dy} = \mu \dot{\gamma}_{yx} \quad (1.1)$$

Nella notazione usata, sia per  $\tau$  sia per  $\dot{\gamma}$ , il primo pedice indica la direzione normale alla superficie su cui si calcola lo shear stress, mentre il secondo pedice indica la direzione su cui agisce lo shear stress. Il segno negativo nell'Eq. (1.1) significa che lo shear stress rappresenta una resistenza al moto del fluido. La legge di Newton indica una proporzionalità diretta tra lo shear rate e lo shear stress. La costante di proporzionalità è rappresentata dalla viscosità dinamica  $\mu$  che nel sistema di misura internazionale ha come unità di misura [Pa·s]. La viscosità dinamica è responsabile della trasmissione dello shear stress non solo alle pareti ma anche negli strati di fluido intermedi. La viscosità dinamica rappresenta quindi una misura della resistenza che oppongono i fluidi al moto, per cui fluidi maggiormente viscosi oppongono una maggiore resistenza allo scorrimento.

Per i fluidi newtoniani  $\mu$  dipende solo dal tipo di fluido considerato e dai valori di temperatura e pressione in cui si trova. Per la maggior parte dei liquidi la viscosità dinamica diminuisce all'aumentare della temperatura e aumenta all'aumentare della temperatura, mentre per quanto riguarda i gas la viscosità aumenta sia all'aumentare della temperatura sia all'aumentare della pressione. Nella Tabella 1.1 sono riportati i valori di viscosità dinamica relativi ad alcuni fluidi a temperatura ambiente.

Oltre alla viscosità dinamica, viene definita anche la viscosità cinematica come

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (1.2)$$

dove,  $\nu$  è la viscosità cinematica espressa in [m<sup>2</sup>/s],  $\rho$  è la densità del fluido espressa in

**Tabella 1.1 Valori di viscosità dinamica a temperatura ambiente (Chhabra e Richardson, 1999)**

Sostanza	$\mu$ [mPa s]
Aria	$10^{-2}$
Acqua	1
Etilene	20
Olio d'oliva	100
Miele	$10^4$
Vetro fuso	$10^{15}$

[ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] e  $\mu$  è la viscosità dinamica espressa in [ $\text{Pa s}$ ].

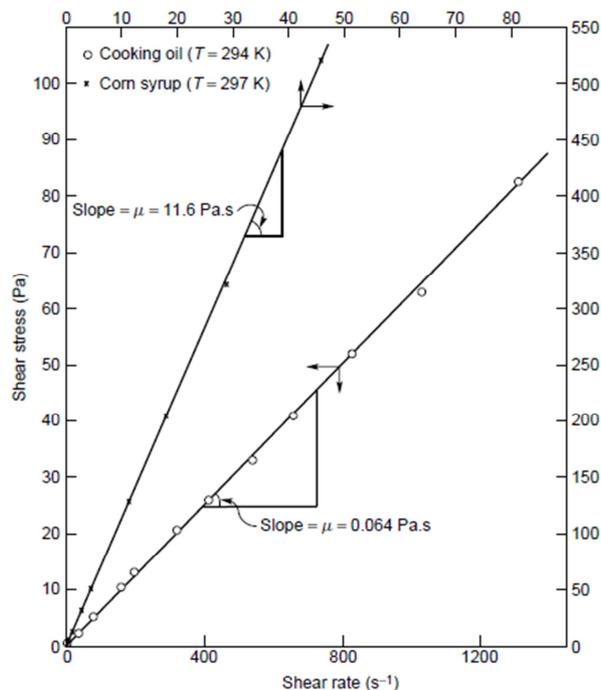
Per i fluidi newtoniani, il grafico che rappresenta lo shear stress in funzione dello shear rate, chiamato curva di flusso o reogramma, è rappresentato da una retta passante per l'origine in quanto è presente un legame lineare tra le due variabili e il coefficiente angolare della retta rappresenta il valore di viscosità dinamica. La figura (1.2) rappresenta le curve di flusso riferite a un olio da cucina e a uno sciroppo di mais.

## 1.2 Fluidi non newtoniani

I fluidi non newtoniani sono i fluidi che non possiedono un comportamento newtoniano, cioè gli shear stress non variano linearmente con gli shear rate oppure si deformano solo se lo shear stress raggiunge un certo valore di soglia. Un fluido non newtoniano è quindi caratterizzato da una curva di flusso diversa da una retta passante per l'origine degli assi. I fluidi non newtoniani sono caratterizzati da una viscosità che non è indipendente dallo shear rate applicato.

Per i fluidi non newtoniani non si parla di viscosità dinamica ma si definisce viscosità apparente, riferita a un certo shear rate, il rapporto tra lo shear stress e lo shear rate considerato. I fluidi non newtoniani possono essere classificati in tre categorie:

- 1- I fluidi non newtoniani per i quali il valore dello shear rate in un punto dentro il fluido dipende solamente dal valore di shear stress in quel punto (oltre che dai valori di pressione e temperatura). Questi fluidi non newtoniani sono chiamati indipendenti dal tempo, puramente viscosi o inelastici.



**Figura 1.2** Curve di flusso riferite a un olio da cucina (cooking oil) e a uno sciroppo di mais (corn syrup) (Chhabra e Richardson, 1999)

- 2- I fluidi non newtoniani per i quali la relazione tra lo shear stress e lo shear rate dipende dalla durata temporale dell'applicazione della sollecitazione e quindi dalla precedente storia cinematica del fluido. Questi fluidi non newtoniani sono chiamati dipendenti dal tempo.
- 3- I fluidi non newtoniani che possiedono alcuni aspetti del comportamento dei fluidi viscosi e alcuni aspetti del comportamento dei solidi elastici. Questi fluidi mostrano un parziale recupero elastico della deformazione in seguito alla rimozione della sollecitazione e sono chiamati viscoelastici.

Occorre precisare che la classificazione qui esposta è stata proposta da Chhabra e Richardson (1999) ed è arbitraria perché il comportamento dei fluidi è molto complesso e a volte i fluidi non newtoniani mostrano una combinazione di più comportamenti non newtoniani. Generalmente è possibile comunque individuare il comportamento non newtoniano dominante per usarlo come punto di partenza per i successivi calcoli. Verranno ora descritti nel dettaglio i fluidi non newtoniani presenti all'interno di queste categorie.

### 1.2.1 Fluidi non newtoniani indipendenti dal tempo

Per questi fluidi non newtoniani la viscosità non dipende dalla precedente storia di sollecitazione applicata al fluido ma solo dal valore di shear rate considerato. Se si considera il caso di sollecitazione a taglio semplice, il legame tra lo shear rate e lo shear stress può essere espresso dall'equazione

$$\tau_{yx} = f(\dot{\gamma}_{yx}) \quad (1.3)$$

dove lo shear stress dipende solo dal valore di shear rate considerato e non dal tempo.

I fluidi non newtoniani indipendenti dal tempo, a loro volta, possono essere classificati in tre tipologie: (i) pseudoplastici, (ii) viscoplastici e (iii) dilatanti. La figura 1.3 rappresenta in modo qualitativo le curve di flusso di diversi fluidi non newtoniani indipendenti dal tempo messi a confronto con i fluidi newtoniani. Verranno ora analizzate nel dettaglio queste tre tipologie di fluidi non newtoniani indipendenti dal tempo.

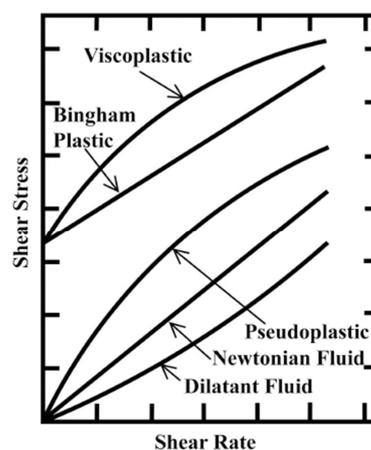


Figura 1.3 Curve di flusso di fluidi indipendenti dal tempo (Chhabra, 2010)

### 1.2.1.1 Fluidi non newtoniani pseudoplastici

I fluidi pseudoplastici sono la tipologia di fluidi non newtoniani maggiormente diffusa e sono caratterizzati dall'assenza dello yield stress e dalla viscosità apparente che diminuisce all'aumentare dello shear stress. Questi fluidi presentano per valori molto bassi di shear rate e anche per valori molto elevati di shear rate un comportamento di tipo newtoniano, cioè la viscosità è indipendente dallo shear rate e dunque la curva di flusso è rappresentabile come una retta. Per bassi valori di shear rate si definisce viscosità a taglio nullo la grandezza:

$$\mu_0 = \lim_{\dot{\gamma} \rightarrow 0} \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (1.4)$$

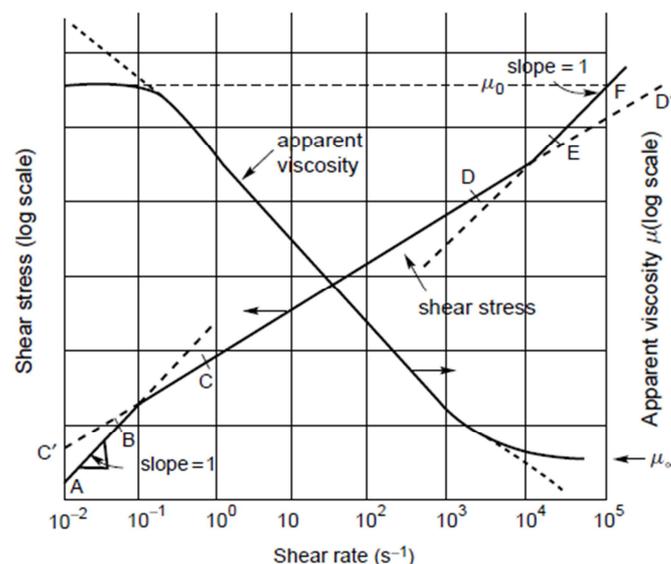
mentre per alti valori di shear rate si definisce la viscosità a taglio infinito la grandezza:

$$\mu_\infty = \lim_{\dot{\gamma} \rightarrow \infty} \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (1.5)$$

E' difficile generalizzare, ma molti fluidi pseudoplastici mostrano valori di viscosità costante per valori di shear rate inferiori a  $10^{-2} \text{ s}^{-1}$  e per valori di shear rate superiori a  $10^5 \text{ s}^{-1}$ . La Figura 1.4 mostra, in scala doppio logaritmica, la viscosità apparente e lo shear stress in funzione dello shear rate.

In letteratura sono state proposte varie espressioni matematiche per descrivere il comportamento dei fluidi pseudoplastici. Alcune sono semplicemente delle correlazioni empiriche tra lo shear stress e lo shear rate, altre invece sono formulate sulla base di fondamenti teorici. Di seguito verranno descritti i tre modelli maggiormente usati.

Legge di potenza o modello di Ostwald de Waele. La relazione tra lo shear stress e lo shear rate, in scala doppio logaritmica, per un fluido pseudoplastico spesso può essere approssimata con una retta in un certo intervallo di shear rate (come visto in Figura 1.4). Per questa parte della curva di flusso è applicabile l'espressione



**Figura 1.4 Rappresentazione schematica del comportamento dei fluidi pseudoplastici (Chhabra e Richardson, 1999)**

$$\tau_{yx} = k(\dot{\gamma}_{yx})^n \quad (1.6)$$

L'Eq. (1.6) in termini di viscosità apparente equivale alla seguente espressione

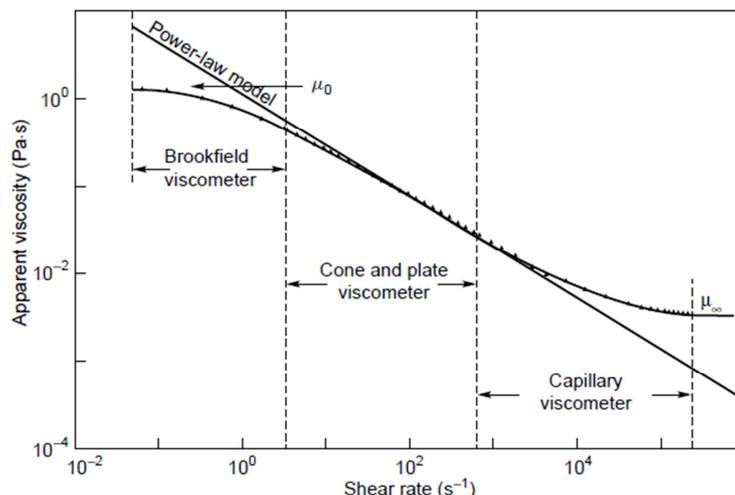
$$\mu_a = \frac{\tau_{yx}}{\dot{\gamma}_{yx}} = k(\dot{\gamma}_{yx})^{n-1} \quad (1.7)$$

Nelle Eq.ni (1.6) e (1.7)  $k$  e  $n$  sono due parametri empirici di adattamento alle curve di flusso:  $k$  è chiamato indice di consistenza fluida e ha come unità di misura  $[\text{Pa}\cdot\text{s}^n]$  mentre  $n$  è chiamato esponente della legge di potenza o indice di comportamento del fluido. Per i fluidi pseudoplastici  $n$  è compreso tra i valori di 0 e 1. Se  $n=1$  l'equazione della legge di potenza diventa la legge dei fluidi newtoniani e  $k$  rappresenta la viscosità dinamica del fluido newtoniano. L'esponente  $n$  è detto anche indice di pseudoplasticità.

La legge di potenza ha il vantaggio di essere la descrizione più semplice del comportamento dei fluidi pseudoplastici. Allo stesso tempo possiede anche una serie di limitazioni. Generalmente è applicabile solo in un limitato range di shear rate e poi i valori di  $k$  e  $n$  determinati sperimentalmente dipendono dal range di shear rate considerato. Inoltre non predice la viscosità a taglio nulla e la viscosità a taglio infinita. Infine l'unità di misura di  $k$  dipende dal valore numerico di  $n$ , per cui valori di  $k$  diversi non possono essere confrontati se  $n$  è diverso; da un altro punto di vista il valore di  $k$  può essere interpretato come il valore di viscosità apparente quando lo shear rate è uguale all'unità. Nonostante queste limitazioni la legge di potenza è il modello usato più di frequente per descrivere il comportamento dei fluidi pseudoplastici in applicazioni ingegneristiche.

Equazione della viscosità di Carreau. Quando ci sono significativi scostamenti dal modello della legge di potenza in corrispondenza di valori molto bassi o molto alti di shear rate, come mostrato in Figura 1.5, è necessario usare un modello che tenga conto dei valori limite di viscosità  $\mu_\infty$  e  $\mu_0$ . Carreau, basandosi su considerazioni teoriche, ha considerato i valori limite di viscosità definiti dalla seguente espressione

$$\frac{\mu_a - \mu_\infty}{\mu_0 - \mu_\infty} = \left\{ 1 + (\lambda \dot{\gamma}_{yx})^2 \right\}^{\frac{n-1}{2}} \quad (1.8)$$



**Figura 1.5 Presenza dei valori limite di viscosità in una soluzione di polimeri pseudoplastici (Chhabra e Richardson, 1999)**

dove  $n$ , in questo caso minore di 1, e  $\lambda$  sono due parametri empirici di adattamento alla curva. Questo modello descrive il comportamento dei fluidi pseudoplastici per ampi range di shear rate, introduce però una maggiore complessità in quanto occorre determinare quattro parametri.

Modello di Ellis. Il modello di Ellis è consigliato da usare quando gli scostamenti dal modello a legge di potenza sono significativi solo per bassi valori di shear rate. Rispetto al modello di Carreau richiede di determinare solo tre variabili. In condizioni di taglio semplice la viscosità apparente è calcolata con la formula

$$\mu_a = \frac{\mu_0}{1 + \left(\frac{\tau_{yx}}{\tau_{1/2}}\right)^{\alpha-1}} \quad (1.9)$$

dove  $\alpha$  (che assume valori maggiori di 1) è una misura del grado di pseudoplasticità del fluido ed è legata all'indice di pseudoplasticità, usato nella legge di potenza, secondo la relazione  $\alpha=1/n$ ;  $\tau_{1/2}$  è il valore di shear stress per il quale  $\mu = \mu_0/2$ . Il modello di Ellis ha il vantaggio di consentire dei calcoli semplici per i profili di velocità con una nota distribuzione delle sollecitazioni, il suo limite è rappresentato dal fatto che rende difficile l'operazione inversa.

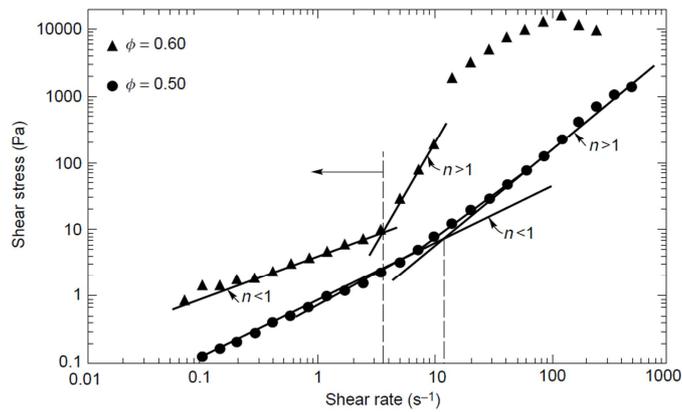
### 1.2.1.2 Fluidi non newtoniani dilatanti

I fluidi non newtoniani dilatanti sono caratterizzati dall'assenza dello yield stress e dalla viscosità apparente che aumenta all'aumentare dello shear rate. I fluidi dilatanti risultano essere poco diffusi nei processi industriali per cui si ha a disposizione un numero limitato di dati. Le limitate informazioni a disposizione indicano che spesso la viscosità apparente, riportata in un diagramma in scala doppio logaritmica in funzione dello shear rate, mostra un andamento di tipo lineare in un limitato intervallo di shear rate. Questo implica che come espressione matematica per descrivere il comportamento dei fluidi dilatanti si possa usare la legge di potenza (riportata nell'Eq. 1.6) già vista per i fluidi pseudoplastici. Nel caso dei fluidi dilatanti però l'indice  $n$  assume valori maggiori di 1 in quanto la viscosità apparente aumenta con lo shear rate.

Attualmente non è ancora possibile stabilire con certezza se i fluidi dilatanti possiedono la viscosità a taglio nullo e la viscosità a taglio infinita. Infine i fluidi che mostrano un comportamento dilatante per alti valori di shear rate, possono mostrare un comportamento pseudoplastico per bassi valori di shear rate, come mostrato in Figura 1.6.

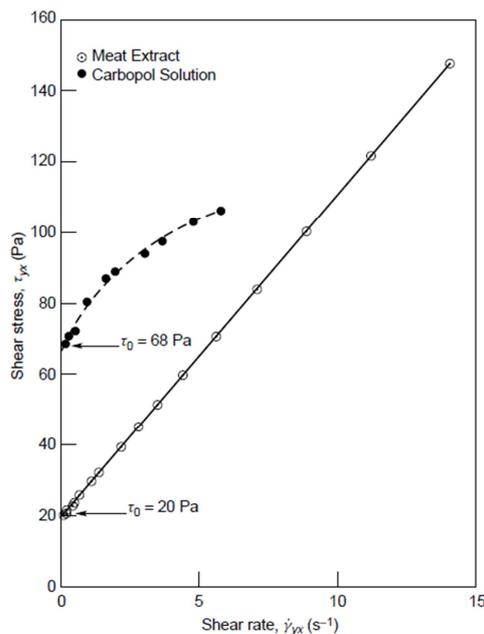
### 1.2.1.3 Fluidi non newtoniani viscoplastici

I fluidi con questo tipo di comportamento sono caratterizzati dalla presenza dello yield



**Figura 1.6** Curva di flusso di un fluido dilatante in scala doppio logaritmica che mostra un comportamento pseudoplastico per bassi valori di shear rate (Chhabra e Richardson, 1999)

stress, detto anche limite di scorrimento o tensione di soglia, e indicato con  $\tau_0$ . Significa che il fluido subisce uno scorrimento o una deformazione solo se lo shear stress applicato è superiore al valore dello yield stress. Questo implica che la curva di flusso non parte dall'origine degli assi dato che se lo shear stress è inferiore allo yield stress non si osserva alcuno scorrimento del fluido. Se lo shear stress applicato supera il valore di soglia allora il fluido inizia a scorrere e la sua curva di flusso può essere di tipo lineare oppure non lineare con viscosità apparente che diminuisce all'aumentare dello shear rate. Questi due casi sono riportati in Figura 1.7. E' praticamente impossibile accertarsi se i fluidi reali possiedono o meno lo yield stress, tuttavia il concetto di yield stress è molto utile nella pratica perché alcuni materiali rispecchiano da vicino questo tipo di comportamento.



**Figura 1.7** Curva di flusso di un fluido di Bingham e di un fluido pseudoplastico con yield stress (Chhabra e Richardson, 1999)

Nel caso in cui la curva di flusso sia di tipo lineare il fluido viscoplastico è detto fluido di Bingham ed è caratterizzato da una viscosità plastica costante pari al coefficiente angolare della retta. La curva di flusso di un fluido di Bingham può essere descritta come

$$\begin{cases} \tau_{yx} = \tau_0 + \mu_B(\dot{\gamma}_{yx}) & \text{per } |\tau_{yx}| > |\tau_0| \\ \dot{\gamma}_{yx} = 0 & \text{per } |\tau_{yx}| < |\tau_0| \end{cases} \quad (1.10)$$

dove  $\mu_B$  è la viscosità plastica del fluido di Bingham.

Nel caso invece in cui la curva di flusso sia non lineare con la viscosità apparente che diminuisce all'aumentare dello shear rate il fluido si dice pseudoplastico con yield stress. Il comportamento di un fluido pseudoplastico con yield stress frequentemente viene descritto usando la formula di Herschel-Bulkley

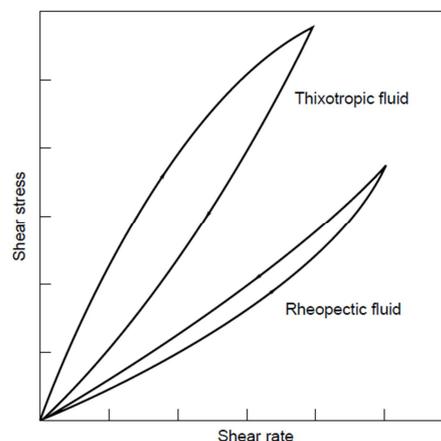
$$\begin{cases} \tau_{yx} = \tau_0 + k(\dot{\gamma}_{yx})^n & \text{per } |\tau_{yx}| > |\tau_0| \\ \dot{\gamma}_{yx} = 0 & \text{per } |\tau_{yx}| < |\tau_0| \end{cases} \quad (1.11)$$

Nell'Eq. (1.11) l'esponente  $n$  assume valori inferiori a 1 e il modello di Herschel-Bulkley rappresenta una generalizzazione del comportamento del fluido di Bingham.

### 1.2.2 Fluidi non newtoniani dipendenti dal tempo

Il comportamento di molti fluidi non newtoniani, come ad esempio i fanghi rossi, le sospensioni di bentonite in acqua e certi prodotti alimentari, deve tenere conto del fatto che la viscosità apparente non dipende solo dallo shear rate ma anche del tempo di applicazione dello shear stress, cioè dalla precedente storia di sollecitazione subita.

I fluidi non newtoniani dipendenti dal tempo ovviamente sono più complessi da studiare rispetto a quelli indipendenti dal tempo e possono essere distinti in due tipologie: quelli con comportamento reopettico e quelli con comportamento tissotropico come mostrato nella Figura 1.8. In ogni caso non è possibile trovare delle espressioni matematiche di validità generale per descrivere il comportamento dei fluidi dipendenti dal tempo perché le curve di flusso dipendono dalla particolare storia di sollecitazione applicata ed è pertanto necessario fare delle misure sperimentali nel range di interesse per trovare le curve di flusso.



**Figura 1.8** Curve di flusso dei fluidi tissotropici/reopettici (Chhabra e Richardson, 1999)

### 1.2.2.1 Fluidi non newtoniani tissotropici

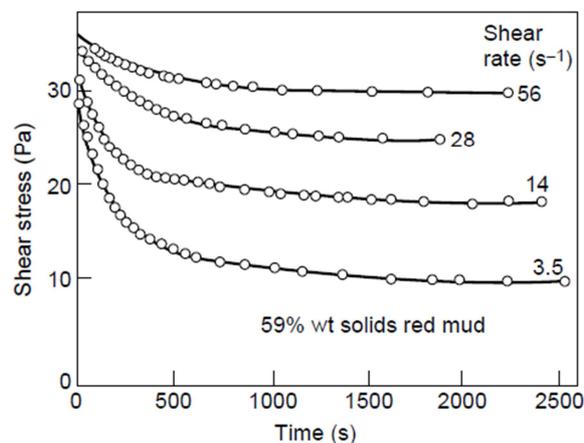
I fluidi che esibiscono un comportamento tissotropico sono fluidi che quando vengono sollecitati con velocità di taglio costante subiscono una diminuzione della viscosità apparente e quindi anche dello sforzo di taglio come mostrato nella Figura 1.9.

Se la curva di flusso viene ricavata in un esperimento nel quale lo shear rate viene incrementato costantemente dal valore nullo fino a un valore massimo e poi viene ridotto dal valore massimo fino al valore nullo sempre riducendo in modo costante lo shear rate si ottiene un ciclo di isteresi come mostrato nella Figura 1.8. Il ramo superiore del ciclo di isteresi è relativo alla fase in cui lo shear rate aumenta e ha la concavità rivolta verso il basso, mentre il ramo inferiore è relativo alla fase in cui lo shear rate diminuisce. La forma e l'ampiezza del ciclo di isteresi dipendono dalla durata della sollecitazione, dal valore dell'incremento e decremento dello shear rate e dalla precedente storia cinematica applicata.

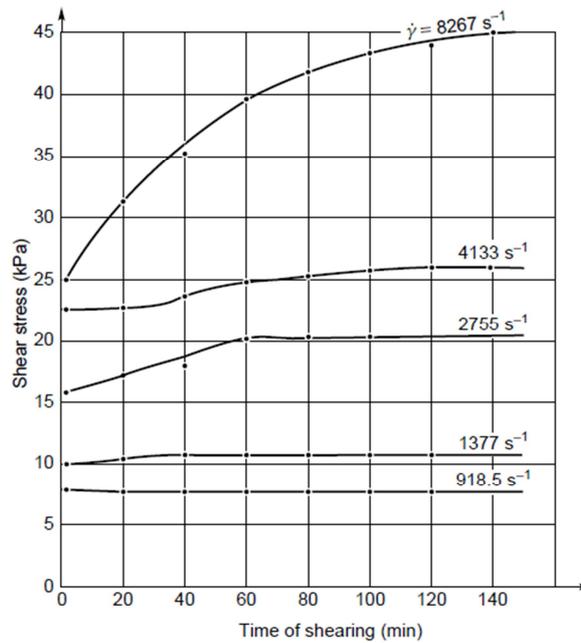
### 1.2.2.2 Fluidi non newtoniani reopettici

I fluidi che esibiscono un comportamento reopettico sono fluidi che quando vengono sollecitati con velocità di taglio costanti subiscono un aumento della viscosità apparente e quindi anche dello sforzo di taglio come mostrato nella Figura 1.10.

Se la curva di flusso viene ricavata in un esperimento nel quale lo shear rate viene incrementato costantemente dal valore nullo fino a un valore massimo e poi viene ridotto dal valore massimo fino al valore nullo sempre riducendo in modo costante lo shear rate si ottiene un ciclo di isteresi come mostrato nella Figura 1.8. Il ramo inferiore del ciclo di isteresi è relativo alla fase in cui lo shear rate aumenta e ha la concavità rivolta verso l'alto, mentre il ramo superiore è relativo alla fase in cui lo shear rate diminuisce. La forma e



**Figura 1.9 Shear stress in funzione del tempo per un fluido tissotropico (sospensione di fanghi rossi) che viene sollecitato con shear rate costante (Chhabra e Richardson, 1999)**



**Figura 1.10 Shear stress in funzione del tempo per un fluido reopettico (poliestere saturato) che viene sollecitato con shear rate costante (Chhabra e Richardson, 1999)**

l'ampiezza del ciclo di isteresi dipendono dalla durata della sollecitazione, dal valore dell'incremento e decremento dello shear rate e dalla precedente storia cinematica applicata.

### 1.2.3 Fluidi non newtoniani viscoelastici

Un corpo solido deformato elasticamente è un solido in cui gli shear stress sono direttamente proporzionali alle deformazioni secondo la legge di Hooke

$$\tau_{yx} = -G \frac{dy}{dx} = G(\gamma_{yx}) \quad (1.12)$$

dove  $G$  è il modulo di Young mentre  $\gamma_{yx}$  è la deformazione lungo la direzione  $x$ . Se il corpo solido è deformato elasticamente quando lo shear rate viene rimosso avviene un recupero completo della deformazione elastica.

Il caso di comportamento opposto è rappresentato da un fluido newtoniano dove lo shear stress è direttamente proporzionale allo shear rate. I fluidi non newtoniani con comportamento viscoelastico hanno la capacità di immagazzinare e rilasciare energia durante la sollecitazione, mostrando così sia il comportamento viscoso sia il comportamento elastico sotto determinate condizioni.



# CAPITOLO 2

## STATO DELL'ARTE

In questo capitolo verrà presentato lo stato dell'arte dei lavori presenti in letteratura relativi allo studio sperimentale e numerico di pompe centrifughe e miscelatori. Tutti i contributi presenti in letteratura possono essere ricondotti ad una delle seguenti tre famiglie:

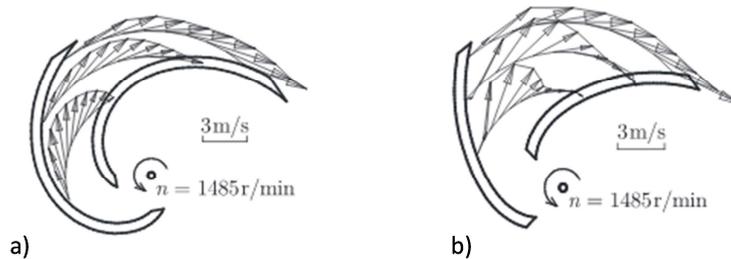
- 1- analisi di pompe centrifughe con fluidi newtoniani diversi dall'acqua;
- 2- analisi di fluidi non newtoniani in altre applicazioni (includendo in questo caso i miscelatori ed i contributi relativi a geometrie semplificate come lastre piane o tubi);
- 3- analisi di pompe centrifughe con fluidi non newtoniani attraverso simulazioni numeriche e stima delle loro prestazioni tramite i metodi analitici.

### **2.1 Studio di pompe centrifughe con fluidi newtoniani diversi dall'acqua**

I maggiori contributi presenti in letteratura sono relativi all'analisi sperimentale e numerica degli effetti che hanno le variazioni geometriche della girante sulla prestazioni della pompa quando si trova ad elaborare un fluido maggiormente viscoso. Le modifiche presenti in letterature sono relative alla variazione degli angoli di ingresso e di uscita delle pale, alla larghezza della girante, alla numerosità delle pale, alla finitura superficiale delle pareti interne della pompa e alla forma del disco e della pompa stessa.

In Li (2011) viene riportato un confronto tra i risultati CFD e i risultati sperimentali ottenuti con acqua e con tre oli newtoniani usando due giranti con diversi angoli di uscita (20° e 44°). Le giranti sono caratterizzate da un diametro di 180 mm con quattro pale. I risultati CFD e sperimentali sono in accordo nell'affermare che con l'angolo di uscita maggiore migliorano la prevalenza e il rendimento della pompa alle alte portate. In Figura 2.1 è riportata la misura attraverso LDV della velocità all'interno del canale interpaleare condotta per un fluido viscoso al variare dell'angolo d'uscita.

Anche in Bellary e Samad (2016) è stata studiata, grazie alla CFD, l'influenza degli angoli di

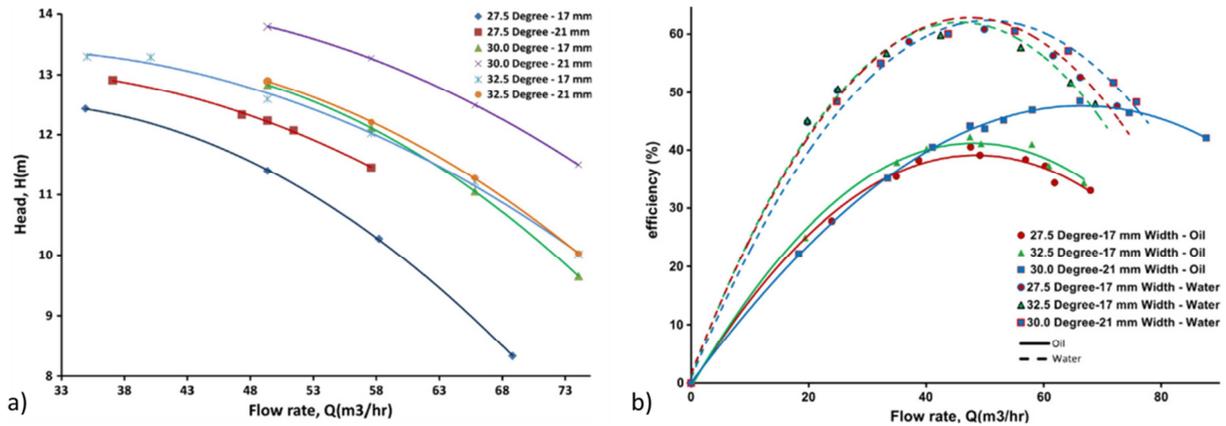


**Figura 2.1 Analisi LDV con fluido con  $v=48 \text{ mm}^2/\text{s}$ : a)  $\beta_2=20^\circ$  b)  $\beta_2=44^\circ$  (Li, 2011)**

ingresso e di uscita delle pale ma in aggiunta è stato anche analizzato l'effetto della rugosità superficiale sulle prestazioni della pompa centrifuga con vari fluidi (petrolio greggio, kerosene, benzina, acqua salina e acqua). La girante della pompa analizzata ha un diametro di 365 mm con sette pale; sono state studiate varie configurazioni con angoli di ingresso pari a  $17^\circ$ ,  $23^\circ$ ,  $28^\circ$  e angoli di uscita pari a  $25^\circ$ ,  $40^\circ$  e  $70^\circ$ . Dai risultati è emerso che una modifica dell'angolo di uscita ha un'influenza più elevata sulle prestazioni rispetto a una modifica dell'angolo di ingresso. Aumentando l'angolo di uscita aumentano la prevalenza e la potenza assorbita mentre cala il rendimento in condizioni di off-design. La conseguenza di una modifica dell'angolo di uscita sulla prevalenza è indipendente dalla viscosità del fluido. L'effetto di un aumento della rugosità superficiale è un aumento della prevalenza e della potenza assorbita con un calo del rendimento. L'effetto combinato dell'aumento sia dell'angolo di uscita sia della rugosità superficiale produce un aumento della prevalenza con una trascurabile variazione del rendimento.

Un'analisi dell'effetto combinato dell'angolo di uscita e della larghezza della girante è invece riportata in Shojaeefard et al. (2012). Gli autori hanno svolto numerose simulazioni numeriche su una pompa centrifuga con acqua e con un olio newtoniano usando sei giranti caratterizzate da diverse combinazioni dei valori di angoli di uscita  $\beta_2$  ( $27,5^\circ$ ;  $30^\circ$ ;  $32,5^\circ$ ) e di  $b_2$  (17mm e 21mm). Le simulazioni sono state condotte usando il modello di turbolenza Shear Stress Transport (SST) ed è stato possibile validare sperimentalmente i risultati relativi a tre giranti di cui erano noti i dati sperimentali ottenendo un errore del 4 %. In Figura (2.2 a) sono riportati i risultati delle simulazioni numeriche che mostrano che la prevalenza maggiore è stata ottenuta nel caso della girante con  $\beta_2=30^\circ$  e  $b_2$  di 21 mm. Questo risultato mostra che a parità di  $b_2$  la prevalenza maggiore non è stata ottenuta nel caso dell'angolo di uscita maggiore (contrariamente a quanto trovato da Bellary e Samad, 2016). Dalla figura (2.2 b) si nota che, sia con l'acqua sia con l'olio, con la girante che garantisce la maggiore prevalenza il rendimento è maggiore a portate elevate, ma è minore alle basse portate rispetto alle altre giranti.

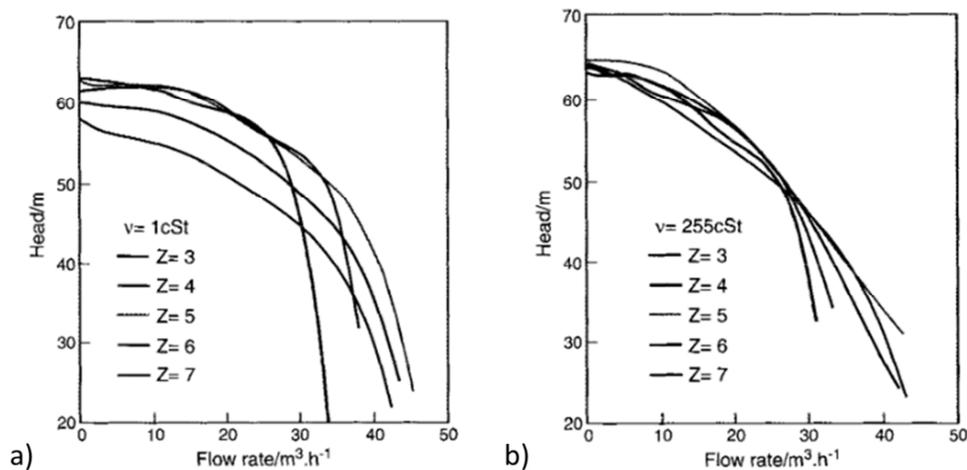
Modifiche geometriche più importanti, come la variazione del numero di pale e la variazione della forma del disco sono state apportate da Li (2002) e da Shigemutsu et al. (2016) rispettivamente. In Li (2002) viene investigata sperimentalmente l'influenza del numero di pale sulle performance di una pompa centrifuga usando acqua e oli newtoniani.



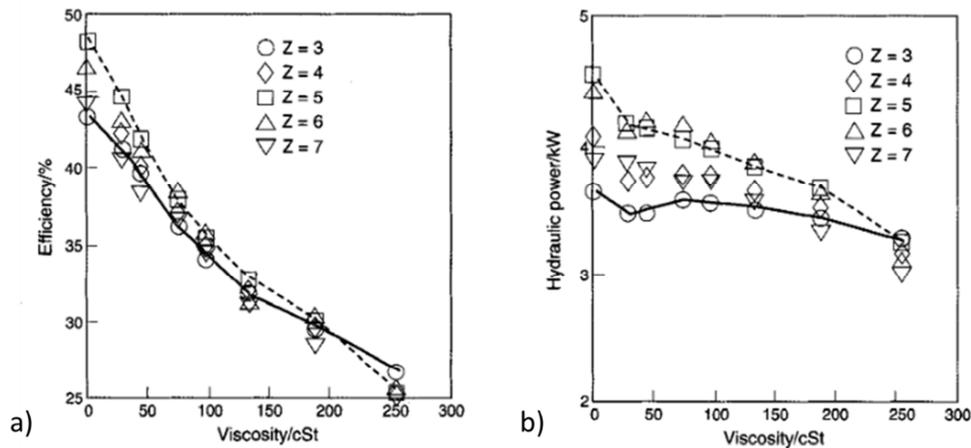
**Figura 2.2 Prestazioni ottenute con varie giranti: a) prevalenza con olio, b) rendimento con acqua e olio (Shojaefard et al., 2012)**

Sono state testate cinque giranti di tipo chiusa con diametro di 213 mm dotate di 3, 4, 5, 6 e 7 pale. Le prove sperimentali hanno mostrato che l'effetto del numero di pale sulle prestazioni dipende dalla viscosità del liquido che viene pompato. Per bassi valori di viscosità il numero di pale ha una forte influenza sulle performance della pompa. Al contrario, per alti valori di viscosità variando il numero di pale si è trovato un effetto limitato sulle prestazioni. Se la viscosità cinematica è inferiore a 200 cSt il numero ottimale di pale è cinque, per valori di viscosità maggiori è tre. Una girante con poche pale dovrebbe essere scelta quando la pompa deve elaborare fluidi ad alta viscosità. Nelle Figure (2.3) e (2.4) vengono mostrate le prestazioni in funzione del numero di pale e della viscosità.

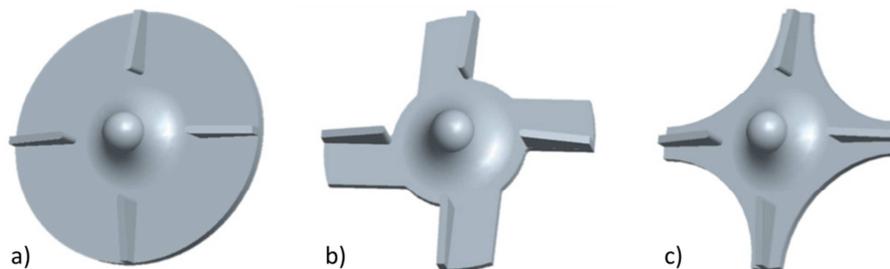
In Shigemutsu et al. (2016) è stata investigata sperimentalmente e numericamente l'influenza della forma del disco sulle performance e sul flusso interno una pompa impiegata per fluidi alimentari. Sono state analizzate tre giranti con la stessa geometria delle pale ma con differenti forme del disco come riportato in Figura 2.5. Nelle prove sperimentali è stata usata una soluzione di glicerolo che ha una viscosità indicativamente corrispondente a quella



**Figura 2.3 Influenza del numero di pale (z) sulla prevalenza con diverse viscosità: a)  $v=1 \text{ mm}^2/\text{s}$  b)  $v=255 \text{ mm}^2/\text{s}$  (Li, 2002)**



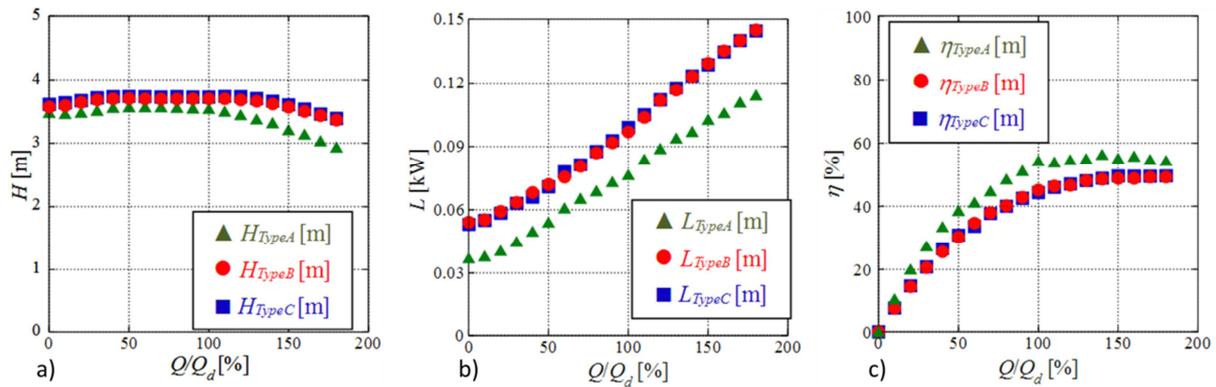
**Figura 2.4 Influenza del numero di pale (z) sulle prestazioni al BEP in funzione della viscosità: a) rendimento b) potenza idraulica (Li, 2002)**



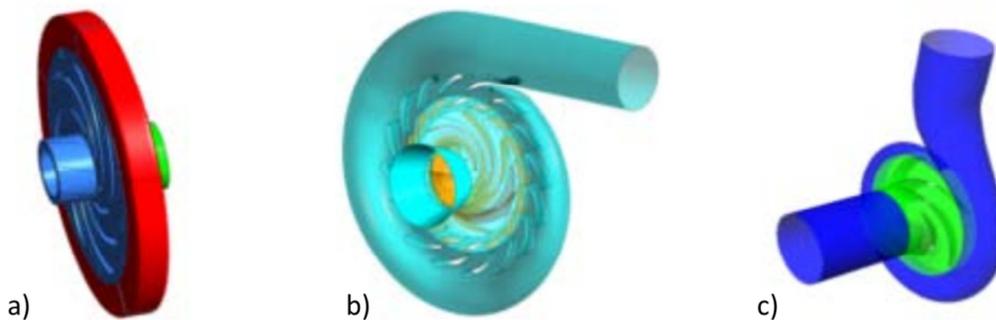
**Figura 2.5 Geometrie di girante analizzate: a) TypeA semi-aperta b) TypeB aperta c) TypeC aperta (Shigemutsu et al., 2016)**

di un fluido alimentare poco viscoso. In Figura 2.6 sono riportati i risultati sperimentali. Ci sono piccole differenze tra le due giranti aperte che hanno una prevalenza maggiore rispetto a quella semi-aperta a causa di una maggiore velocità tangenziale dovuta alla forma del disco. Le giranti aperte hanno però un rendimento inferiore e una potenza assorbita superiore rispetto alla girante semi-aperta. In questo lavoro sono inoltre state simulate le tre giranti in condizioni non stazionarie usando il modello di turbolenza SST. Le differenze tra i risultati sperimentali e numerici non è grande e quindi il flusso interno è stato studiato mediante la CFD. Con la girante semi-aperta il flusso vicino alla pressure side è risultato essere maggiormente uniforme rispetto alle giranti semi-aperte. Con le giranti aperte è visibile l'interazione tra il flusso principale e il flusso nella zona dietro al disco. Lo shear rate sul bordo del disco è maggiore con le giranti aperte e quindi anche le shear loss.

Moreno et al. (2012) hanno proposto un confronto tra tre diversi tipi di pompe come riportato in Figura 2.7, operanti con acqua e vari oli newtoniani. La prima è una pompa dotata di solo diffusore ( $n_s=19$ ), la seconda è una pompa reversibile ( $n_s=28$ ) ed infine, la terza configurazione è una comune pompa centrifuga con girante e voluta ( $n_s=32$ ). I risultati CFD con l'acqua sono stati validati sperimentalmente ottenendo un risultato migliore con la pompa  $n_s=32$  (errore del 2% al BEP), mentre il risultato peggiore è stato trovato con la



**Figura 2.6 Prestazioni sperimentali: a) prevalenza b) potenza c) rendimento (Shigemutsu et al., 2016)**



**Figura 2.7 Pompe analizzate: a)  $n_s=19$ , b)  $n_s=28$ , c)  $n_s=32$  (Moreno et al., 2012)**

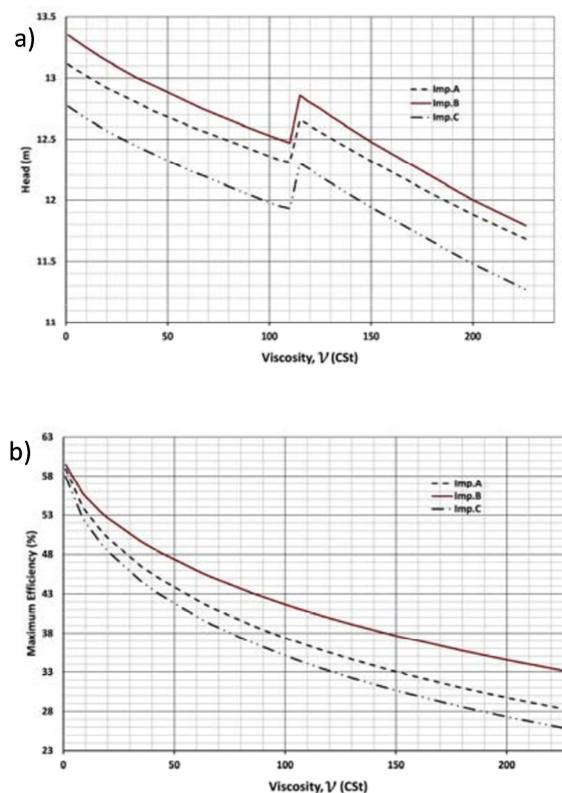
pompa  $n_s=19$  (errore del 9.5 % al BEP). I risultati CFD con gli oli newtoniani mostrano che la pompa con  $n_s$  minore subisce un maggiore calo di prestazioni rispetto al funzionamento con l'acqua, mentre la pompa con  $n_s=28$  subisce il calo minore. Successivamente sono stati comparati i risultati degli oli newtoniani ottenuti con la CFD con quelli ottenuti applicando l'Hydraulic Institute. Per la pompa con  $n_s=19$  si è osservato lo scostamento maggiore tra i risultati, mentre con le pompe con  $n_s=28$  e  $n_s=32$  i risultati sono maggiormente in accordo tra loro. Infine si è trovato che lo slip factor dipende dalla viscosità dei fluidi contrariamente a quanto riportato da Li (2011).

Il confronto tra risultati ottenuti con analisi CFD e quelli ottenuti con il metodo dell'Hydraulic Institute sono riportati anche in Shojaeefard et al. (2006). Gli autori hanno confrontato i risultati CFD con i risultati sperimentali ottenuti su una pompa centrifuga con due olii newtoniani raggiungendo un buon accordo. Inoltre sono state confrontate le prestazioni ottenute sperimentalmente con le prestazioni stimate usando i metodi dell'Hydraulic Institute e ottenendo un errore relativo massimo dell'8%. La girante studiata ha un diametro di 209 mm con sei pale. La ragione per cui le performance della pompa centrifuga diminuiscono con l'aumentare della viscosità del fluido risiede nel rapido aumento di perdite per disc friction sulle superfici esterne del disco e del controdisco così come avviene per le perdite idrauliche nei canali di flusso della pompa. Lo stesso gruppo di ricerca recentemente ha proposto un nuovo metodo analitico basato sull'analisi delle

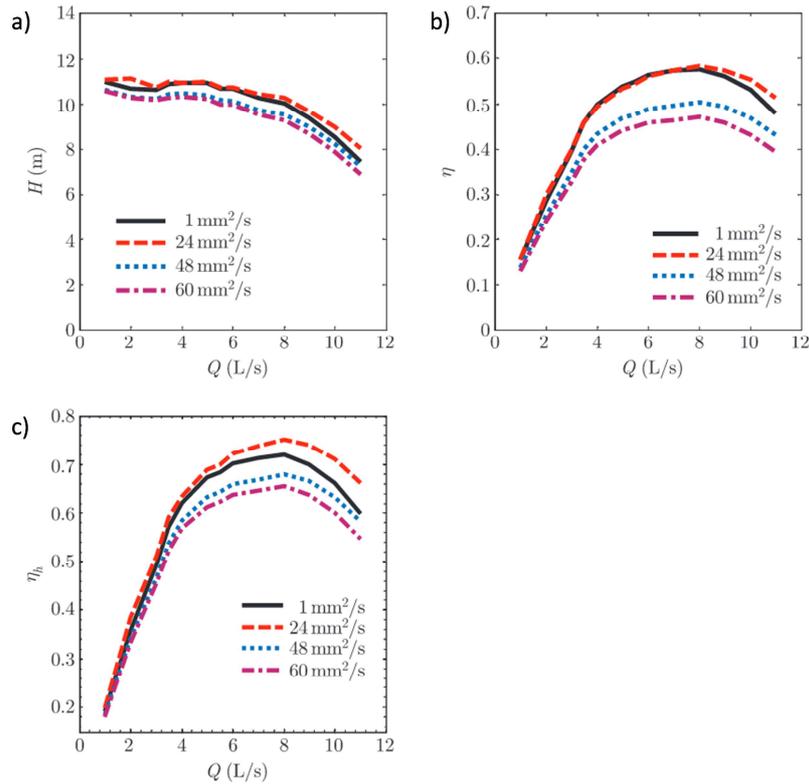
perdite per predire le performance delle pompe centrifughe con fluidi newtoniani (Shojaeefard et al., 2015). Il metodo richiede come input gli angoli delle pale,  $b_1$ ,  $b_2$ , il numero di pale, lo spessore delle pale, i diametri interni e esterni della girante, la rugosità, la portata il rendimento e la prevalenza con l'acqua nel BEP. Il metodo è stato applicato su tre giranti e con fluidi con varie viscosità; i risultati analitici risultano essere in buon accordo con quelli sperimentali.

I risultati analitici mostrano l'insorgere del sudden rising head a partire dalla viscosità di  $115 \text{ mm}^2/\text{s}$  (Figura 2.8 a), tuttavia non sono disponibili dei dati sperimentali per tali valori di viscosità. Per viscosità superiori a  $115 \text{ mm}^2/\text{s}$   $Re$  diventa inferiore al  $Re$  critico e il regime diviene laminare con conseguente diminuzione del fattore di attrito. In corrispondenza della viscosità che determina il sudden rising head non si osserva un incremento del rendimento (figura 2.8 b) a differenza di quanto trovato da Li (2011).

Infatti, Li (2011) riporta le performance della pompa ottenute con le simulazioni CFD per diversi valori di viscosità come mostrato in Figura 2.9. Con il fluido dotato di viscosità  $\nu=24 \text{ mm}^2/\text{s}$  si manifesta il sudden rising head effect che provoca un incremento della prevalenza e del rendimento rispetto all'acqua ( $\nu=1 \text{ mm}^2/\text{s}$ ). I risultati CFD sono in parziale accordo con quelli sperimentali dove invece il sudden rising head effect si manifesta anche con viscosità di  $\nu=60 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Questo fenomeno non si è manifestato per pareti idraulicamente lisce ma solo per  $50 \mu\text{m}$  e  $100 \mu\text{m}$ , dimostrando così la sua dipendenza dalla rugosità superficiale. Si nota inoltre come sperimentalmente sia stato rilevato un aumento del rendimento della pompa (Figure 2.9 b e 2.9 c) alle portate più elevate.

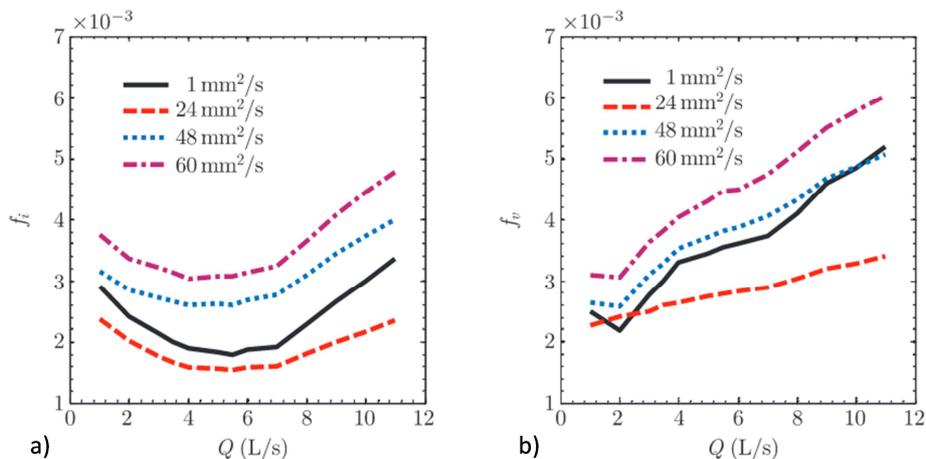


**Figura 2.8 Prestazioni nel BEP in funzione della viscosità calcolate con il metodo analitico su tre giranti: a) prevalenza b) rendimento (Shojaeefard et al., 2015)**

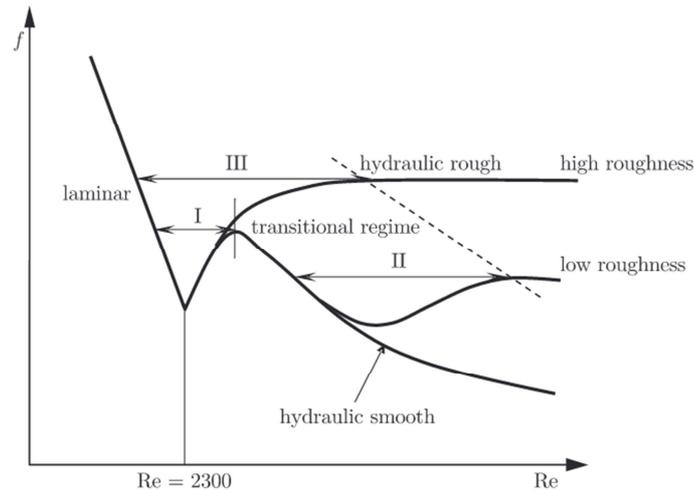


**Figura 2.9 Performance con  $R_a=50 \mu\text{m}$ : a) prevalenza, b) rendimento, c) rendimento idraulico (Li, 2011)**

Dalle analisi sperimentali di Li (2011) si può notare che una diminuzione del fattore di attrito determina una riduzione nelle perdite per attrito e le prestazioni della pompa migliorano (Figura 2.10). Il sudden rising head effect può essere interpretato sfruttando la relazione tra il fattore di attrito e il numero di Reynolds di un flusso all'interno di un condotto circolare (Figura 2.11) o di un flusso sopra una lastra piana. Quando il numero di Reynolds diminuisce a causa di un aumento della viscosità, se le pareti hanno valori di rugosità medi oppure elevati, si ha una diminuzione del fattore di attrito nel passaggio dal



**Figura 2.10 Fattore di attrito medio con  $R_a=50 \mu\text{m}$ : a) girante, b) voluta (Li, 2011)**



**Figura 2.11 Fattore di attrito in funzione di  $Re$  nel caso di tubi circolari (Li, 2011)**

regime turbolento al regime di transizione laminare-turbolento che causa il sudden rising head effect; nel caso di parete liscia invece il fattore di attrito aumenta all'aumentare del numero di Reynolds e non si manifesta il sudden rising head effect.

## 2.2 Studio di fluidi non newtoniani in altre applicazioni

L'analisi sperimentale e numerica delle macchine e più in generale dei sistemi operanti con fluidi non newtoniani consente di capire ed illustrare tutte le particolarità e le problematiche coinvolte. Le prime analisi in questo settore sono principalmente relative ad applicazioni industriali di miscelatori. Già dagli anni '50 le pubblicazioni relative agli effetti del comportamento non newtoniano dei fluidi nei miscelatori hanno coinvolto sperimentazioni che hanno portato alla comprensione dei fenomeni locali che interessano il funzionamento di una girante.

Recenti studi hanno anche dimostrato come la modellazione delle caratteristiche non newtoniane dei fluidi sia di fondamentale importanza per arrivare alla corretta conoscenza e previsione delle prestazioni. Ad esempio, analisi numeriche hanno dimostrato la relazione tra prestazioni e modelli di turbolenza in presenza di fluidi non newtoniani. Bizhani e Kuru (2015) hanno dimostrato che solamente adeguando il modello di turbolenza alle caratteristiche del fluido per una specifica applicazione è possibile ottenere l'esatta corrispondenza tra modello numerico e test sperimentale. Singh et al. (2016) riportano l'importanza di un'adeguata caratterizzazione reologica dei fluidi non newtoniani per minimizzare l'errore tra i risultati sperimentali e i risultati ottenuti con la Direct Numerical Simulation (DNS) di flussi turbolenti. I risultati ottenuti mostrano che, se viene scelto un appropriato ed elevato range di shear rate per la caratterizzazione reologica, il tipo di modello scelto per il fluido (legge di potenza, Herschel-Bulkley e il modello di Hallbom) ha un piccolo effetto sui risultati DNS di flussi turbolenti e consente di minimizzare l'errore rispetto

ai dati sperimentali. La non corretta stima della viscosità nella wall-region dove gli shear rate sono maggiori è la causa principale della differenza tra i risultati sperimentali e DNS. I limiti tecnologici attuali non sempre consentono caratterizzazioni per elevati valori di shear rate.

### 2.2.1 Studio dei miscelatori con fluidi non newtoniani

Come citato in precedenza, i miscelatori sono state le prime macchine rotanti ad essere impiegate e studiate durante il funzionamento con fluidi non newtoniani. Un miscelatore è costituito da una girante posta all'interno di un serbatoio cilindrico come schematizzato in Figura 2.12.

In letteratura, riguardo alla stima della potenza assorbita dai miscelatori per fluidi, sono state inizialmente studiate delle correlazioni adimensionali valide per fluidi newtoniani. Definendo il power number con l'equazione (2.1) e il numero di Reynolds del miscelatore con l'Eq. (2.2)

$$N_p = \frac{P}{\rho \cdot N^3 \cdot D^5} \quad (2.1)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\mu} \quad (2.2)$$

e correlando tra loro questi parametri, si è trovata una curva, riportata in Figura 2.13, che porta a individuare tre regioni, in analogia con quanto si trova correlando il numero di Reynolds e il fattore di attrito nel caso di un fluido che scorre all'interno di un condotto. Con riferimento alla Figura 2.13 la regione turbolenta, che si estende per  $Re > 1000$ , è caratterizzata dall'indipendenza di  $N_p$  da  $Re$ ; la regione laminare, che si sviluppa per  $Re < 10$ , è caratterizzata da  $N_p$  che è inversamente proporzionale a  $Re$  e può essere espressa con l'Eq. (2.3) dove  $K_p$  è costante; infine c'è la regione di transizione laminare turbolenta che è compresa tra  $Re = 10$  e  $Re = 1000$ .

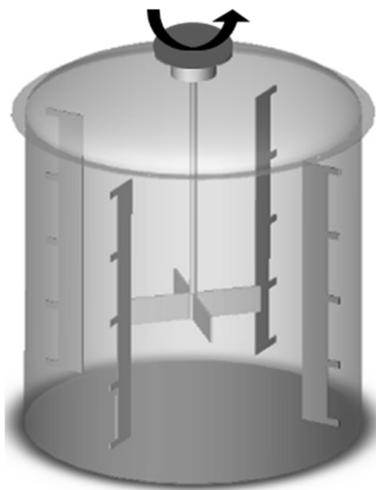
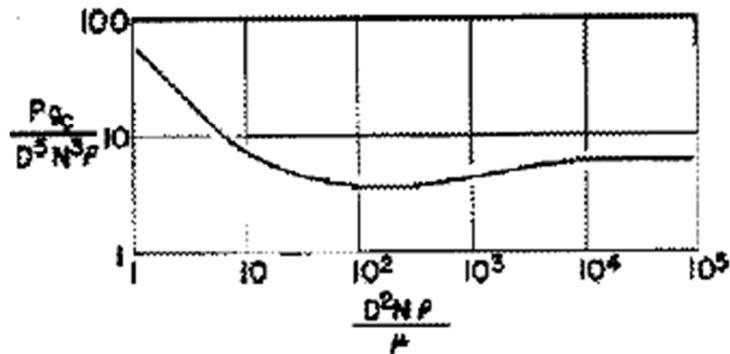


Figura 2.12 Schema di un miscelatore per fluidi

$$N_p \cdot Re = K_p \quad (2.3)$$



**Figura 2.13** Relazione  $Re-N_p$  ottenuta con fluidi newtoniani nei miscelatori (Rushton e Costich, 1950)

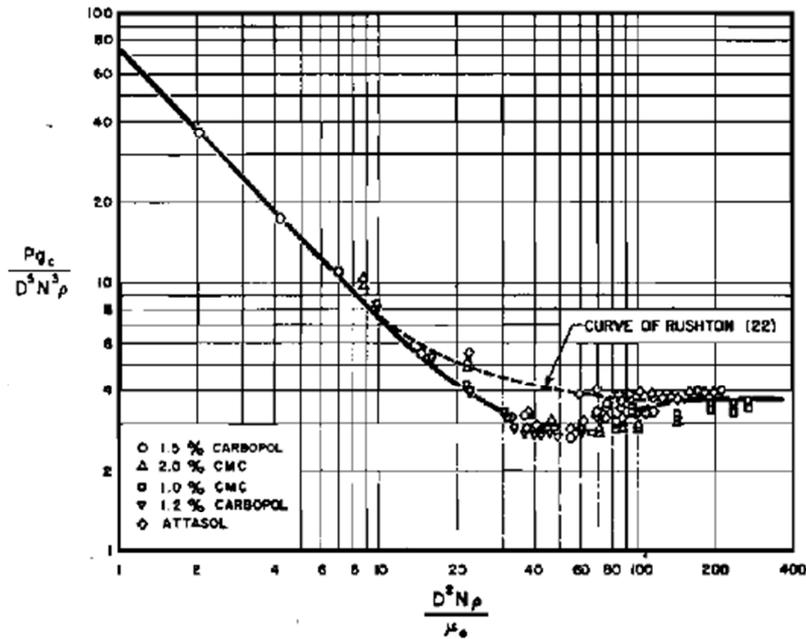
Metzner e Otto (1957) si sono occupati dello studio della relazione  $N_p - Re$  per i miscelatori nel caso di fluidi non newtoniani. Metzner e Otto (1957) assumono che la regione di fluido vicino alla girante sia caratterizzata da uno shear rate medio che dipende linearmente dalla velocità di rotazione della girante.

$$\dot{\gamma}_a = K_S \cdot N \quad (2.4)$$

dove la costante di proporzionalità  $K_S$ , che dipende dalla geometria, è stata determinata sfruttando un fluido newtoniano e un fluido non newtoniano. Se a parità di velocità di rotazione della girante, i due fluidi in campo laminare hanno lo stesso  $N_p$ , significa che il fluido non newtoniano ha una viscosità apparente media vicino alla girante che è uguale alla viscosità dinamica del fluido newtoniano. Nota la viscosità apparente media vicino alla girante del fluido non newtoniano si utilizza la curva di flusso per determinare il corrispondente shear rate medio vicino alla girante per calcolare infine la costante di proporzionalità  $K_S$ . Il migliore valore per la costante di proporzionalità trovata in questo modo da Metzner e Otto (1957) è 13.

Secondo Metzner e Otto (1957) il valore di  $K_S$  potrebbe dipendere dall'indice di flusso  $n$  ma occorrerebbe testare dei fluidi con differenti valori di  $n$  per confermare questa ipotesi. In Figura 2.14 sono riportati i risultati della correlazione  $Re - N_p$  ottenuti da Metzner e Otto (1957) con i fluidi non newtoniani usando per il calcolo di  $Re$  la viscosità apparente valutata in corrispondenza dello shear rate medio vicino alla girante. I risultati mostrano che con i fluidi non newtoniani la regione laminare si estende per  $Re$  più elevati rispetto al caso dei fluidi newtoniani ma può essere descritta sempre con l'equazione (2.3).

L'assunzione di Metzner e Otto (1957) di considerare lo shear rate medio vicino alla girante semplice funzione lineare della velocità di rotazione contraddice la soluzione analitica per il calcolo dello shear rate di un fluido non newtoniano posto in rotazione tra due cilindri concentrici. Vari autori, come ad esempio Calderbank e Moo-Young (1959) o Tanguy e Brito De La Fuente (1996), hanno sviluppato delle correlazioni per il calcolo di  $K_S$  che tengono conto dell'indice di flusso  $n$  nel caso in cui il fluido non newtoniano sia modellato con la legge di potenza. Altri autori, come ad esempio Nagata (1975) o Kuriyama



**Figura 2.14** Relazione  $Re-N_p$  ottenuta con i fluidi non newtoniani confrontata con quella ottenuta da Rushton e Costich (1950) (indicata come Rushton) con fluidi newtoniani (Metzner e Otto, 1957)

et al. (1983), hanno trovato che  $K_S$  non dipende da  $n$ . In ambito industriale è pratica comune considerare  $K_S$  indipendente dall'indice di flusso (Brito De La Fuente et al., 1997). Alcuni ricercatori hanno proposto metodi alternativi a quello di Metzner e Otto (1957) per la stima del numero di Reynolds con fluidi non newtoniani. Rieger e Novak (1973) per i fluidi modellati secondo la legge di potenza hanno usato la definizione del numero di Reynolds ( $Re_n$ ) che non necessita dello shear rate medio vicino alla girante per poter essere calcolato

$$Re_n = \frac{\rho \cdot D^2 \cdot N^{2-n}}{k} \quad (2.5)$$

In Figura 2.15 è riportata la relazione  $Re_n - N_p$  ottenuta da Rieger e Novak (1973) con vari fluidi pseudoplastici. E' evidente che per valori di  $n$  costanti la relazione  $Re_n - N_p$  è rappresentata, in scala doppio logaritmica, da una retta con coefficiente angolare -1 e all'aumentare di  $n$  aumenta il valore dell'intersezione della retta con l'asse delle ordinate. La relazione  $Re_n - N_p$  può essere espressa usando l'Eq. (2.6) dove  $K_p(n)$ , oltre che dall'indice  $n$ , dipende dalla geometria del miscelatore.

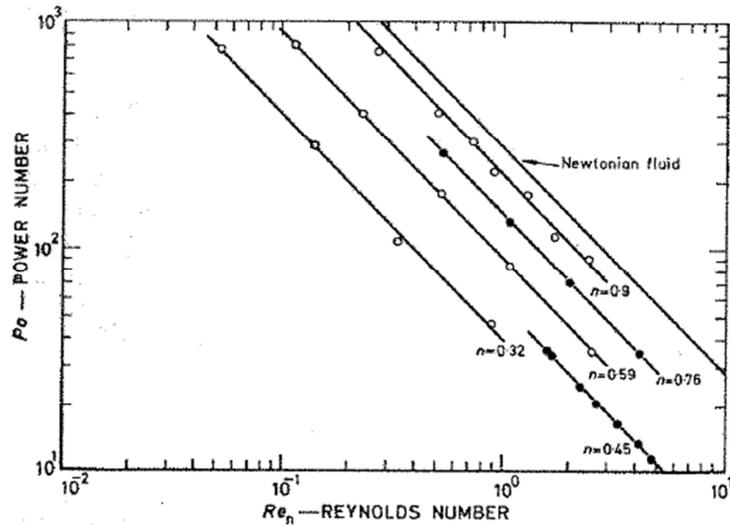
$$N_p = \frac{K_p(n)}{Re_n} \quad (2.6)$$

Nel caso di un fluido newtoniano ponendo  $n=1$ ,  $k=\mu$  e  $K_p(n=1)=K_p$  all'interno dell'Eq. (2.6) si ottiene l'Eq. (2.7) che è equivalente all'Eq. (2.3)

$$N_p = \frac{K_p \cdot \mu}{N \cdot D^2 \cdot \rho} = \frac{K_p}{Re} \quad (2.7)$$

Sostituendo nell'Eq. (2.7) la viscosità dinamica  $\mu$  con la viscosità apparente in corrispondenza dello shear rate calcolato usando l'Eq. (2.4) si ottiene l'Eq. (2.8):

$$N_p = \frac{K_p \cdot k \cdot (K_S \cdot N)^{n-1}}{N \cdot D^2 \cdot \rho} = \frac{K_p \cdot K_S^{n-1}}{Re_n} \quad (2.8)$$

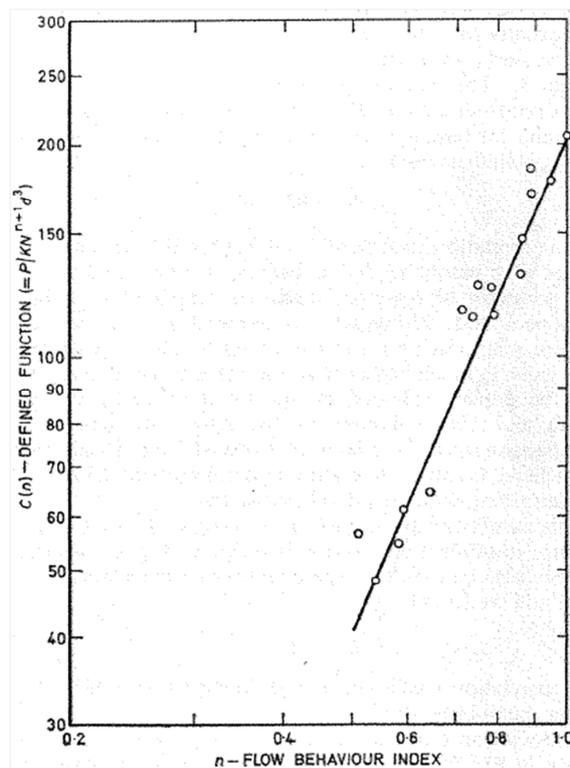


**Figura 2.15** Relazione  $N_p$ - $Re_n$  per fluidi pseudoplastici con diversi valori di  $n$  (Rieger e Novak, 1973)

Confrontando ora l'Eq. (2.8) con l'Eq. (2.6) si ottiene l'Eq. (2.9) dove il parametro  $K_p$  si determina dalla curva  $N_p$ - $Re$  dei fluidi newtoniani.

$$K_p(n) = K_p \cdot K_S^{n-1} \quad (2.9)$$

In Figura 2.16 viene riportato  $K_p(n)$  in funzione dell'indice di flusso  $n$  determinato sperimentalmente da Rieger e Novak (1973) per una fissata geometria di miscelatore: essendo in scala doppio logaritmica se  $K_p(n)$  è rappresentato da una retta significa che  $K_S$  non dipende dall'indice di flusso  $n$ .



**Figura 2.16**  $K_p(n)$  determinato sperimentalmente (Rieger e Novak, 1973)

Brito-De La Fuente et al. (1992) e Brito-De La Fuente et al. (1997) hanno determinato sperimentalmente  $K_S$  usando il metodo di Metzner e Otto (1957) e il metodo di Rieger e Novak (1973) dove i dati sperimentali relativi a  $K_p(n)$  sono stati interpolati con una regressione non lineare

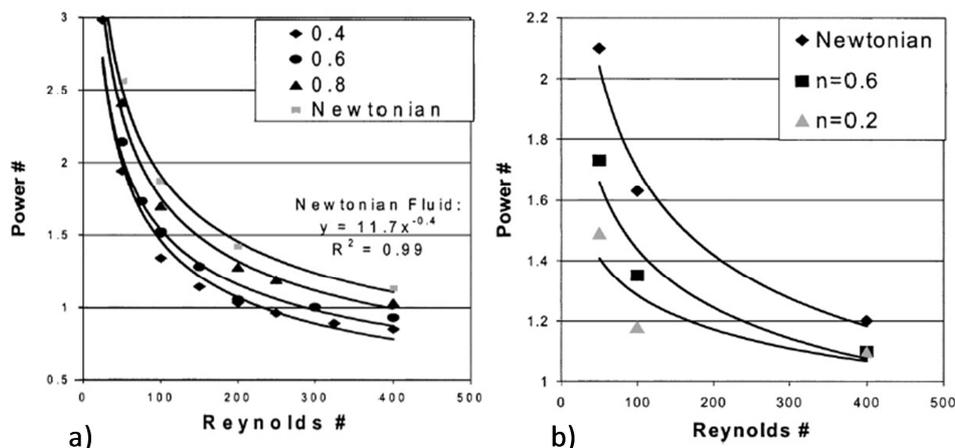
$$K_p(n) = a \cdot b^{n-1} \cdot c^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.10)$$

Successivamente l'Eq. (2.10) è stata usata per calcolare  $K_S$ . I risultati ottenuti con i due metodi sono in accordo tra loro e si è ottenuto che  $K_S$  dipende fortemente dall'indice di flusso  $n$ , specialmente per valori bassi di  $n$  ( $n < 0.6$ ).

Bertrand et al. (1996) hanno esteso l'approccio di Metzner e Otto (1957) ai fluidi di Bingham utilizzando un numero di Reynolds generalizzato definito con la relazione

$$Re_g = \frac{\rho \cdot N \cdot D^2}{\mu_p + \frac{\tau_0}{N}} \quad (2.11)$$

Negli ultimi anni, utilizzando le simulazioni CFD, si sono potuti analizzare in dettaglio alcuni aspetti quali il campo di moto in prossimità della girante (strettamente legato allo shear rate) e i fenomeni turbolenti difficilmente analizzabili in passato attraverso i soli approcci sperimentali. In Kelly e Gigas (2003) sono state condotte simulazioni numeriche per studiare il mescolamento di fluidi pseudoplastici all'interno di un miscelatore con due diversi tipi di girante. Il flusso è stato modellato come laminare e i risultati CFD sono stati validati sperimentalmente. Diversamente da quanto previsto dal metodo di Metzner e Otto (1957), i risultati CFD mostrano che nel regime di transizione laminare-turbolenta,  $N_p$  è funzione di due parametri quali  $Re$  (calcolato secondo Metzner e Otto (1957)) e l'indice di flusso  $n$  così come riportato in Figura 2.17. Grazie alla CFD è stata calcolata la viscosità media pesata sull'area vicino alla girante che risulta essere inferiore a quella predetta dal metodo di Metzner e Otto (1957). Il metodo di Metzner e Otto (1957) perciò sottostima il reale numero di Reynolds e di conseguenza sovrastima il power number nel regime di transizione laminare-turbolenta. I risultati CFD infine hanno mostrato che l'effettivo shear rate medio vicino alla girante non è semplice funzione lineare della velocità di rotazione della girante ma



**Figura 2.17  $N_p$  in funzione di  $Re$  nel regime di transizione laminare-turbolenta per vari fluidi con due diverse giranti a) e b) (Kelly e Gigas, 2003)**

dipende anche dall'indice di flusso e dall'angolo di uscita del flusso nel regime di transizione laminare-turbolenta.

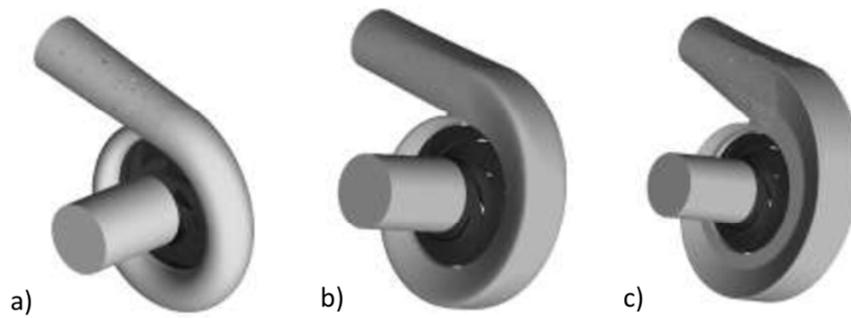
Analisi di sensibilità ai modelli turbolenza sono state riportate anche da Wu (2011). Nel suo lavoro l'autore ha valutato sei modelli di turbolenza nella simulazione numerica di un miscelatore di fluidi non newtoniani usato nei digestori anaerobici. I fluidi testati sono di tipo pseudoplastico con varie curve di flusso. Il power number ( $N_p$ ) e il flow number misurati sperimentalmente sono stati comparati con quelli calcolati usando come modelli di turbolenza lo standard k- $\epsilon$ , RNG k- $\epsilon$ , realizable k- $\epsilon$ , standard k- $\omega$ , SST k- $\omega$  e Reynolds stress model. Il flow number è stato stimato meglio del power number; fra tutti i modelli di turbolenza il realizable k- $\epsilon$  e lo standard k- $\omega$  sono risultati essere i migliori per predire, rispettivamente, il flow number e il power number. Usando lo standard k- $\omega$  il power number è stato predetto con un margine di errore compreso tra 15.4 % e 27.4 % a seconda del fluido, mentre usando il realizable k- $\epsilon$  il flow number è stato predetto con un margine di errore compreso tra il 4.7 % e 10.5 % a seconda del fluido. Anche la variazione dello schema di discretizzazione (primo e secondo ordine) ha dato esiti contrastanti. Con lo schema al secondo ordine, i risultati hanno mostrato un miglioramento nell'accuratezza del flow number ma l'accuratezza del power number è diminuita rispetto allo schema del primo ordine. Infine sono state svolte simulazioni non stazionarie ottenendo un miglioramento nei risultati rispetto al caso stazionario.

## **2.3 Studio di pompe centrifughe con fluidi non newtoniani**

In questo paragrafo verranno illustrate le analisi numeriche e sperimentali relativi all'applicazione di pompe centrifughe operanti con fluidi non newtoniani. I risultati relativi alle prove sperimentali sono stati usati per valutare tramite confronto la capacità dei metodi di stima delle prestazioni di rappresentare il funzionamento di pompe centrifughe in queste particolari condizioni.

### **2.3.1 Simulazioni CFD con fluidi non newtoniani sulle pompe centrifughe**

In letteratura le applicazioni per le quali la CFD è stata utilizzata per valutare le prestazioni delle pompe centrifughe con fluidi non newtoniani non sono numerose e allo stesso tempo molto recenti. In Allali et al. (2015) viene simulata una pompa mediante il modello di turbolenza k- $\epsilon$ , operante con un fluido non newtoniano il cui comportamento reologico è descritto tramite la legge di potenza. In Figura 2.18 sono riportate le tre geometrie di pompa centrifuga usate nelle simulazioni. Tutte le pompe sono dotate della stessa girante ma hanno diversa forma della voluta (circolare, Bezier e trapezoidale). Dal confronto tra i risultati ottenuti con l'acqua e con il fluido non newtoniano, è emerso che con il fluido non

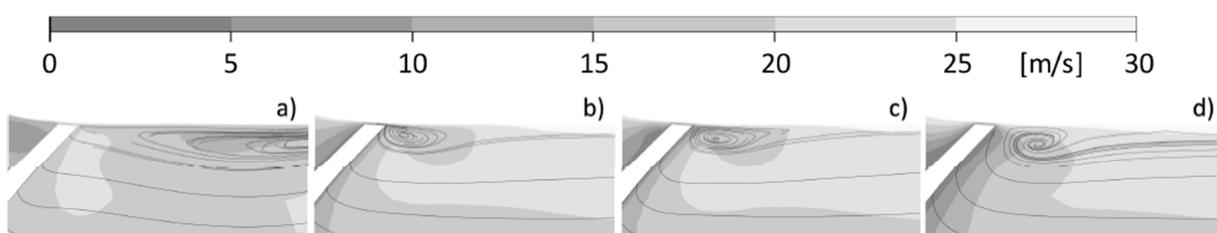


**Figura 2.18** Diverse volute analizzate: a) circolare, b) Bezier, c) trapezoidale (Allali et al., 2015)

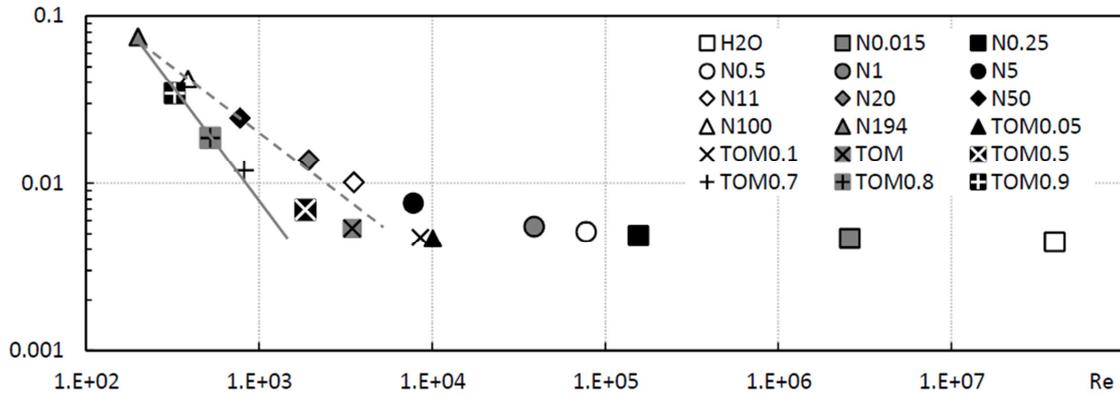
newtoniano all'interno della voluta diminuiscono i ricircoli a causa della maggiore viscosità, diminuisce la pressione totale e aumentano gli shear stress rispetto all'acqua. La diversa forma della voluta influisce sulle caratteristiche del flusso e di conseguenza anche sulle prestazioni globali della macchina.

Un'altra analisi basata sulla modellazione del comportamento reologico del fluido non newtoniano attraverso la legge di potenza si può trovare in Buratto et al. (2015). Gli autori hanno analizzato una pompa centrifuga con alta velocità specifica progettata specificamente per lavorare con concentrato di pomodoro. In questo lavoro vengono analizzate le prestazioni ottenute con il concentrato di pomodoro (non newtoniano), con l'acqua e con una serie di fluidi newtoniani ad elevata viscosità. Sono state poi confrontate le strutture di flusso ottenute con i vari fluidi trovando delle analogie tra il concentrato di pomodoro e due fluidi newtoniani ad alta viscosità come riportato in Figura 2.19. Infine, in Figura 2.20 è stata investigata la relazione tra il numero di Reynolds della pompa ( $Re_p$ ), calcolando la viscosità tramite la CFD, e il power number ( $N_p$ ) trovando un risultato che mostra delle analogie con quanto trovato per i miscelatori con fluidi non newtoniani da altri autori.

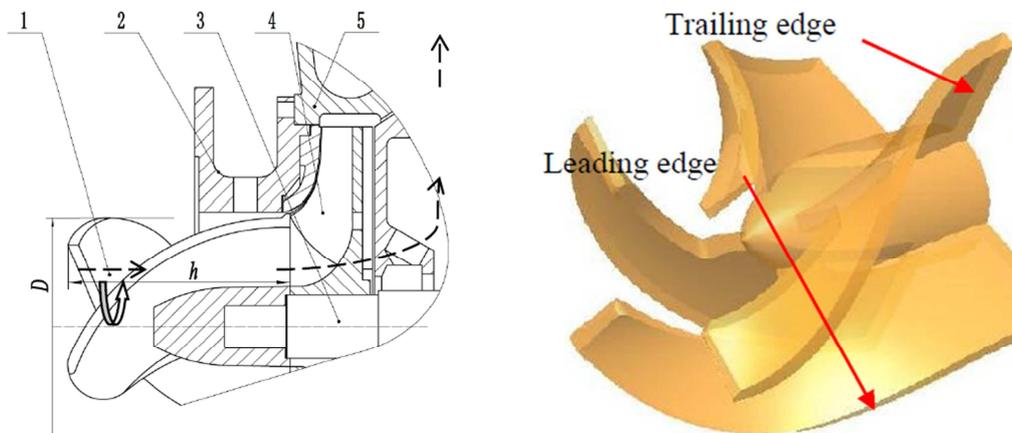
L'ultima applicazione riportata è relativa ad una pompa centrifuga elaborante quattro tipi di fluidi non newtoniani impiegati nell'industria cartaria il cui comportamento reologico viene descritto con il modello di Herschel-Bulkley. In Ye et al. (2015) infatti vengono svolte analisi CFD all'interno di una pompa centrifuga con otto pale al cui ingresso è montato un generatore di turbolenza dotato di quattro pale come riportato in Figura 2.21. Dai risultati



**Figura 2.19** Contour di velocità relativa per l'analisi del tip leakage flow con: a) acqua, b) tomato paste, c) fluido newtoniano con  $\mu=1\text{Pa}\cdot\text{s}$ , d) fluido newtoniano con  $\mu=11\text{Pa}\cdot\text{s}$ . (Buratto et al., 2015)



**Figura 2.20** Relazione  $N_p$ - $Re_p$  per i fluidi newtoniani e non newtoniani (Buratto et al., 2015)



The structure of medium consistency pulp pump. 1. Turbulence generator; 2. Pump flange; 3. Shaft; 4. Impeller; 5. Volute.

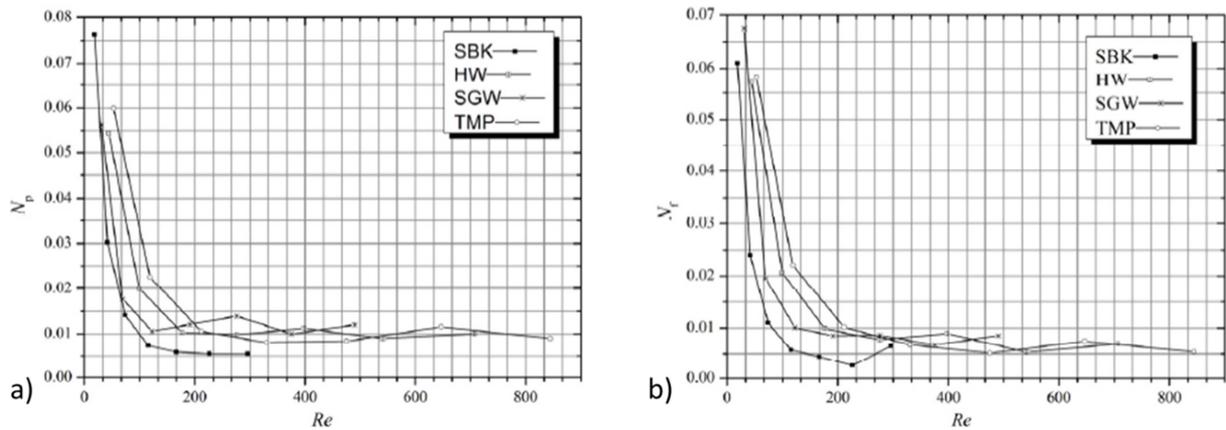
**Figura 2.21** Struttura della pompa con il generatore di turbolenza (Ye et al., 2015)

CFD emerge che  $N_{p\ gen\ turb}$  (definito secondo l'Eq. 2.12) e  $N_f$  (definito secondo l'Eq. 2.13) diminuiscono all'aumentare di  $Re_{gen\ turb}$  (definito secondo l'Eq. 2.14) per  $Re_{gen\ turb} < 200$ , mentre per  $Re_{gen\ turb} > 200$   $N_{p\ gen\ turb}$  e  $N_f$  sono indipendenti da  $Re_{gen\ turb}$  (Figura 2.22). Questi risultati indicano che la transizione laminare turbolenta avviene per  $Re_{gen\ turb} = 200$ .

$$N_{p\ gen\ turb} = \frac{P}{\rho \cdot N^3 \cdot D_{gen\ turb}^5} \quad (2.12)$$

$$N_f = \frac{F_A}{\rho \cdot N^2 \cdot D_{gen\ turb}^4} \quad (2.13)$$

$$Re_{gen\ turb} = \frac{\rho \cdot N^2 \cdot D_{gen\ turb}^2}{\tau_0} \quad (2.14)$$



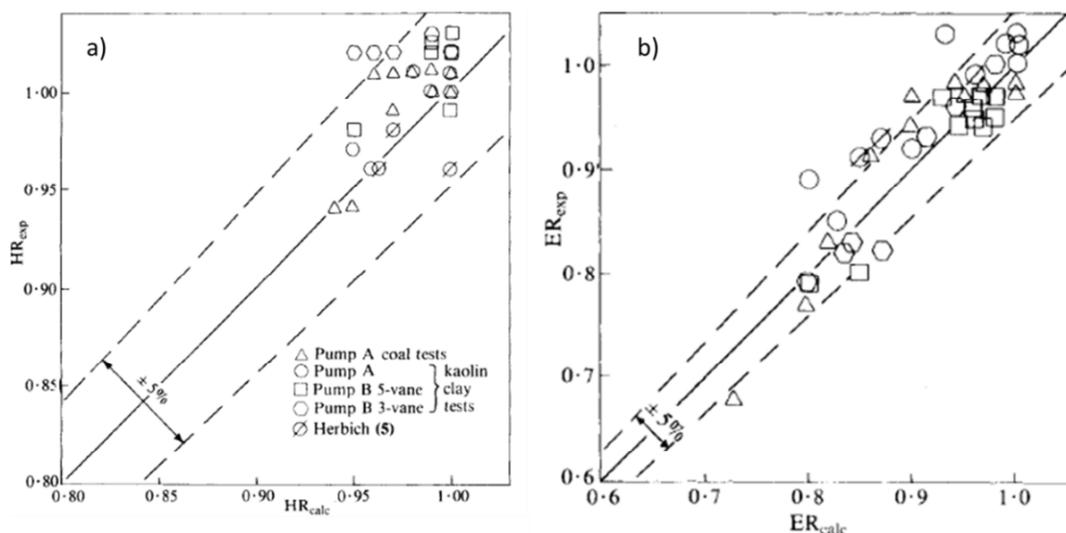
**Figura 2.22 Risultati ottenuti: a) relazione  $N_p$ - $Re_{gen turb}$ , b) relazione  $N_f$ - $Re_{gen turb}$  (Ye et al., 2015)**

### 2.3.2 Stima delle prestazioni delle pompe centrifughe con fluidi non newtoniani

Vengono ora presi in esame i risultati ottenuti dagli autori che hanno applicato i metodi di stima delle prestazioni delle pompe con i fluidi non newtoniani e confrontato gli stessi con i risultati provenienti da test sperimentali.

Metodo di Walker e Goulas (1984) & HI. Walker e Goulas (1984) hanno predetto le prestazioni vicino al BEP di due pompe con un margine di errore del  $\pm 5\%$  rispetto ai dati sperimentali (Figura 2.23) utilizzando un valore di la viscosità plastica misurata in corrispondenza di uno shear rate di  $1500\text{ s}^{-1}$ .

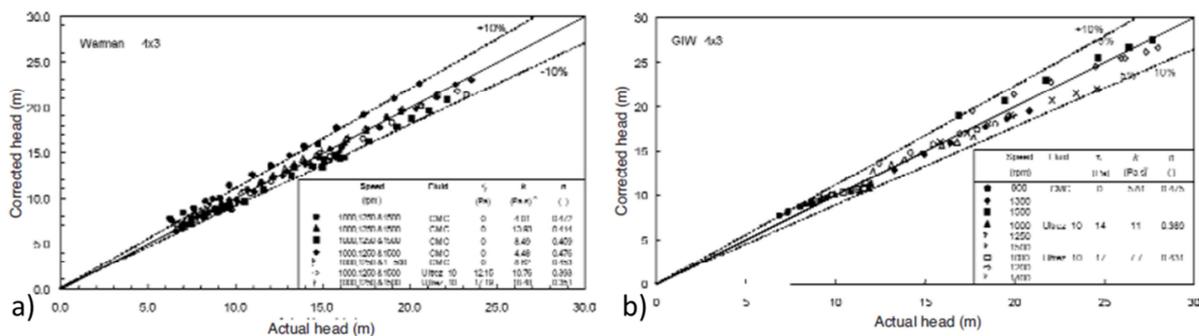
Successivamente altri autori (Sery e Slatter, 2002 e Kalombo et al., 2014) hanno applicato questo metodo ottenendo però margini di errore più elevati rispetto a quelli determinati



**Figura 2.23 Confronto tra i valori sperimentali e i valori calcolati con l'Hydraulic Institute: a) HR, b) ER (Walker e Goulas, 1984)**

da Walker e Goulas (1984). Sery e Slatter (2002) hanno ottenuto un margine di errore di  $\pm 20\%$  e  $\pm 10\%$  rispettivamente per la prevalenza e il rendimento. Kalombo et al. (2014) hanno testato tre pompe ottenendo per la prevalenza margini di errore di  $\pm 10\%$ ,  $+15\%$ , da  $-3\%$  a  $+27\%$ , mentre per il rendimento margini di errore di  $\pm 18\%$ ,  $\pm 18\%$ ,  $\pm 26\%$ .

Metodo di Pullum et al. (2007) & HI. Pullum et al. (2007) hanno ottenuto un margine di errore di  $\pm 10\%$  rispetto ai dati sperimentali (Figura 2.24). Il metodo di Pullum et al. (2007) è stato in seguito applicato da Graham et al. (2009), Pullum et al. (2011), Kalombo et al. (2014) e Furlan et al. (2014). In Graham et al. (2009) è stato trovato un margine di errore di  $\pm 10\%$  nella stima della prevalenza, in Kalombo et al. (2014), dove sono state testate tre pompe, si sono trovati margini di errore di  $\pm 8\%$ ,  $\pm 8\%$ ,  $\pm 13\%$  per la prevalenza e  $-20\%$ ,  $-55\%$ ,  $-70\%$  per il rendimento. Secondo Graham et al. (2009) un valore approssimativamente di  $w = 0,25 \cdot D_{imp}$  potrebbe essere assunto come un valore adatto per tutte le pompe, ma i risultati presentati da Kalombo et al. (2014) e da Furlan et al. (2014) sono in contrasto con questa assunzione. Kalombo et al. (2014) hanno condotto un confronto diretto tra i risultati ottenuti applicando l'approccio di Walker e Goulas (1984) e l'approccio di Pullum et al. (2007) come riportato in Tabella 2.1. È emerso che il metodo di Pullum et al. (2007) è in grado di stimare la prevalenza della pompa con una maggiore precisione rispetto al metodo di Walker e Goulas (1984), al contrario il rendimento è predetto meglio usando l'approccio di Walker e Goulas (1984).



**Figura 2.24 Confronto tra la prevalenza stimata con l'approccio di Pullum et al. (2007) e la prevalenza misurata sperimentalmente: a) pompa Warman 4x3, b) pompa GIW 4x3 (Pullum et al., 2007)**

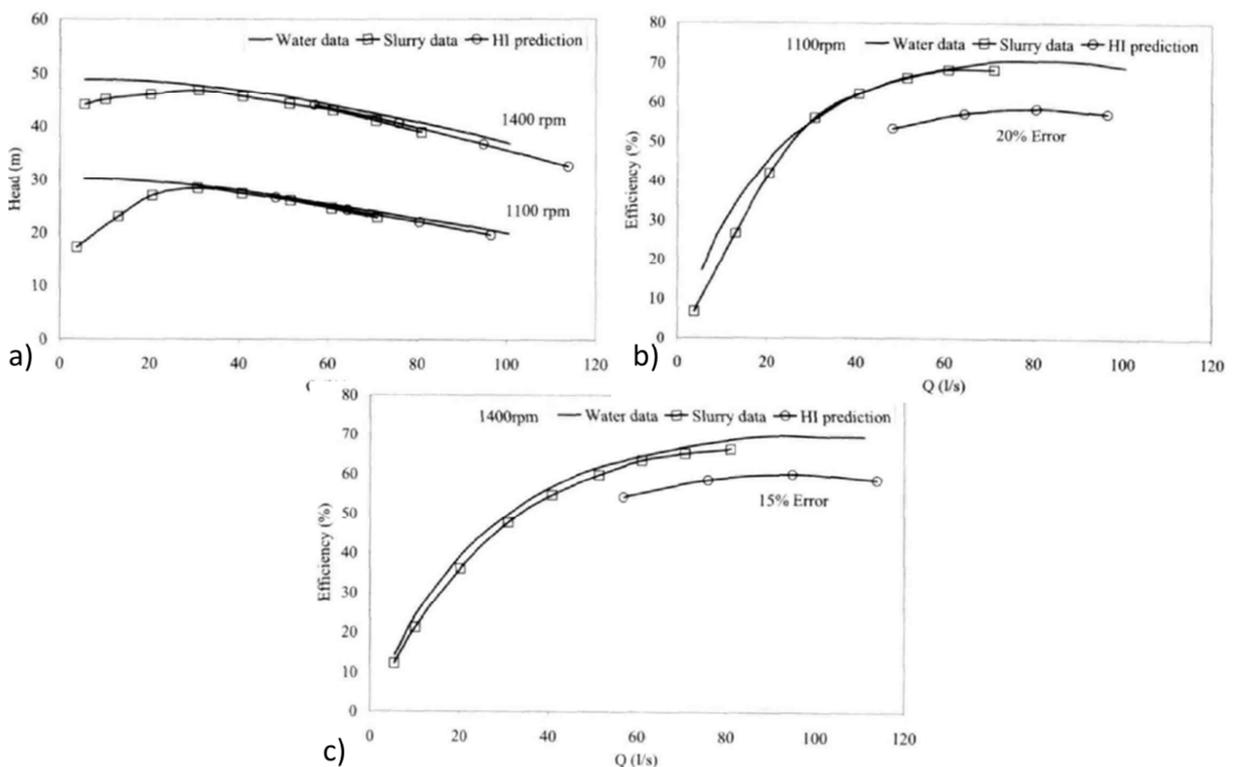
**Tabella 2.1 Confronto dei risultati ottenuti da Kalombo et al. (2014) applicando i metodi di Walker e Goulas (1984) e di Pullum et al. (2007) per la prevalenza ( $\Delta H$ ) e per il rendimento ( $\Delta \eta$ )**

Pompa	$\Delta H$ [%] Walker e Goulas (1984)	$\Delta H$ [%] Pullum et al. (2007)	$\Delta \eta$ [%] Walker e Goulas (1984)	$\Delta \eta$ [%] Pullum et al. (2007)
Warman 4/3	$\pm 10$	$\pm 8$	$\pm 18$	$-20$
GIW 4/3	15	$\pm 8$	$\pm 18$	$-55$
Warman 6/4	$-3 - 27$	$\pm 13$	$\pm 26$	$-70$

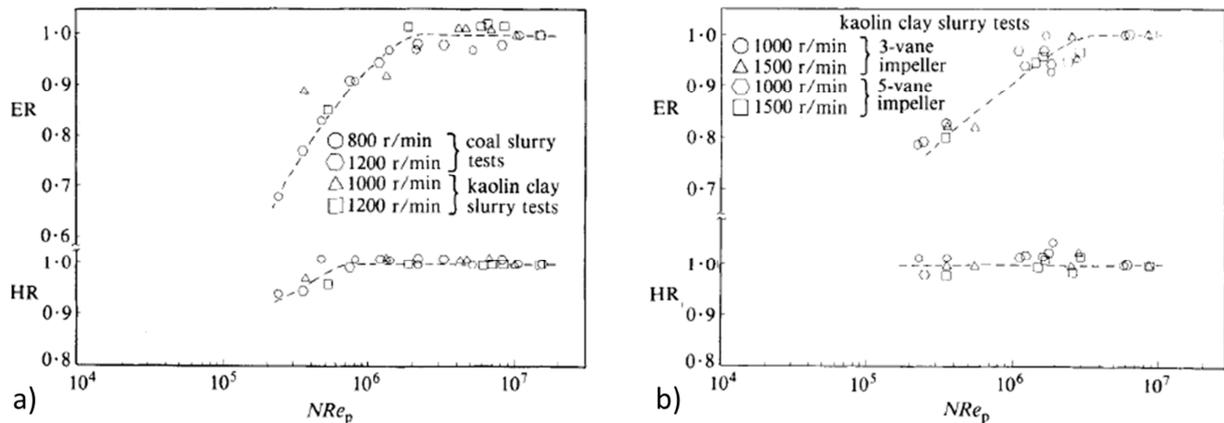
Metodo di Sery et al. (2006) & HI. Sery et al. (2006) hanno predetto le prestazioni di una pompa centrifuga con un margine di errore del 5 % per la prevalenza e del 20 % per il rendimento come riportato in Figura 2.25.

Metodo di Walker e Goulas (1984) &  $Re_p$ . Come riportato nell'Introduzione di questa Tesi, le prestazioni con i fluidi non newtoniani possono essere predette anche cercando delle correlazioni tra il numero di Reynolds della pompa ( $Re_p$ ) e le prestazioni adimensionali della pompa (HR e ER). Walker e Goulas (1984) hanno trovato una buona correlazione tra i vari punti con dei risultati simili tra le due pompe analizzate come riportato nelle Figure 2.26 e 2.27. Per valori superiori ad un certo  $Re_p$ , HR e ER si mantengono costanti attorno al valore 1 dato che non c'è un calo di performance rispetto all'acqua, mentre al di sotto di tale  $Re_p$ , HR e ER diminuiscono a causa del decadimento di performance rispetto all'acqua. La diminuzione di HR avviene per  $Re_p$  leggermente inferiori rispetto al  $Re_p$  che determina la diminuzione di ER. La correlazione trovata da Walker and Goulas (1984) può essere utilizzata come tecnica per predire le prestazioni con fluidi non newtoniani senza usare l'Hydraulic Institute se si assume che per tutte le pompe valga la stessa relazione  $Re_p$ -HR e  $Re_p$ -ER.

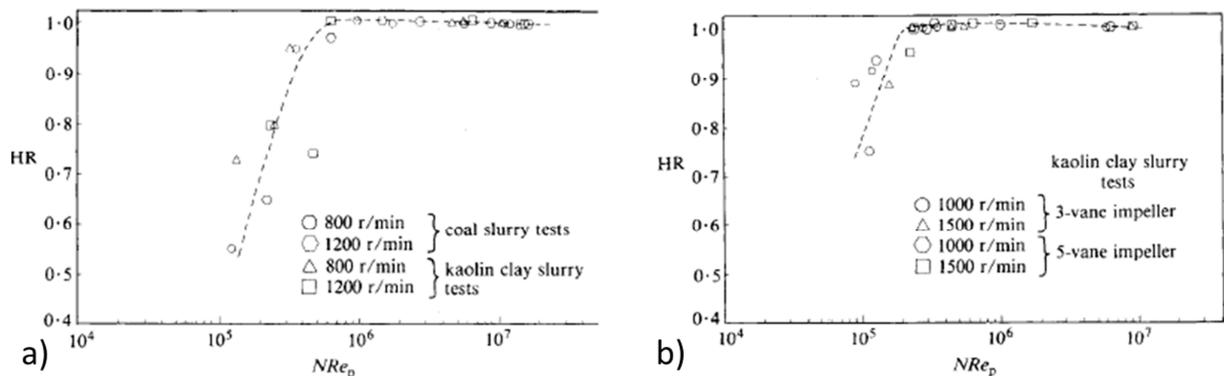
Furlan et al. (2014), Sery and Slatter (2002), Crawford et al. (2012) e Cooke (2007) hanno calcolato la relazione proposta da Walker e Goulas (1984) vicino al BEP per confrontarla con i risultati ottenuti in precedenza da Walker and Goulas (1984). Sery and Slatter (2002) hanno ottenuto un buon riscontro, Crawford et al. (2012) uno scostamento del 20 %, Cooke (2007) ha ottenuto un riscontro migliore con HR rispetto ER, secondo Furlan et al. (2014) il metodo



**Figura 2.25 Confronto tra i risultati sperimentali e quelli predetti con il metodo di Sery et al. (2006): a) prevalenza, b) rendimento a 1100 rpm, c) rendimento a 1400 rpm (Sery et al., 2006)**



**Figura 2.26** Correlazione  $Re_p$ -HR e  $Re_p$ -ER vicino al BEP su due pompe: a) Hazleton 3 ( $n_s=14$ ), b) Warman 4/3 ( $n_s=27$ ) (Walker e Goulas, 1984)



**Figura 2.27** Correlazione  $Re_p$ -HR al 10% del BEP su due pompe: a) Hazleton 3 ( $n_s=14$ ), b) Warman 4/3 ( $n_s=27$ ) (Walker e Goulas, 1984)

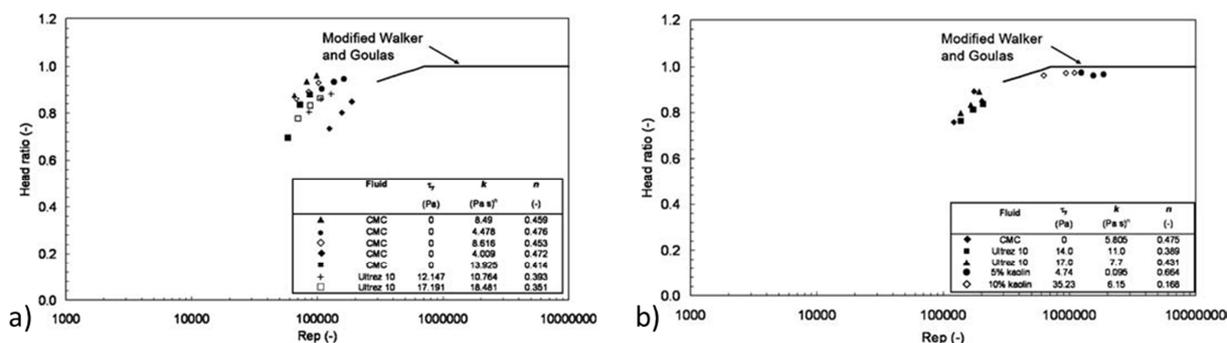
di Walker e Goulas (1984) sottostima la dipendenza dalla velocità di rotazione della pompa.

Graham et al. (2009) hanno proposto un metodo alternativo rispetto a Walker and Goulas (1984) per il calcolo di  $Re_p$  vicino al BEP che prevede di usare la viscosità apparente allo shear rate di  $4000 \text{ s}^{-1}$ . Graham et al. (2009) operando in questo modo hanno ottenuto una buona correlazione tra fluidi diversi sulla pompa GIW 4x3 (Figura 2.28 b), mentre sulla pompa Warman 4/3 il trend della curva dipende maggiormente dal fluido considerato (Figura 2.28 a).

### 2.3.3 Confronto tra i fluidi non newtoniani testati in letteratura

Dallo stato dell'arte dei lavori presentati in letteratura sulle pompe centrifughe con fluidi non newtoniani si possono evidenziare alcune criticità utili a comprendere più nel dettaglio la difficoltà di stimare le prestazioni di pompe centrifughe elaboranti fluidi non newtoniani.

La Tabella 2.2 riporta i valori dei parametri reologici misurati sperimentalmente dai vari autori: i valori di  $\tau_y$  sono compresi tra 0 e 415 Pa, i valori di k sono compresi tra 0.016 e 194  $\text{Pas}^n$ , i valori di n sono compresi tra 0.11 e 0.79 (escludendo i fluidi di Bingham dove  $n=1$ ).



**Figura 2.28 Correlazione  $Re_p$ -HR usando la viscosità apparente su due pompe: a) Warman 4/3, b) GIW 4x3 (Graham et al., 2009)**

Se ci si limita a considerare i fluidi che sono stati impiegati per testare i metodi di stima delle prestazioni allora i valori di  $\tau_y$  sono compresi tra 0 e 297 Pa, i valori di  $k$  sono compresi tra 0.016 e 76.7  $\text{Pa s}^n$ , i valori di  $n$  sono compresi tra 0.15 e 0.79 (escludendo i fluidi di Bingham dove  $n=1$ ). La diversità dei fluidi utilizzati e le applicazioni speciali per i quali gli stessi sono stati impiegati impedisce una facile comprensione dei fenomeni coinvolti e rende il giudizio sui metodi di stima delle prestazioni soggetto ad una banda di confidenza troppo ampia.

La differenza dei valori di reologia dipendente dalla diversa natura ed origine dei fluidi è riassunta nella Tabella 2.3. La Tabella 2.3 riporta un confronto tra i valori dei parametri reologici determinati da autori diversi a parità di concentrazione del fluido considerato. Si nota che questi hanno comportamenti diversi che possono essere attribuiti a fonti di provenienza diverse dei materiali, a incertezze legate alla procedura di caratterizzazione reologica e a problemi di ripetibilità delle prove (come ad esempio la temperatura o il processo di miscelamento del fluido).

Da questa prima analisi dei fluidi impiegati per testare i metodi di stima delle prestazioni si evince quindi che si sono dei problemi nel riprodurre la stessa reologia a parità di fluido, mentre per quanto riguarda i valori di  $\tau_y$ ,  $k$  e  $n$  non è stato testato tutto il possibile range di valori e infine non sono state esplorate tutte le possibili combinazioni di valori di  $\tau_y$ ,  $k$  e  $n$  per verificare l'attendibilità dei risultati forniti dai metodi di stima.

Associata a questa diversità delle caratteristiche reologiche dei fluidi, esiste anche una limitata esperienza di applicazione dei metodi di stima delle prestazioni per pompe centrifughe, soprattutto in caso di fluidi non newtoniani. I metodi applicati infatti, sono stati testati su un numero limitato di pompe e necessitano di ulteriori analisi per avere una conoscenza più completa sulle loro potenzialità e sui loro difetti. Per tali motivi questi metodi non sono ancora considerati robusti per garantire, in fase progettuale, una corretta stima delle prestazioni di una nuova pompa.

Alla luce di queste evidenze è necessario aumentare la conoscenza dei fenomeni che sono coinvolti nel funzionamento di una pompa centrifuga in presenza di un fluido non newtoniano. Per fare questo, metodi numerici quali la simulazione CFD può diventare un valido supporto nella conoscenza della fluidodinamica interna delle macchine derivante dalle diverse proprietà reologiche del fluido considerato. Grandezze come lo shear rate,

**Tabella 2.2 Reologia dei fluidi non newtoniani presenti in letteratura (n.d. non disponibile)**

Fluido	$\tau_y$ [Pa]	k [Pas <sup>n</sup> ]	n [-]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Autore
Slurry di carbone	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	Walker e Goulas (1984)
Caolino	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	Walker e Goulas (1984)
Glicerina	n.d.	n.d.	n.d.	n.d.	Sery e Slatter (2002)
Caolino*	15 ÷ 112	0.016 ÷ 5.15	0.19 ÷ 0.72	1132 ÷ 1305	Sery e Slatter (2002)
Bentonite (7.34 % in peso)	7.04	0.01	1	1046	Sery et al. (2006)
CMC (6 % in peso)	0	1.95	0.66	1032	Sery et al. (2006)
Caolino	88 ÷ 201	5.91 ÷ 7.26	0.30 ÷ 0.36	1284 ÷ 1351	Sery et al. (2006)
CMC*	0	0.26 ÷ 5.33	0.49 ÷ 0.79	n.d.	Pullum et al. (2007)
Ultrez*	3.61 ÷ 14.56	1.1 ÷ 10.4	0.37 ÷ 0.62	n.d.	Pullum et al. (2007)
Caolino*	4.74 ÷ 35.23	0.095 ÷ 6.15	0.17 ÷ 0.66	n.d.	Pullum et al. (2007)
Fosfato*	266 ÷ 297	0.047 ÷ 0.06	1	1229 ÷ 1233	Furlan et al. (2014)
Tailing*	30 ÷ 200	0.03 ÷ 0.06	1	1843 ÷ 1873	Furlan et al. (2014)
Caolino*	7.02 ÷ 78.02	18.02 ÷ 76.72	0,15 ÷ 0.227	1348 ÷ 1490	Kalombo et al. (2014)
CMC*	0	6.32 ÷ 8.03	0.521 ÷ 0.564	1030 ÷ 1058	Kalombo et al. (2014)
CMC*	0	1.3 ÷ 3.88	0.59 ÷ 0.65	n.d.	Kabamba (2006)
Caolino*	116 ÷ 208	0.24 ÷ 3.63	0.4 ÷ 0.7	n.d.	Kabamba (2006)
Bentonite*	5.7 ÷ 28.9	0.016 ÷ 0.017	1	n.d.	Kabamba (2006)
Vari fluidi	0 ÷ 17.2	4 ÷ 18.5	0.35 ÷ 0.47	1000	Pullum et al. (2011)
Concentrato di pomodoro**	0	194	0.33	1100	Buratto et al. (2015)
Sospensioni di fibre*	143 ÷ 415	62 ÷ 112	0.11 ÷ 0.14	n.d.	Ye et al. (2015)

\* prove eseguite per numerose concentrazioni in volume

\*\* fluidi non usati per testare i metodi di stima delle prestazioni ma per svolgere analisi CFD

**Tabella 2.3 Confronto dei parametri reologici misurati a parità di fluido**

Fluido	$\tau_y$ [Pa]	k [Pas <sup>n</sup> ]	n [ ]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Autore
Caolino (21 % in volume)	7.02	21.21	0.15	1348	Kalombo et al. (2014)
Caolino (21 % in volume)	207.7	3.626	0.403	n.d.	Kabamba (2006)
Caolino (21 % in volume)	201	5.91	0.36	1351	Sery et al. (2006)
CMC (5% in volume)	0	6.32	0.521	1030	Kalombo et al. (2014)
CMC (5% in volume)	0	3.51	0.494	n.d.	Pullum et al. (2007)

fondamentali per la corretta previsione degli effetti del fluido non newtoniano sulle prestazioni della macchina, possono essere calcolate anche localmente, attraverso simulazioni numeriche. Il confronto tra dati sperimentali e i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche possono diventare un valido strumento per validare e/o adeguare i modelli analitici presenti in letteratura facendoli diventare degli strumenti predittivi delle prestazioni della macchina già in fase progettuale.

# CAPITOLO 3

## ANALISI SPERIMENTALI DELLE PRESTAZIONI DI UNA POMPA CON FLUIDO NON NEWTONIANO

In questo capitolo verranno presentate le prove sperimentali realizzate su una pompa commercialmente disponibile operante con un fluido non newtoniano. Le prestazioni della pompa saranno ottenute utilizzando un banco prova appositamente realizzato con l'intento di ottenere informazioni dettagliate sulle prestazioni della pompa.

### 3.1 Caratteristiche della pompa

La pompa usata per le prove sperimentali, indicata in questa tesi con il nome Pompa 1, è un'elettropompa centrifuga di piccola taglia con velocità specifica  $n_s=18$  progettata per lavorare alla velocità di rotazione di 2900 rpm. Il motore elettrico ha una potenza nominale di 0.37 kW. La pompa è caratterizzata da una girante del tipo semi aperto di diametro pari a 95.5 mm con sette pale. Si tratta di una pompa che può essere impiegata anche con liquidi moderatamente carichi di impurità o emulsioni, come ad esempio accade per fluidi presenti nel settore dell'industria o in agricoltura. Il massimo diametro dei corpi solidi è infatti indicato pari a 4 mm. Le caratteristiche costruttive possono essere riassunte come:

- corpo pompa in bronzo e girante in ottone;
- albero in acciaio al Cr-Ni-Mo;
- tenuta meccanica carbone-ceramica-NBR.

Mentre i limiti di impiego sono:

- temperatura del liquido: da -10 °C a 90 °C;
- pressione massima ammessa nel corpo pompa: 6 bar.

Nella Tabella 3.1 vengono riportati i dati più significativi relativi alle prestazioni mentre in Figura 3.1 sono riportate le immagini della girante e della voluta della Pompa 1.

**Tabella 3.1 Principali caratteristiche e prestazioni con l'acqua della Pompa 1**

$n_s$	18
$D_{imp}$ [mm]	95.5
$z$	7
$N$ [rpm]	2900
$Q$ al BEP [ $m^3/h$ ]	4.45
$H$ al BEP [m]	9.2
$P$ al BEP [kW]	0.19



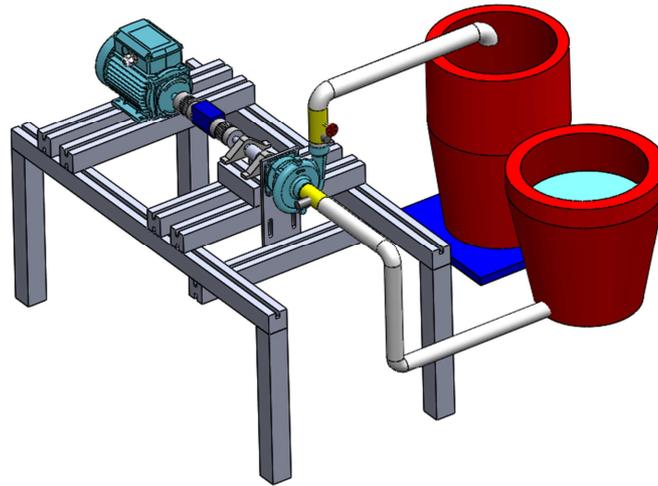
**Figura 3.1 Pompa 1: voluta e girante**

### 3.2 Descrizione banco di prova

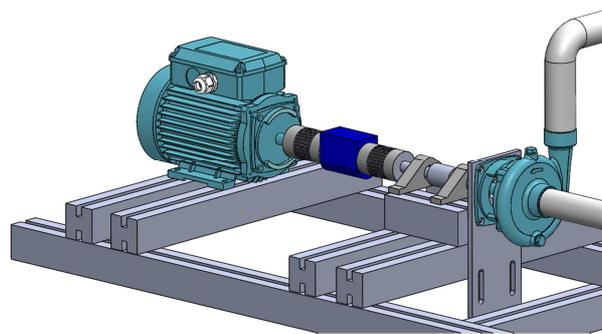
Il circuito realizzato per testare la Pompa 1 sia con acqua che con un fluido non newtoniano è rappresentato nello schema di Figura 3.2. Il circuito realizzato permette una accurata misurazione della portata elaborata dalla pompa attraverso il metodo per pesata. Il circuito infatti è dotato di una valvola deviatrice che permette di utilizzare due circuiti. Un primo circuito di ricircolo il quale rimanda nel serbatoio di aspirazione tutta la portata elaborata dalla pompa ed un secondo che permette invece di inviare il fluido pompato verso un serbatoio di raccolta posizionato al di sopra della bilancia. La regolazione della portata avviene grazie alla presenza di una valvola di regolazione posta alla mandata della pompa. Il metodo della pesata, descritto in maniera dettagliata all'interno della norma UNI EN 24185, è il metodo più accurato per la misurazione della portata in massa.

Il sistema sperimentale è dotato di misuratori di pressione assoluti, aventi una incertezza totale (total error band) di 0.75 %, posizionati all'aspirazione e alla mandata della pompa che permettono di misurare la prevalenza della stessa e di un inverter con il quale è possibile variare e controllare la velocità di rotazione del motore, quindi della girante della pompa.

Per determinare con precisione la potenza meccanica fornita all'albero della girante, il banco prova è stato dotato di un torsionometro. Il torsionometro è posto sull'albero che collega il motore elettrico alla pompa e misura dunque la coppia agente sull'albero. Lo schema del collegamento è riportato in Figura 3.3. L'accoppiamento all'albero è stato realizzato tramite



**Figura 3.2 Schema del banco di misura per effettuare le misure di portata tramite pesata**



**Figura 3.3 Schema di montaggio del misuratore di coppia, tra i due componenti motore e pompa**

appositi giunti del tipo a soffietto che assicurano un accoppiamento solidale e permettono il montaggio del torsionmetro anche in presenza di piccoli disallineamenti. L'accuratezza del torsionmetro utilizzato è di 0.02 % rispetto al fondo scala fissato pari a 20 Nm.

La coppia misurata dal torsionmetro durante il funzionamento della pompa include due contributi: la coppia resistente esercitata dal fluido sulla girante e la coppia resistente dovuta agli attriti meccanici durante la rotazione della pompa (tenute meccaniche della pompa e cuscinetti che vincolano l'albero di trasmissione al telaio). Per poter ottenere il valore della coppia resistente esercitata dal solo fluido è stata misurata sperimentalmente la coppia assorbita quando il circuito è privo di liquido al suo interno e contiene solamente aria. Tale coppia, corrispondente alla situazione in cui la girante elabora aria, include la coppia dovuta agli attriti meccanici durante la rotazione della pompa e la coppia esercitata dall'aria sulla girante. Assumendo che la coppia esercitata dall'aria sulla girante sia molto inferiore alla coppia legata agli attriti meccanici, la coppia misurata quando la girante elabora aria è una buona stima della coppia dovuta agli attriti meccanici. Sottraendo alla coppia misurata durante le prove sperimentali con il fluido di lavoro la coppia misurata

quando la girante elabora aria si è ottenuta la coppia esercitata dal fluido di lavoro sulla girante e si è calcolato il rendimento della pompa.

Tutti i segnali sono acquisiti con un sistema di acquisizione che converte i segnali di tensione provenienti dai dispositivi di misura della pressione e di coppia installati nel banco prova in segnali digitali interfacciati al computer tramite il programma Labview.

La configurazione del banco prova permette di misurare le prestazioni della pompa secondo le seguenti relazioni. La prevalenza, definita come il lavoro meccanico utile che la pompa trasmette al liquido, viene calcolata in accordo con la relazione

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} + (z_2 - z_1) \quad (3.1)$$

dove  $\Delta p$  è la differenza di pressione tra le sezioni di uscita e ingresso, misurata in [Pa];  $\rho$  la densità del liquido elaborato in [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  $g$  l'accelerazione di gravità in [ $\text{m}/\text{s}^2$ ] e  $z_2 - z_1$  in [m] la differenza di quota tra il sensore di pressione posto alla mandata e il sensore di pressione posto all'aspirazione.

Il rendimento pompa è definito come il rapporto tra la potenza fornita al fluido e quella assorbita dalla pompa

$$\eta = \frac{\rho Q g H}{P} \quad (3.2)$$

dove  $Q$  è la portata alla sezione di uscita in [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] e  $P$  la potenza assorbita dalla pompa, calcolata come il prodotto tra la coppia  $C$  espressa in [Nm] e la velocità di rotazione  $\omega$  espressa in [rad/s].

### 3.3 Caratteristiche dei fluidi utilizzati

Come detto in precedenza, oltre alla misura della prestazione della pompa elaborante acqua sono stati testati alcuni fluidi non newtoniani. I fluidi non newtoniani sono stati ottenuti miscelando della polvere di caolino in frazioni di peso variabili con l'acqua. La miscelazione della polvere di caolino con l'acqua è stata eseguita meccanicamente ad opera della pompa stessa. La polvere di caolino è stata infatti aggiunta progressivamente all'acqua già presente nel serbatoio di aspirazione mantenendo la pompa in funzione e attendendo circa trenta minuti in modo da assicurarsi che tutto il volume di fluido nel serbatoio fosse transitato nella pompa numerose volte.

Sono state realizzate tre concentrazioni in peso di caolino pari al 30 %, 35 % e 40 %. La scelta di usare come fluidi non newtoniani delle miscele di acqua e caolino è legata al fatto che si tratta di fluidi diffusi nel settore dell'estrazione mineraria ed è inoltre facilmente reperibile, economica e smaltibile. Inoltre la sua natura ha consentito un'elevata ripetibilità delle prove e quindi dei risultati. La polvere infatti, conservata in ambiente asciutto, non modifica le sue proprietà e il proprio peso specifico. In Figura 3.4 è riportato un campione di polvere di caolino utilizzata per la creazione dei tre diversi fluidi non newtoniani. La densità del caolino è di  $2260 \text{ kg}/\text{m}^3$ , mentre la densità apparente della polvere utilizzata è di  $507 \text{ kg}/\text{m}^3$ .



**Figura 3.4 Campione di caolino**

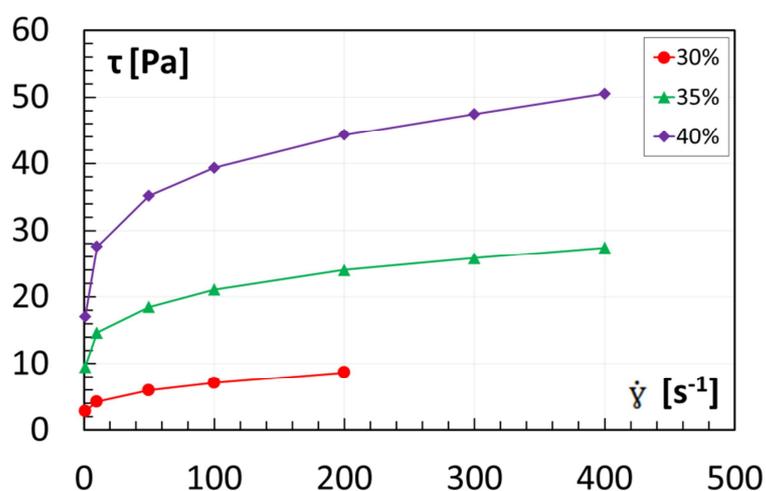
Tutti i fluidi non newtoniani sono stati caratterizzati utilizzando la prova stazionaria di shear stress deformation effettuata utilizzando il reometro Advanced Rheometric Expansion. Lo strumento misura la coppia risultante in risposta allo shear strain imposto. La frequenza di lavoro varia all'interno dell'intervallo 0.1 – 100 rad/s. L'ampiezza della deformazione e la frequenza di applicazione sono variabili ed impostati dall'operatore.

La tabella 3.2 riporta il valore di densità misurato per le tre diverse concentrazioni di caolino effettuato subito dopo la miscelazione. Successivamente, verranno riportate anche le misurazioni eseguite ad inizio di ogni prova che garantiscono la ripetibilità dei risultati sperimentali ottenuti.

La Figura 3.5 riporta la caratterizzazione della curva di flusso ottenuta per i fluidi non

**Tabella 3.2 Caratteristiche dei fluidi non newtoniani ottenute dopo la miscelazione**

Parametro	Concentrazione 30 %	Concentrazione 35 %	Concentrazione 40 %
Densità	1193.7	1261.1	1339.7
Temperatura	23.6	23.5	22.6



**Figura 3.5 Caratterizzazione reologica dei fluidi non newtoniani ottenute dopo la miscelazione**

newtoniani appena avvenuta la miscelazione. Successivamente, verranno riportate anche le misurazioni eseguite ad inizio di ogni prova che garantiscono la ripetibilità dei risultati sperimentali ottenuti. Le prove reologiche sono state eseguite fino allo shear rate massimo applicabile prima che il campione mostrasse instabilità. Come si può notare la minore viscosità del fluido non newtoniano caratterizzato dal 30 % di caolino non ha permesso di raggiungere gli stessi valori di shear rate delle concentrazioni superiori.

### **3.4 Procedura di prova per i fluidi non newtoniani**

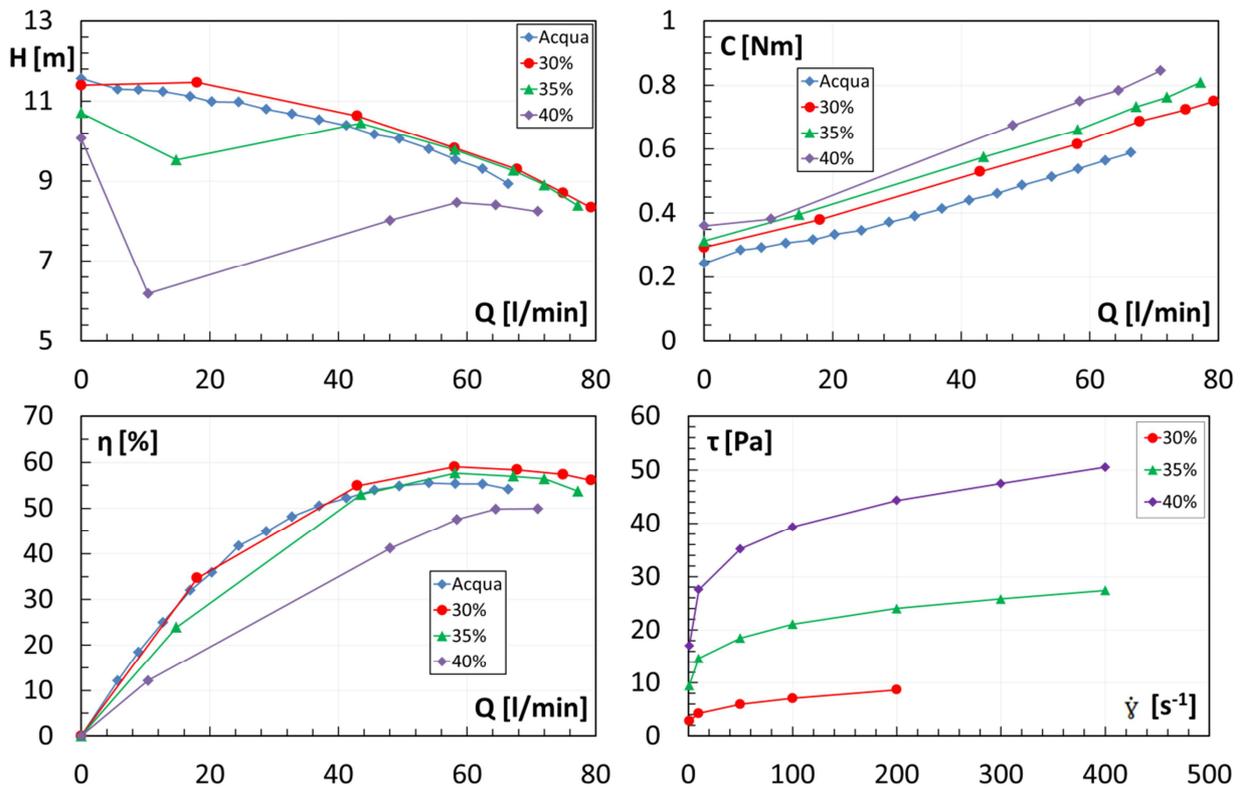
In questo paragrafo è stata riportata la procedura di prova seguita per caratterizzare le prestazioni della pompa mentre elabora il fluido non newtoniano. La procedura seguita durante la determinazione delle curve caratteristiche con i fluidi non newtoniani è composta dalle seguenti fasi:

- 1- Creazione della miscela acqua e caolino alla concentrazione richiesta
- 2- Prelievo di un campione di fluido registrando la sua temperatura
- 3- Effettuazione, alla temperatura del prelievo, delle misure di densità e di viscosità del campione prelevato. Le prove reologiche condotte tramite il viscosimetro vengono effettuate a diversi valori di shear rate per determinare più punti della curva reologica
- 4- Determinazione della curva caratteristica della pompa mantenendo costante la velocità di rotazione tramite l'uso dell'inverter. Le misure di pressione, coppia e temperatura del fluido vengono acquisite durante il periodo di tempo in cui si svolge la misura di portata tramite il metodo della pesata.
- 5- Per ciascuna velocità di rotazione, al termine della determinazione della curva caratteristica, il fluido non newtoniano è stato caratterizzato secondo la procedura descritta ai 2 e 3

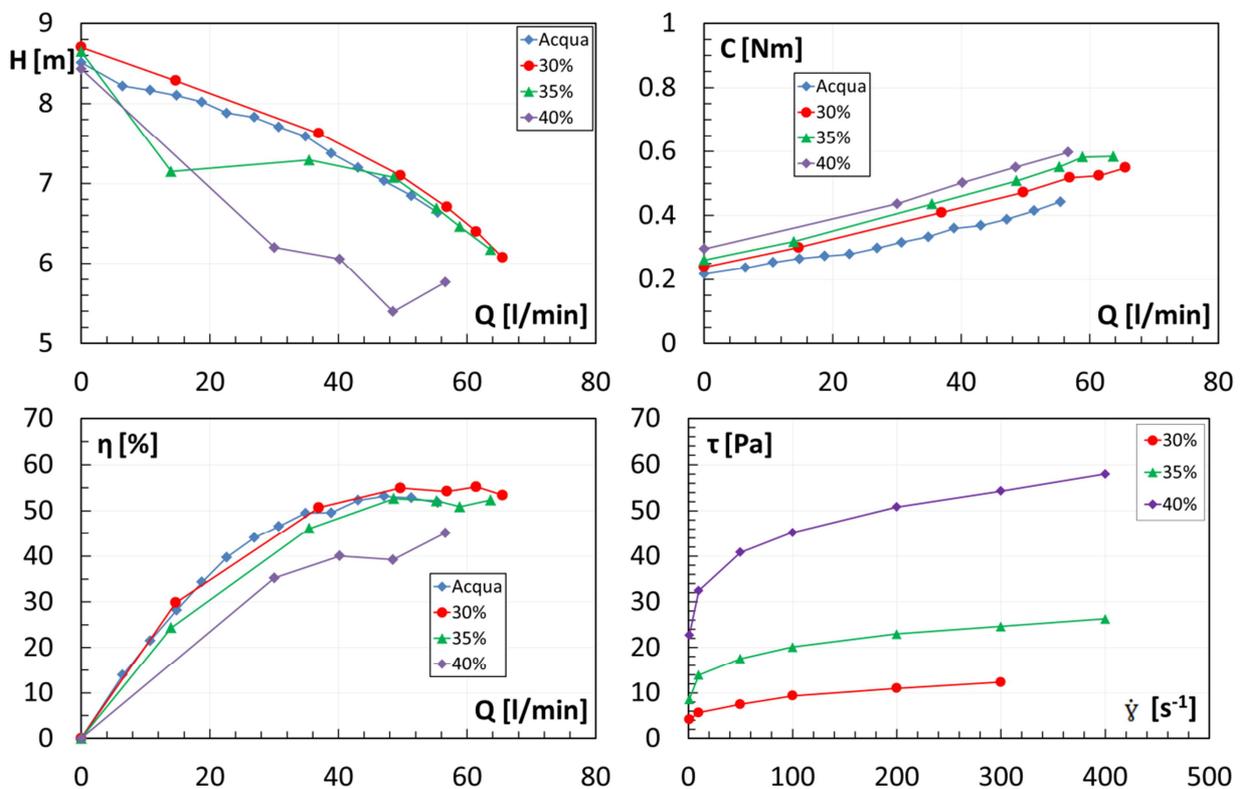
Mediante questa procedura è stato possibile controllare nel dettaglio l'effetto della temperatura e della storia di deformazione del fluido non newtoniano sulle prestazioni della pompa centrifuga.

### **3.5 Risultati prove sperimentali**

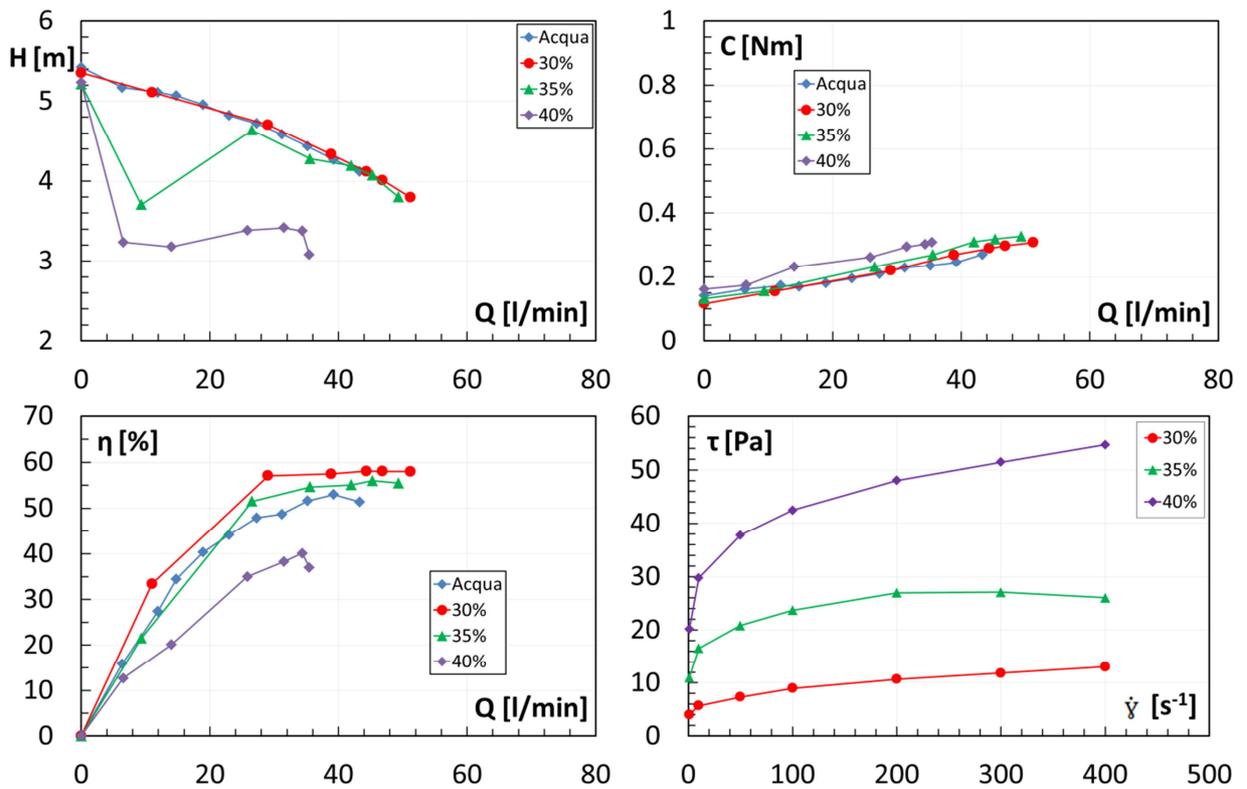
Seguendo la procedura sperimentale appena illustrata, è stato possibile determinare le curve caratteristiche portata-prevalenza (Q; H), portata-coppia (Q; C) e portata-rendimento (Q;  $\eta$ ) della pompa per le quattro velocità di rotazione testate 2900 rpm, 2500 rpm, 2000 rpm e 1500 rpm in funzione delle tre diverse concentrazioni di caolino (30 %, 35 %, 40 %). Ad ogni velocità di rotazione corrisponde una determinata curva di flusso ottenuta testando il fluido all'inizio di ogni prova. I risultati relativi alle curve caratteristiche sono riportati nelle Figure 3.6 – 3.9. Ogni punto presentato è relativo alla media di tre misurazioni consecutive



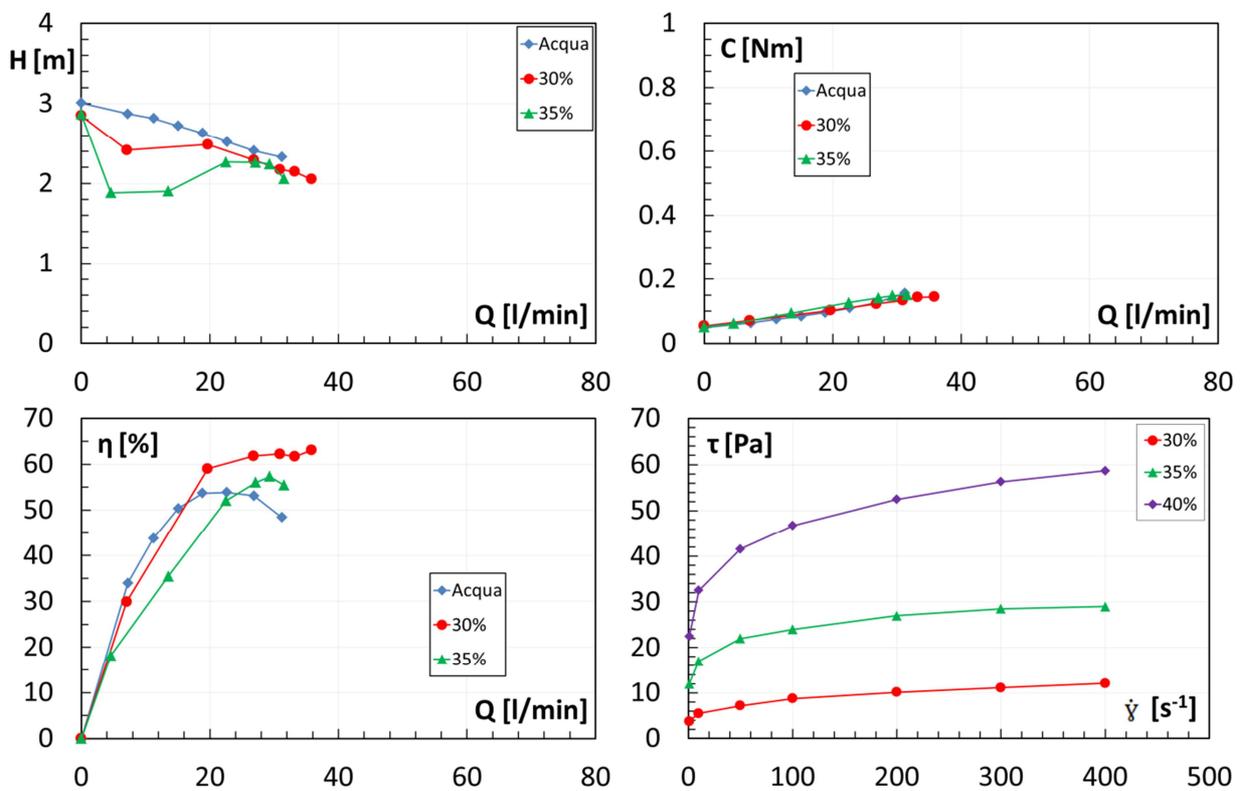
**Figura 3.6** Curve di prestazione della pompa (prevalenza, coppia, rendimento) a 2900 rpm e reologia dei fluidi non newtoniani



**Figura 3.7** Curve di prestazione della pompa (prevalenza, coppia, rendimento) a 2500 rpm e reologia dei fluidi non newtoniani



**Figura 3.8** Curve di prestazione della pompa (prevalenza, coppia, rendimento) a 2000 rpm e reologia dei fluidi non newtoniani



**Figura 3.9** Curve di prestazione della pompa (prevalenza, coppia, rendimento) a 1500 rpm e reologia dei fluidi non newtoniani

condotte per la stessa configurazione di impianto in modo da garantire la perfetta ripetibilità dei risultati. La prestazione della pompa per la concentrazione più alta di caolino (40 %) e per la velocità di rotazione più bassa (1500 rpm) non è stata riportata a causa della scarsa ripetibilità dei risultati ottenuti durante le prove sperimentali. Il funzionamento della pompa era caratterizzato da un'elevata instabilità sia in termini di portata sia in termini di prevalenza.

Per facilitare la lettura e l'interpretazione dei risultati, le prestazioni della pompa misurate con acqua sono riportate in ogni grafico.

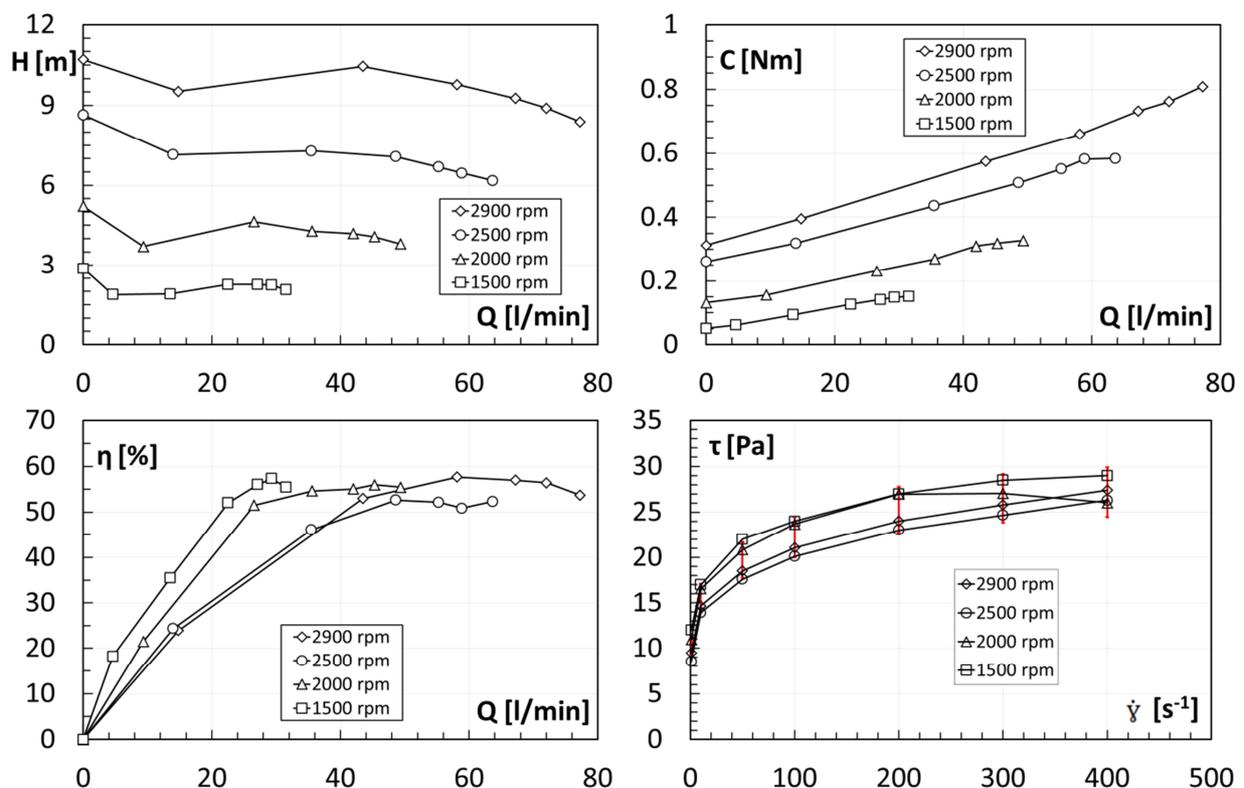
Dai risultati emergono molteplici aspetti relativi al particolare funzionamento della pompa centrifuga in presenza di un fluido non newtoniano. Il primo effetto evidente è il sudden rising head. In letteratura il sudden rising head è stato studiato nello specifico da Li (2011) nel caso di una pompa centrifuga operante con fluidi newtoniani mentre, osservando le curve sperimentali, è possibile riscontrarlo anche in Walker e Goulas (1984) per il caso di fluidi non newtoniani. Questo effetto si manifesta quando la prevalenza sviluppata dalla pompa operante con fluido non newtoniano è maggiore di quella sviluppata, per la data portata, elaborando acqua. Visibile è l'effetto per la concentrazione di caolino pari al 30 % nell'intervallo di velocità di 2900 rpm – 2000 rpm, mentre per la concentrazione di caolino pari al 35 % si manifesta nell'intervallo di velocità di 2900 rpm – 2500 rpm. Per la concentrazione di caolino pari al 40 % non si riscontra invece questo effetto. L'effetto influenza anche il valore di rendimento calcolato. Infatti, l'aumento di prevalenza riesce a compensare in parte l'aumento del valore di coppia assorbita dalla girante ed in alcuni casi, questo risulta essere superiore a quanto misurato nel caso del funzionamento con acqua.

Il rendimento della pompa operante con fluidi non newtoniani risente dell'effetto del sudden rising head che compensa in parte l'aumento di coppia come è riportato in letteratura da Li (2011) e Walker e Goulas (1984) per fluidi newtoniani e per fluidi non newtoniani rispettivamente.

Le curve di prestazione portata prevalenza (Q; H) mostrate nelle Figure 3.6 – 3.9 relative ad una concentrazione di caolino pari al 35 % e 40 % mostrano un andamento particolare. Diminuendo progressivamente la portata infatti si nota un calo progressivo ma netto della prevalenza che scompare quasi del tutto quando la portata si annulla in corrispondenza di prevalenza massimo. Questo effetto è dovuto al fluido non newtoniano impiegato per l'analisi sperimentale. In letteratura, numerose sono le applicazioni per le quali è stato evidenziato questo fenomeno (Walker and Goulas, 1984 e Pullum et al., 2007) e anche in quei casi, l'effetto non newtoniano del fluido sulle prestazioni delle pompe centrifughe mostrava questa evidenza. Comparando i risultati riportati in Pullum et al. (2007) possiamo affermare che il fluido utilizzato dagli autori sia del tutto simile al fluido ottenuto nel presente lavoro con una concentrazione di caolino del 35 %. Questo fenomeno è maggiormente visibile per le alte concentrazioni per tutte le velocità di rotazione, mentre per le concentrazioni minori questo effetto compare solo alle velocità di rotazione più piccole. La figura 3.10 riporta il confronto a parità di concentrazione di caolino (35 %) tra le prestazioni della pompa ottenute variandone la velocità di rotazione. Dalla Figura 3.10 si può

notare l'elevata ripetibilità del comportamento della pompa alle basse portate (curva Q; H) e la progressiva riduzione di portata elaborata (a parità di configurazione di impianto).

Infine, in Figura 3.10 è riportato anche un confronto tra la reologia del fluido avente concentrazione di caolino pari a 35 % testato all'inizio di ogni prova a diversa velocità di rotazione della pompa. Si può notare come la banda di variabilità delle caratteristiche reologiche del fluido fissata al 10 % comprenda tutte e quattro le prove condotte. Questa variabilità è da considerarsi dovuta alla variabilità, seppur minima, della temperatura di prova (compresa entro i 2 °C) e alla variabilità insita nel processo di misurazione della reologia del fluido. Effetti legati al tempo quindi alla natura tissotropica o reopectica del fluido sono da considerarsi, se presenti, di un ordine superiore rispetto agli scopi delle prove sperimentali.



**Figura 3.10** Curve di prestazione della pompa (prevalenza, coppia, rendimento) e reologia del fluido non newtoniano per una concentrazione di 35 % (banda di variabilità pari al 10 %)

# CAPITOLO 4

## ANALISI FLUIDODINAMICA DI UNA POMPA CON FLUIDO NON NEWTONIANO

In questo capitolo verrà presentata la validazione sperimentale del modello CFD della Pompa 1 con l'acqua e con i fluidi non newtoniani. L'obiettivo della presente analisi è quello validare, attraverso il confronto con le misurazioni sperimentali, il modello numerico per simulare il funzionamento e le prestazioni di una pompa centrifuga operante con fluidi non newtoniani.

### 4.1 Dominio di calcolo

Per la simulazione numerica delle prestazioni della macchina, si è reso necessario riprodurre con precisione la geometria di girante e voluta per poter definire nel dettaglio il dominio computazionale con il quale eseguire le analisi. Le dimensioni della girante sono state rilevate direttamente considerate le sue piccole dimensioni e la semplice forma delle pale, le quali non sono svergolate e non hanno particolarità costruttive di dettaglio. Le superfici interne della voluta invece sono state ottenute misurando a posteriori il calco della voluta stessa.

Le superfici interne della voluta sono state riprodotte utilizzando una gomma siliconica polimerizzante, normalmente impiegata per la realizzazione di calchi e stampi, colata all'interno della voluta. Per migliorare l'estrazione della gomma dopo solidificazione, la superficie è stata accuratamente bagnata attraverso olio bianco di vaselina, a causa della rugosità delle superfici riprodotte. Vista la forte tendenza della gomma ad aderire alle pareti, questa fase è stata necessaria a garantirne l'estrazione dopo solidificazione. Le sezioni che presentavano fori e passaggi sono state sigillate attraverso tappi di plastica e/o coperture di nastro adesivo. La gomma, nome commerciale SILASTIC®3487 prima della colata richiede di

essere miscelata con il relativo catalizzatore indurente nelle proporzioni di 100:5. Il composto così ottenuto è stato colato all'interno della voluta della pompa e in seguito nel disco posteriore, facendo attenzione a evitare la formazione di bolle d'aria nelle vicinanze della superficie da riprodurre. Dopo 24 ore a temperatura ambiente la gomma termina la polimerizzazione e risulta sufficientemente elastica per essere estratta anche da geometrie con notevoli sottosquadri. In Figura 4.1 è visibile la fase di colata della gomma all'interno della voluta. La geometria estratta riproduce in modo preciso le forme e le irregolarità superficiali. In Figura 4.2 è visibile lo stampo appena estratto.

Dopo aver generato il calco attraverso la gomma siliconica, la geometria interna della pompa è stata riprodotta utilizzando un modellatore tridimensionale riproducendone le esatte dimensioni. La geometria solida della Pompa 1 è riportata in Figura 4.3 che corrisponde che al dominio fluido considerato nelle analisi.

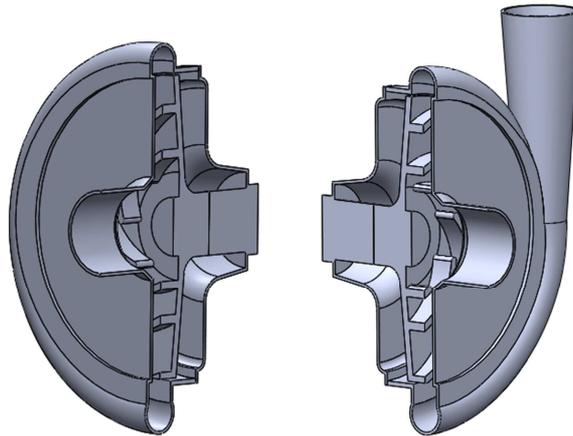
Il dominio fluido considerato per eseguire l'analisi numerica della pompa è mostrato in Figura 4.4. Il dominio fluido è costituito da tre domini che corrispondono al (i) condotto di aspirazione, (ii) alla girante e (iii) alla voluta. La sezione di ingresso è stata posizionata all'inizio del tubo di aspirazione mentre l'uscita è stata posizionata alla fine della voluta e del condotto di mandata considerato.



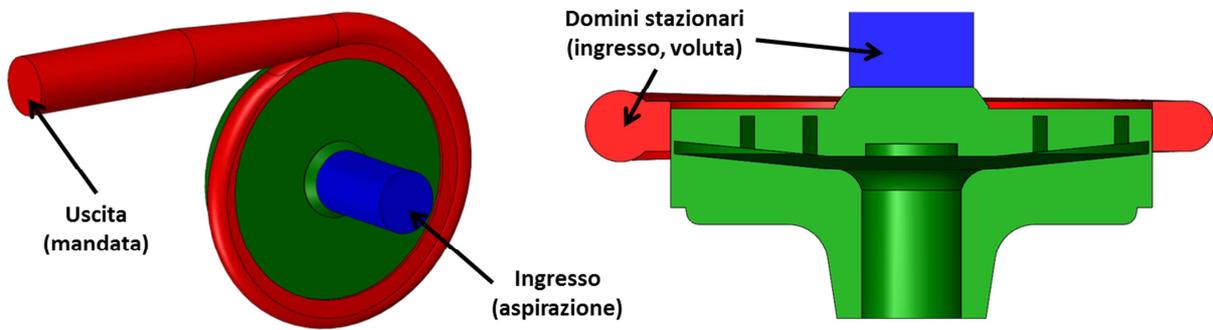
**Figura 4.1 Voluta della pompa dopo la colata di gomma**



**Figura 4.2 Forma in silicone solidificato estratto dalla voluta**



**Figura 4.3 Vista in sezione della pompa centrifuga completa**



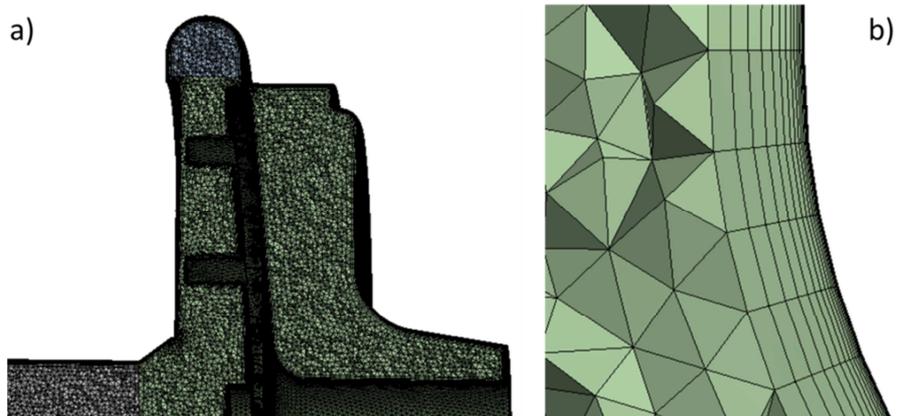
**Figura 4.4 Dominio computazionale**

## 4.2 Griglia di calcolo

La griglia di calcolo costruita è di tipo non strutturata ibrida, composta da elementi tetraedrici all'interno e da elementi prismatici in prossimità ed in corrispondenza delle pareti del volume in modo da risolvere correttamente il flusso nello strato limite. La dimensione dei bordi degli elementi tetraedrici è stata impostata pari a 0.75 mm su tutto il dominio. Sono stati impiegati 15 strati di elementi prismatici con un'altezza del primo strato approssimativamente uguale a 0.2 mm. La griglia finale è composta da 11238529 elementi complessivi. In Figura 4.5 sono riportate due immagini della griglia realizzata. In Figura 4.5a si può notare la transizione uniforme tra gli elementi collocati in corrispondenza delle pareti e gli elementi al centro del volume fluido, mentre in Figura 4.5b si possono altresì notare gli strati prismatici e la loro crescita uniforme con un tasso uguale a 1.3.

## 4.3 Impostazioni delle simulazioni CFD

Le simulazioni numeriche sono state condotte usando il software Ansys CFX 15.0. Di



**Figura 4.5 Griglia realizzata sulla pompa 1: a) vista in sezione, b) dettaglio relativo agli strati prismatici posizionati sulla parete**

seguito vengono riportate le impostazioni scelte per l'esecuzione delle analisi numeriche.

In corrispondenza della sezione di ingresso dell'aspirazione è stata posta la condizione di Inlet che impone al flusso di essere solamente entrante e di non attraversare la sezione in entrambe le direzioni. Insieme alla condizione di Inlet è stata imposta la condizione di Normal Speed, cioè la velocità è diretta secondo la direzione normale alla sezione di ingresso e uniforme su tutta la sezione. In questa sezione è stata considerata la presenza di una turbolenza media simulata considerando un'intensità del 5 %.

In corrispondenza della sezione di uscita dalla voluta è stata posta la condizione di Outlet che impone al flusso di essere solamente uscente e di non attraversare la sezione in entrambe le direzioni. Insieme alla condizione di outlet è stata imposta la condizione di Static Pressure con un valore della pressione statica relativa di 0 Pa. Questa condizione implica che la pressione sia uguale a 0 Pa su tutta la sezione di uscita dalla voluta.

In corrispondenza delle pareti solide della pompa è stata imposta la condizione di aderenza che impone alla prima cella fluida a contatto con la parete di assumere la stessa velocità della parete. Le pareti, inoltre, sono state considerate idraulicamente lisce, trascurandone quindi la rugosità superficiale.

Le simulazioni sono state condotte imponendo al dominio fluido della girante una velocità di rotazione di 2900 rpm, 2500 rpm, 2000 rpm e 1500 rpm per analizzare le prestazioni alle medesime velocità di rotazione utilizzate durante le prove sperimentali.

Per gestire il passaggio dal sistema di riferimento relativo della girante a quello assoluto dell'aspirazione e della voluta, è stato usato il modello di interazione mixing plane (Denton, 1992 e Denton e Singh, 1979), sia in corrispondenza dell'interfaccia tra l'aspirazione e la girante sia in corrispondenza dell'interfaccia tra la girante e la voluta. In questo modo si assume che in corrispondenza dell'interfaccia avvenga una media di tipo circonferenziale delle grandezze fluidodinamiche, che produce un miscelamento completo del flusso esattamente in corrispondenza dell'interfaccia. Con questo modello, è possibile eliminare numericamente l'influenza della posizione relativa tra la girante e la voluta permettendo di calcolare una prestazione complessiva della pompa, non legata alla specifica posizione relativa tra la girante e la voluta. Questo modello è stato dimostrato essere il miglior

approccio per ottenere le prestazioni di una turbomacchina seguendo un approccio di tipo stazionario (Cornelius et al., 2014, Belamry et al., 2005).

Le simulazioni con acqua sono state condotte usando sia il modello di turbolenza k- $\omega$  sia il modello di turbolenza Shear Stress Transport (SST) eseguendo così una completa analisi di sensibilità al modello di turbolenza, mentre per la simulazione del comportamento della pompa con fluidi non newtoniani è stato deciso di utilizzare il modello k- $\omega$ .

Tutte le simulazioni sono state condotte discretizzando il termine convettivo delle equazioni con uno schema del secondo ordine che garantisce una maggiore accuratezza rispetto ad uno schema del primo ordine. Per valutare la convergenza della soluzione, oltre ai residui, sono stati presi in considerazione gli andamenti della prevalenza, della coppia e della portata volumetrica.

I risultati numerici sono relativi alle performance delle pompa operante nelle medesime condizioni sperimentali. Sono state valutate le prestazioni sia con acqua che con i tre fluidi non newtoniani realizzati appositamente. Per i fluidi non newtoniani sono stati imposti i valori di densità e la reologia misurata sperimentalmente all'inizio di ogni prova condotta a diversa velocità. Trattandosi di fluidi pseudoplastici, il comportamento reologico è stato descritto matematicamente attraverso la legge di potenza. La legge di potenza è stata ottenuta interpolando i dati sperimentali nell'intervallo di shear rate testato con il viscosimetro ( $1 \text{ s}^{-1} - 400 \text{ s}^{-1}$ ) ma all'interno del modello CFD la legge di potenza è stata assunta valida nell'intervallo di shear rate compreso tra  $10^{-4} \text{ s}^{-1}$  e  $10^7 \text{ s}^{-1}$ . Tutti i fluidi sono stati considerati incomprimibili e isotermi.

#### **4.4 Confronto tra i risultati CFD e i risultati sperimentali con acqua**

Dalla Figura 4.6 alla Figura 4.9 viene riportato il confronto tra i risultati sperimentali e i risultati CFD ottenuti per l'acqua. Le simulazioni numeriche coprono un intervallo di portate utile per esplorare il campo di utilizzo in corrispondenza del punto di massimo rendimento.

Come si può notare dalle figure, il margine di errore relativo alla stima della prevalenza della pompa è basso ed inferiore al 5 % per tutte le velocità di rotazione, mentre per quanto riguarda la coppia e il rendimento, ad eccezione della velocità di rotazione pari a 1500 rpm dove è pari al 15 % e 13 % rispettivamente, il margine di errore è contenuto e pari al 6 %.

Le simulazioni CFD svolte con il modello di turbolenza k- $\omega$  forniscono valori di prevalenza e di coppia leggermente più elevati rispetto ai valori ottenuti usando il modello di turbolenza SST. I valori di prevalenza calcolati usando il modello di turbolenza k- $\omega$  sono maggiormente in accordo con i dati sperimentali alla velocità di rotazione di 2900 rpm rispetto ai valori calcolati usando il modello di turbolenza SST, mentre alle altre velocità di rotazioni non si osservano differenze significative nei margini di errore ottenuti a seconda del modello di turbolenza usato. Il margine di errore inferiore rispetto ai dati sperimentali della coppia si è ottenuto usando il modello di turbolenza k- $\omega$  nell'intervallo 2900 rpm – 2000 rpm mentre a 1500 rpm non si osservano differenze significative tra i due modelli utilizzati. Per quanto

riguarda i valori del rendimento, i due modelli forniscono la stessa previsione su tutto il campo di velocità esplorato.

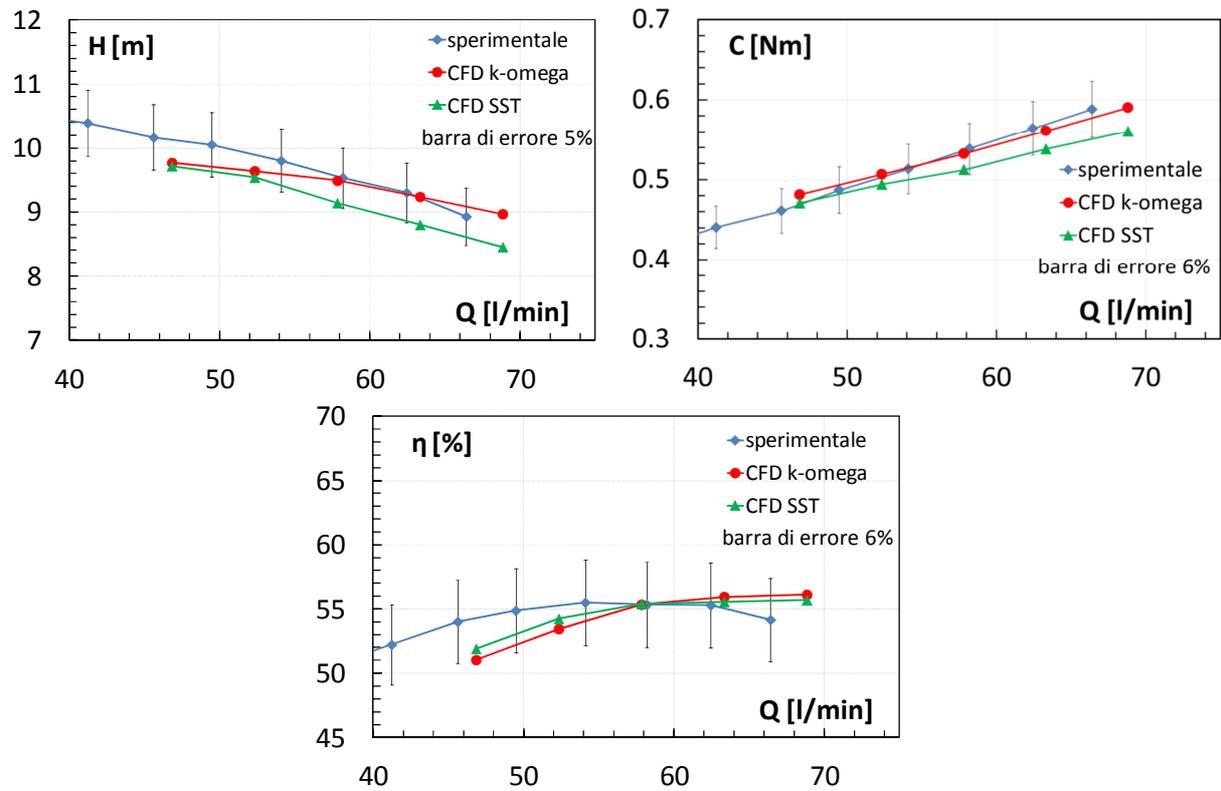


Figura 4.6 Prevalenza, coppia e rendimento con acqua a 2900 rpm

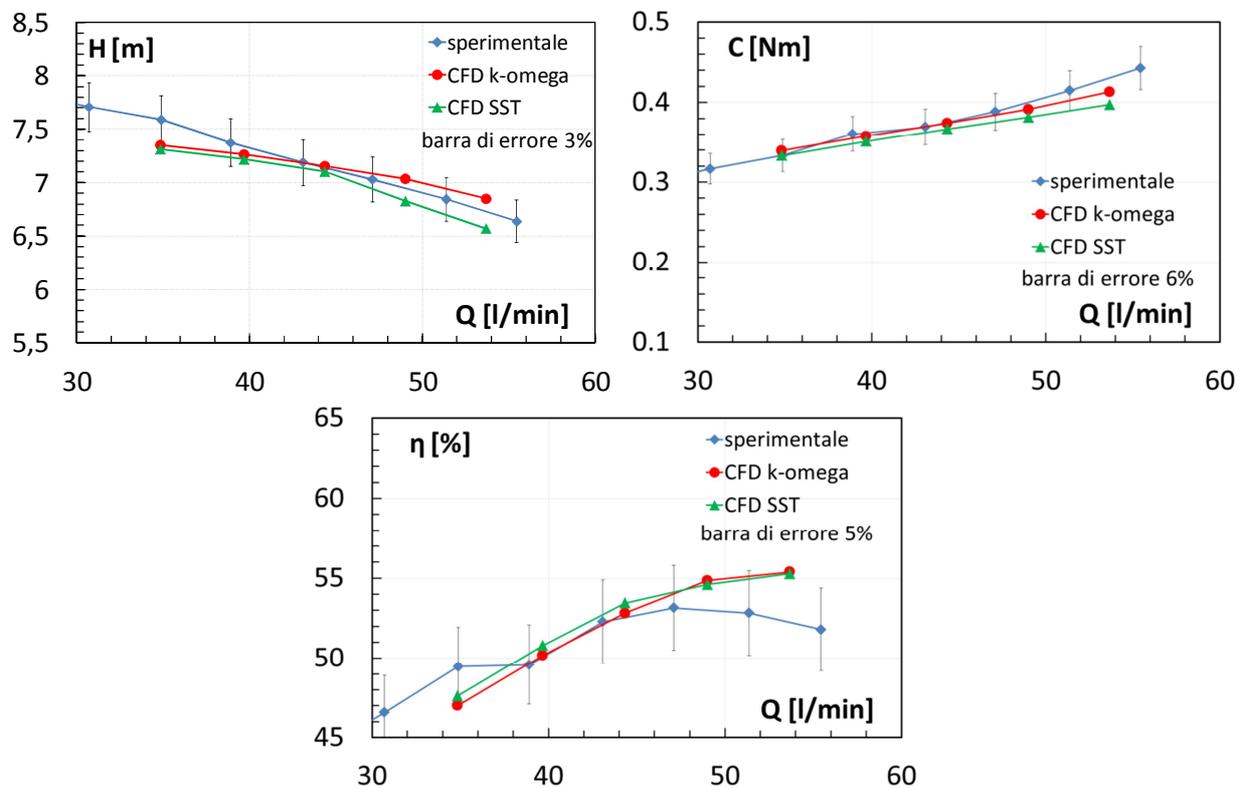
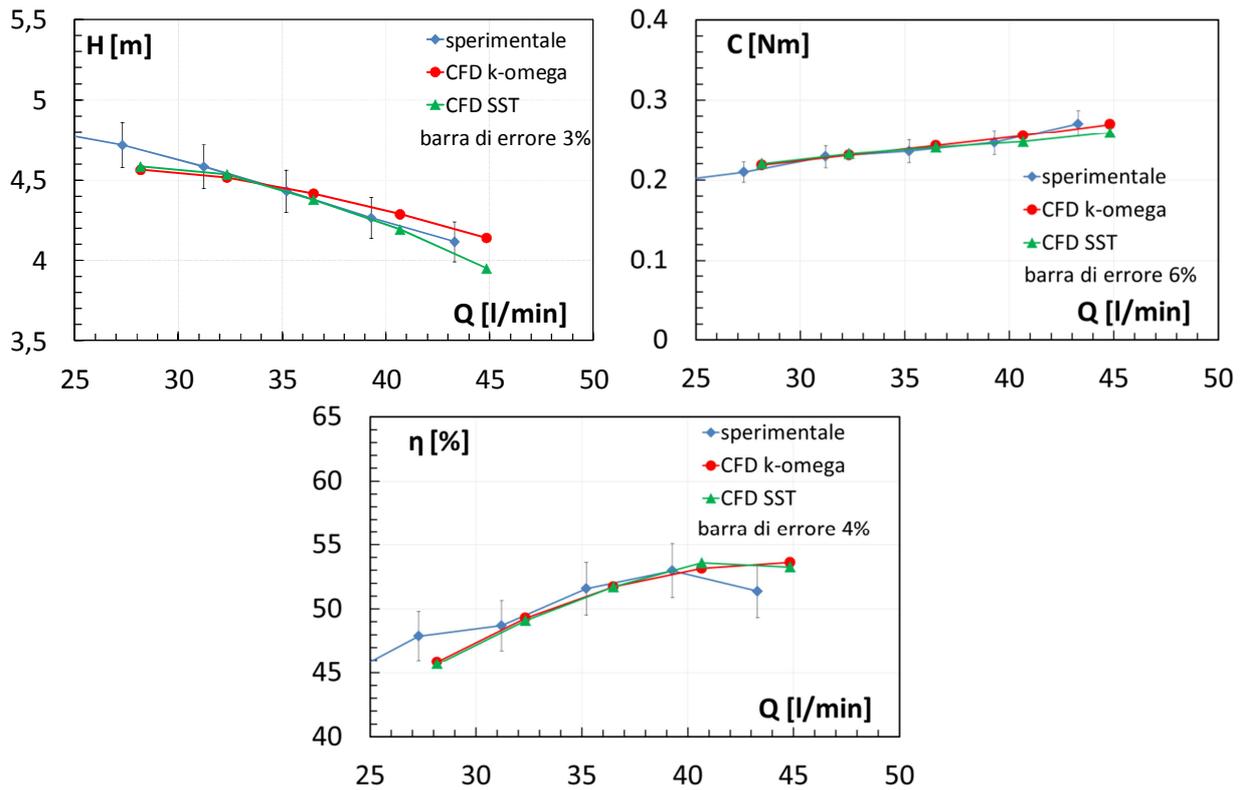
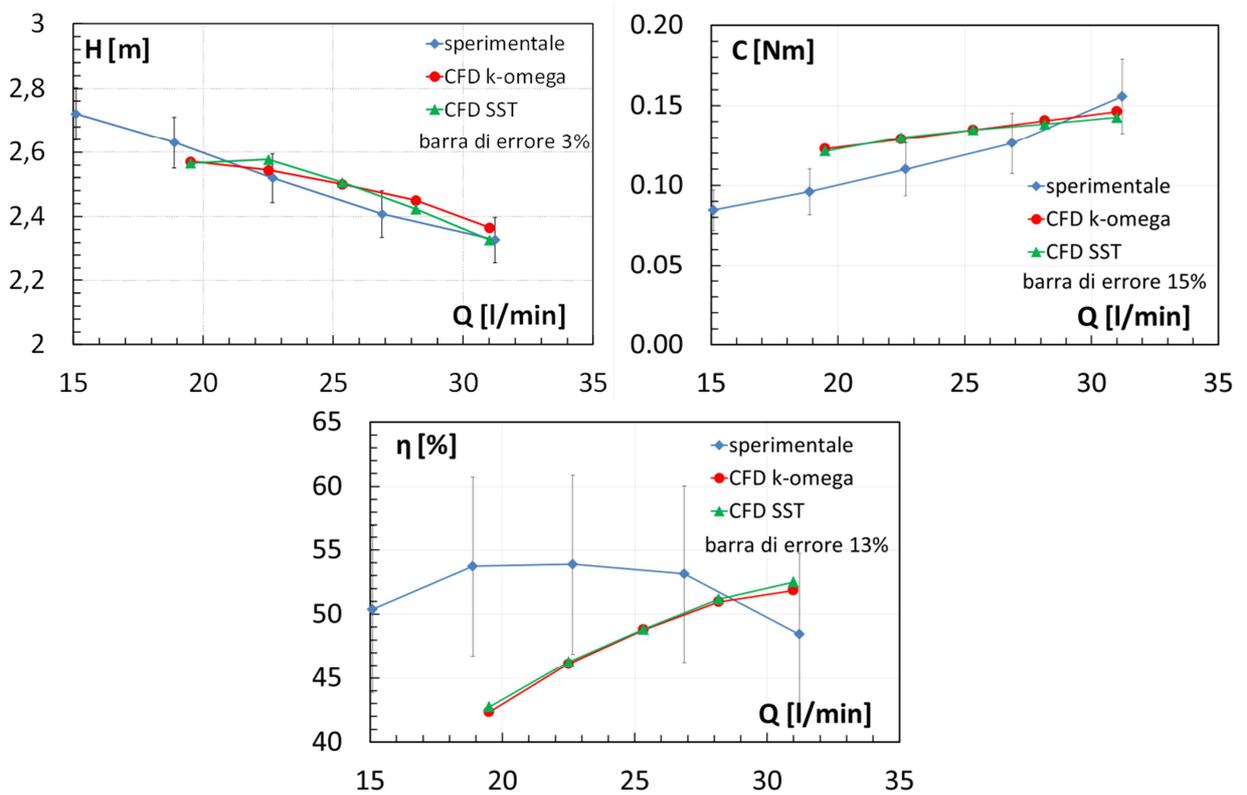


Figura 4.7 Prevalenza, coppia e rendimento con acqua a 2500 rpm



**Figura 4.8 Prevalenza, coppia e rendimento con acqua a 2000 rpm**



**Figura 4.9 Prevalenza, coppia e rendimento con acqua a 1500 rpm**

Il modello numerico consente di ottenere un'ottima previsione delle prestazioni (Q; H) della pompa centrifuga su tutto il campo di velocità esplorato. Tuttavia, per bassi regimi di rotazione, le prestazioni in termini di coppia (Q; C) e rendimento (Q;  $\eta$ ), sono più difficilmente ottenibili. In questi casi lo scostamento tra i risultati CFD e quelli sperimentali aumenta sia in valore assoluto sia confrontando la forma delle curve caratteristiche. Per la velocità di rotazione minima (1500 rpm) si nota infatti come le curve sperimentali e numeriche assumano una forma molto diversa, soprattutto alle portate inferiori.

#### **4.5 Confronto tra i risultati CFD e i risultati sperimentali con i fluidi non newtoniani**

A partire dalla validazione del modello numerico ottenuta per la pompa operante con acqua si è scelto di realizzare l'analisi numerica con tutti e tre i fluidi non newtoniani testati sperimentalmente. Come descritto in precedenza, si è scelto di utilizzare il modello di turbolenza k- $\omega$  il quale ha permesso una validazione migliore con l'acqua ed inoltre in letteratura, questo modello è già stato utilizzato per simulare il comportamento di fluidi non newtoniani (Song et al., 2003 e Zubanov et al., 2015). Nei paragrafi successivi sarà quindi presentato il confronto tra i risultati numerici e quelli ottenuti sperimentalmente per il funzionamento della pompa con le tre diverse concentrazioni di caolino (30 %, 35 % e 40 %). In tutti i grafici, sarà riportata anche la curva di prestazione della pompa ottenuta numericamente e riferita al funzionamento con acqua.

##### **4.5.1 Concentrazione 30 %**

Le Figure 4.10 – 4.13 riportano il confronto tra le prestazioni ottenute dal modello CFD e quelle ottenute sperimentalmente per una concentrazione di caolino del 30 % e per una velocità di rotazione di 2900 rpm, 2500 rpm, 2000 rpm e 1500 rpm rispettivamente.

I risultati ottenuti attraverso le simulazioni numeriche sono in buon accordo con le misurazioni sperimentali, soprattutto per le velocità di rotazione più elevate, per la quali lo scostamento massimo è del 7 %. Per queste velocità di rotazione (2900 rpm e 2500 rpm) il modello numerico prevede l'effetto del sudden rising head allo stesso modo in cui è stato rilevato sperimentalmente. A velocità di rotazione minori invece, i risultati numerici forniscono una banda di confidenza più ampia a causa della non corretta previsione degli effetti del fluido non newtoniano sulle prestazioni della macchina. Infatti, sperimentalmente si è notato che l'effetto denominato sudden rising head è ancora presente (anche seppur in minima parte) per la velocità di rotazione di 2000 rpm ma è completamente assente per la velocità di rotazione più bassa (1500 rpm). Al contrario invece, il modello numerico continua a prevedere questo effetto fornendo una stima peggior delle prestazioni della macchina, con scostamenti che raggiungono anche il 30 %.

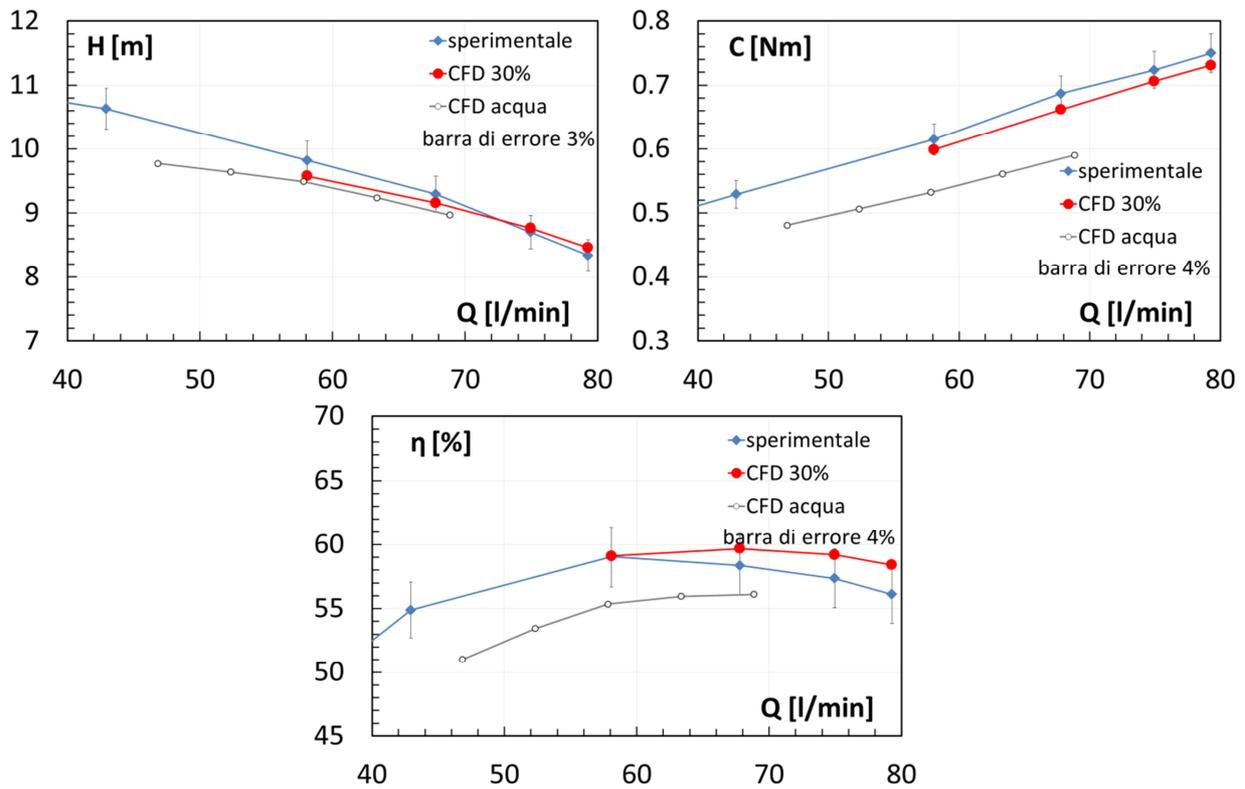


Figura 4.10 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 30 % a 2900 rpm

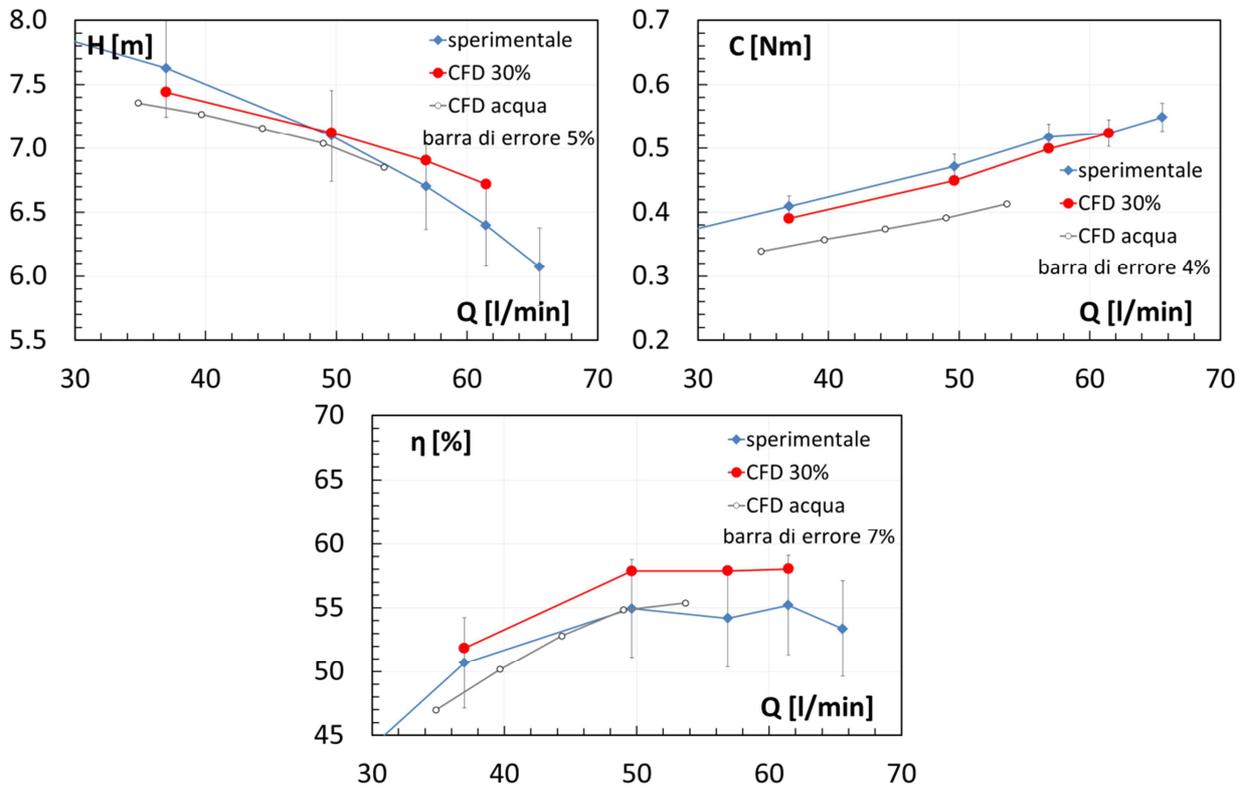
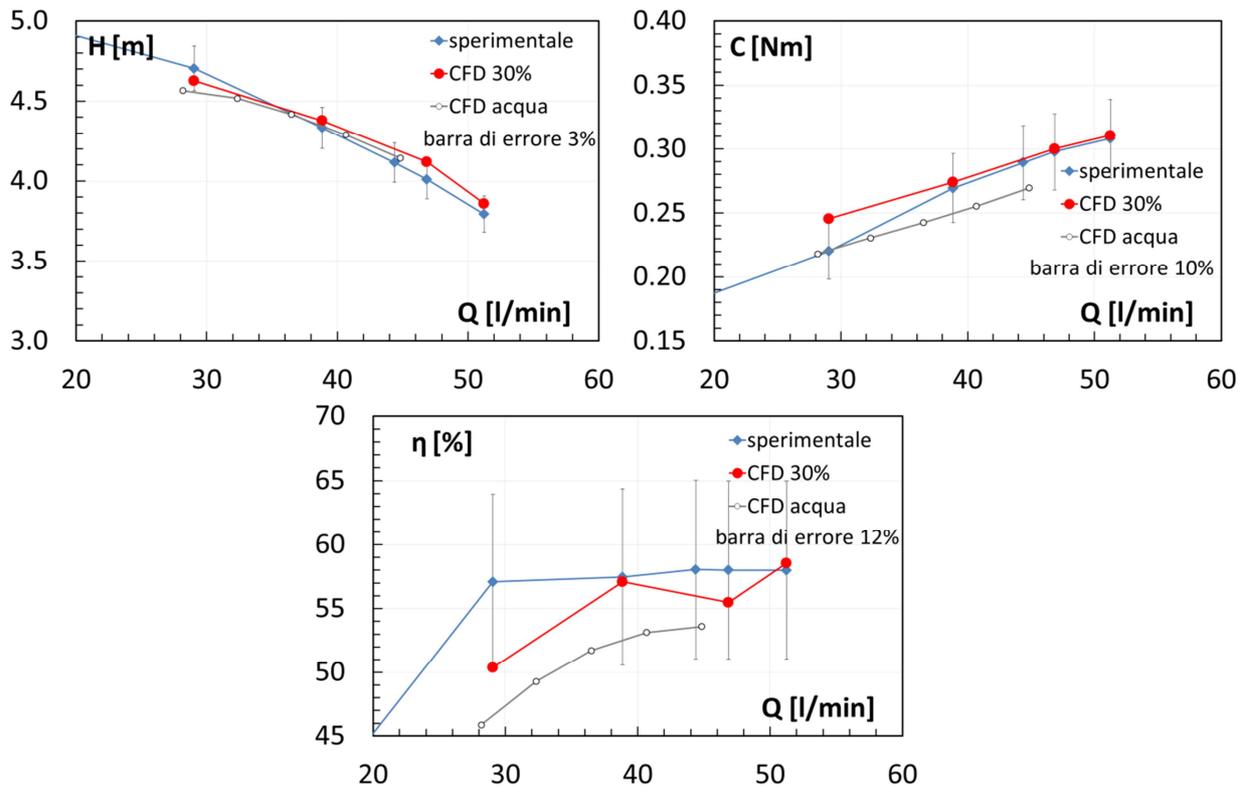
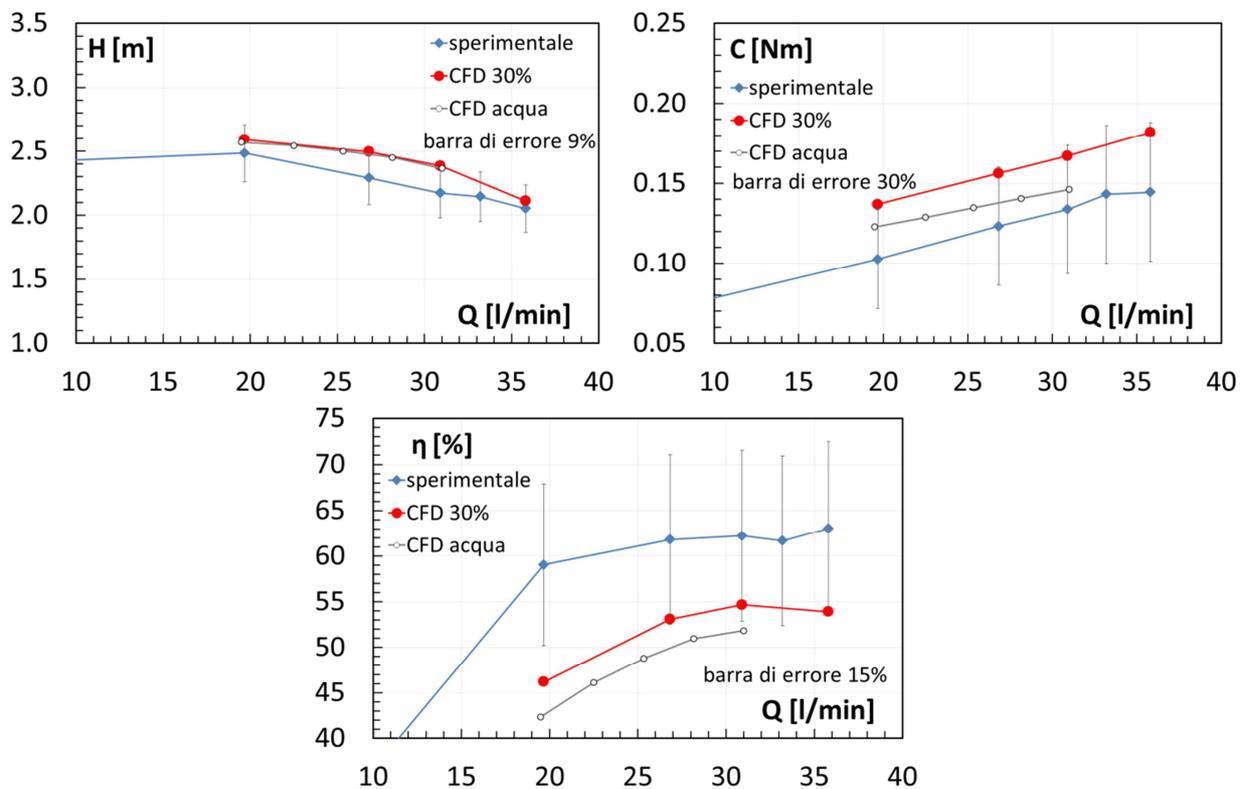


Figura 4.11 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 30 % a 2500 rpm



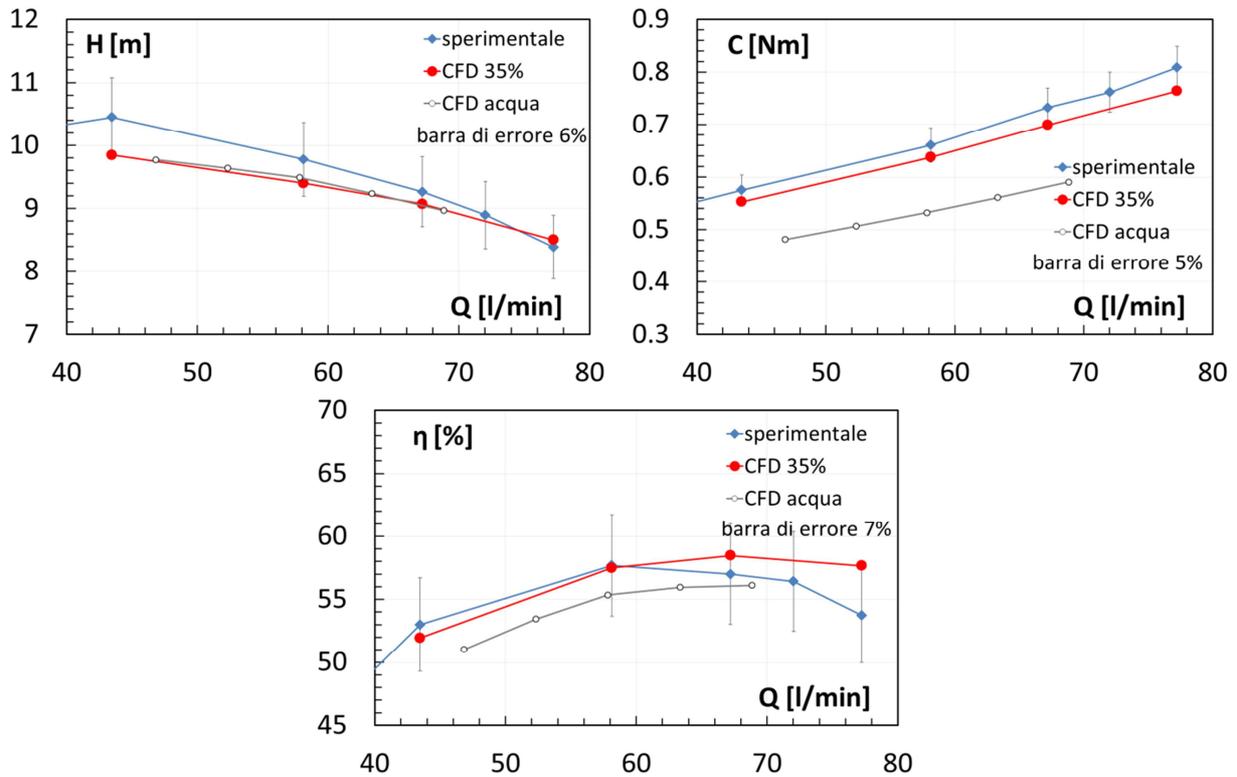
**Figura 4.12 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 30 % a 2000 rpm**



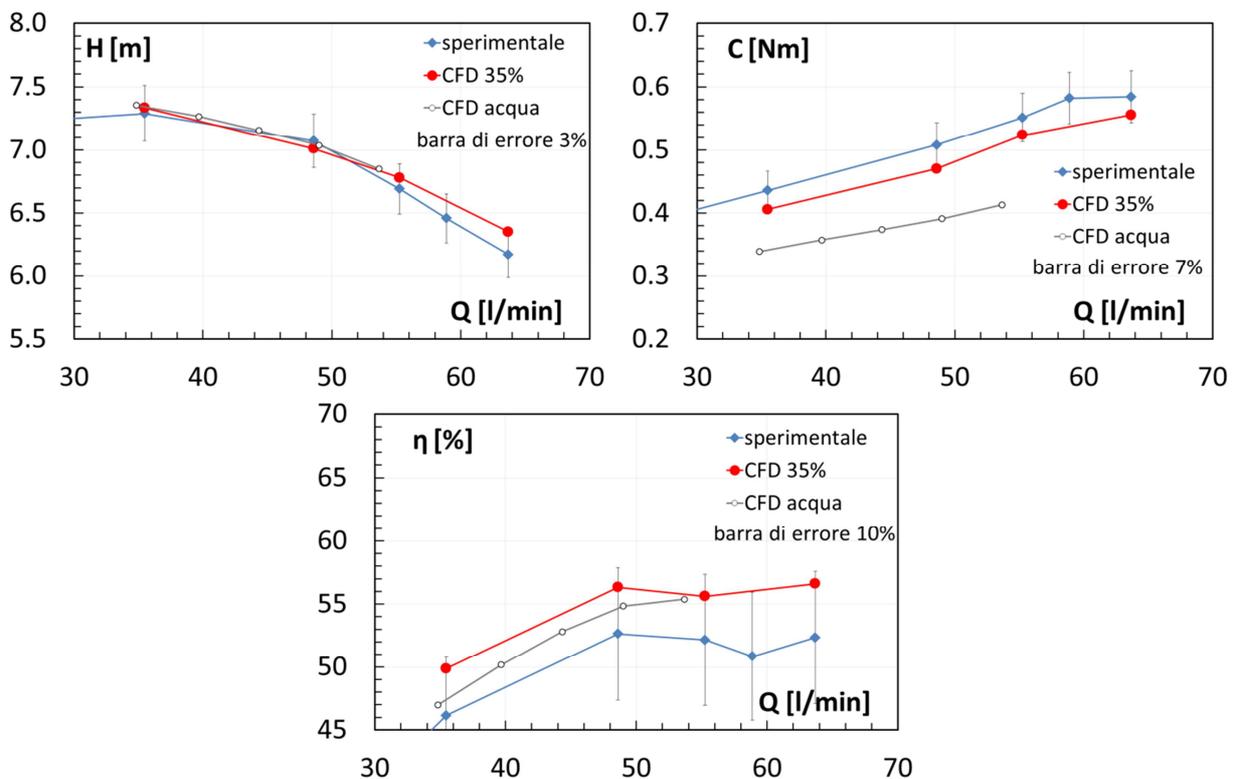
**Figura 4.13 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 30 % a 1500 rpm**

### 4.5.2 Concentrazione 35 %

Le Figure 4.14 – 4.17 riportano il confronto tra le prestazioni ottenute dal modello CFD e



**Figura 4.14 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 35 % a 2900 rpm**



**Figura 4.15 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 35 % a 2500 rpm**

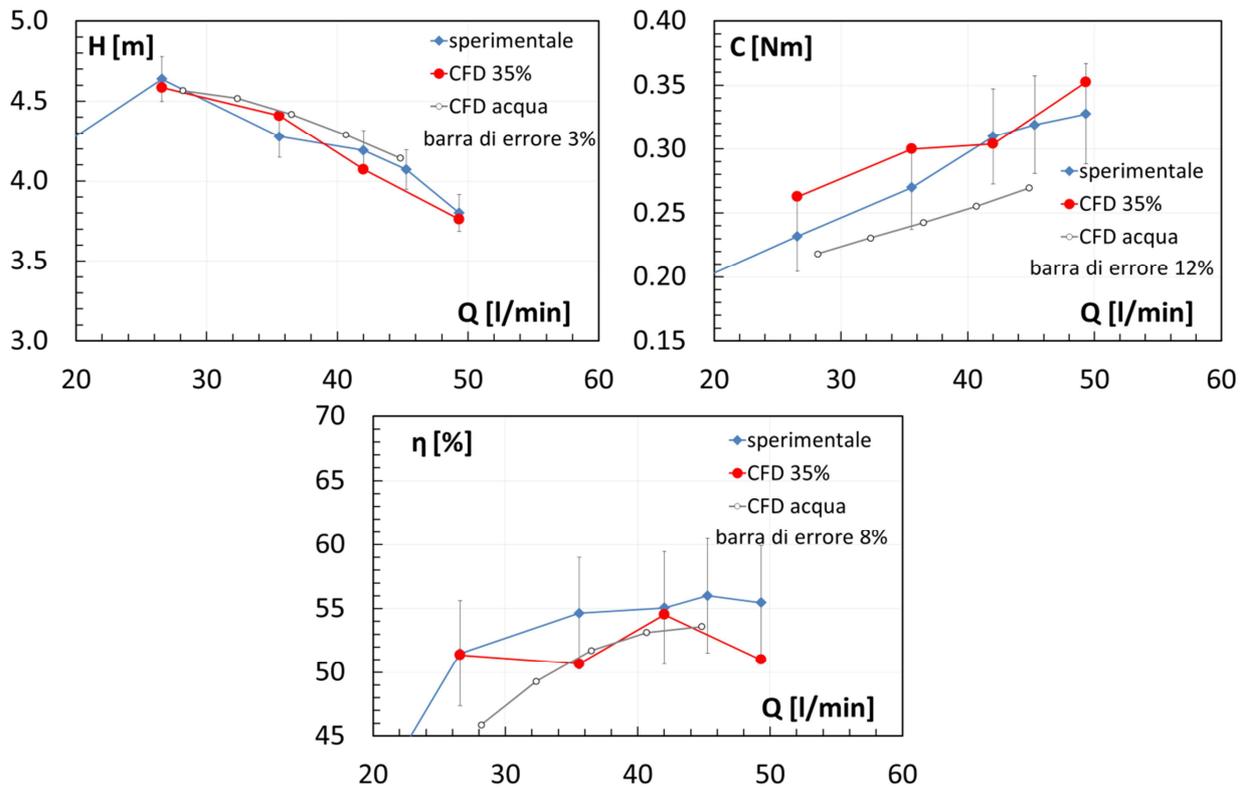


Figura 4.16 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 35 % a 2000 rpm

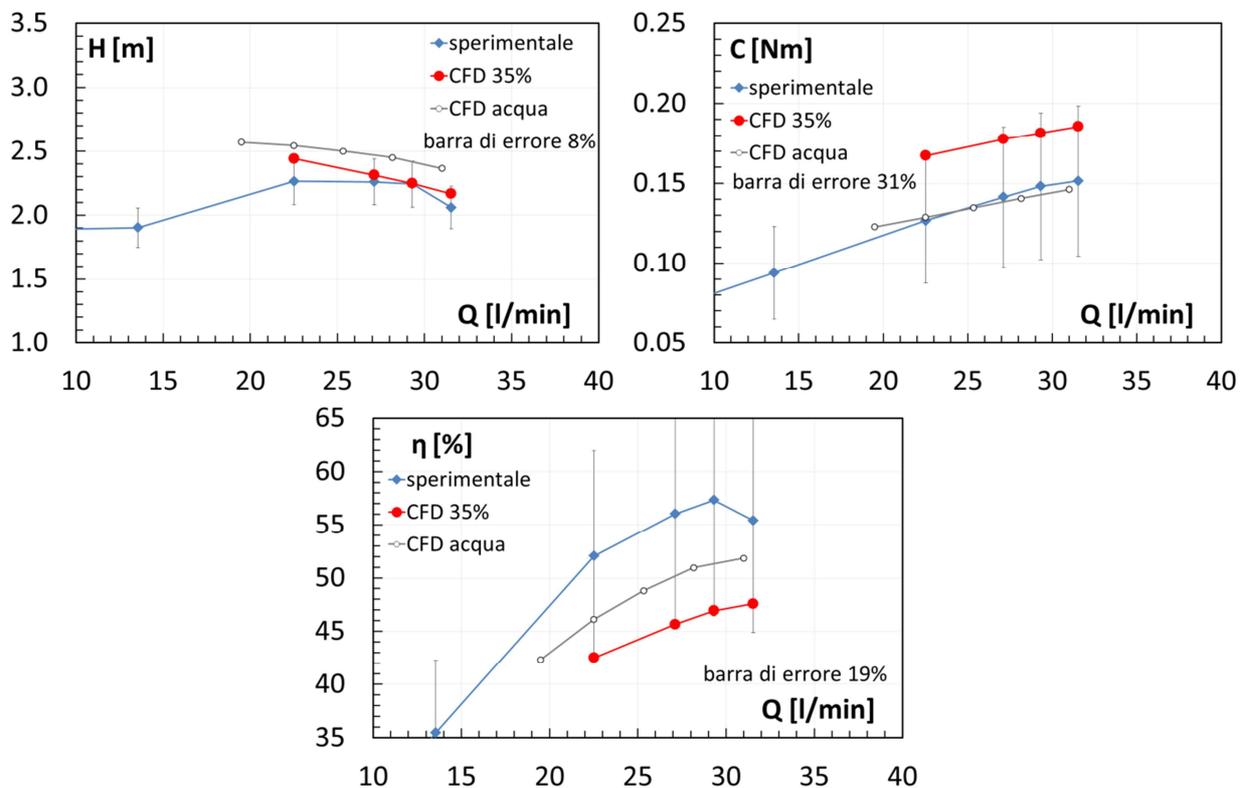
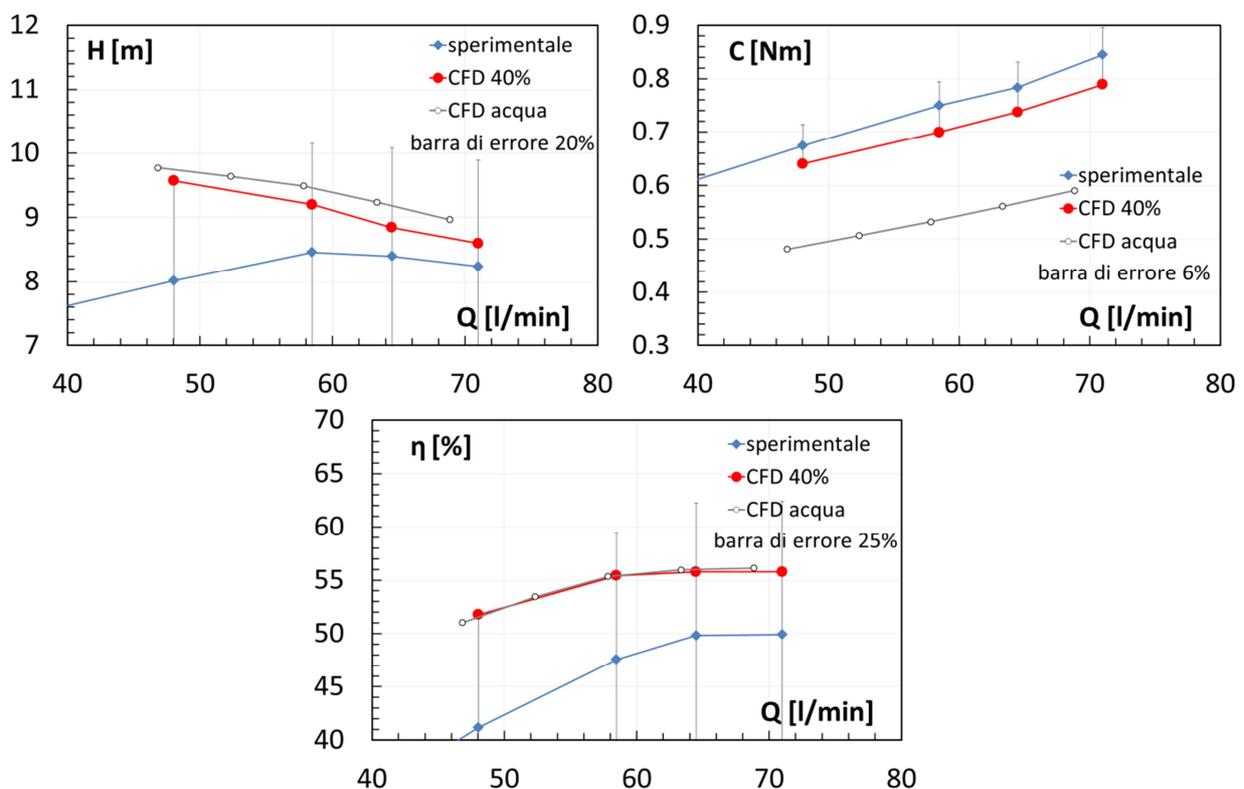


Figura 4.17 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 35 % a 1500 rpm

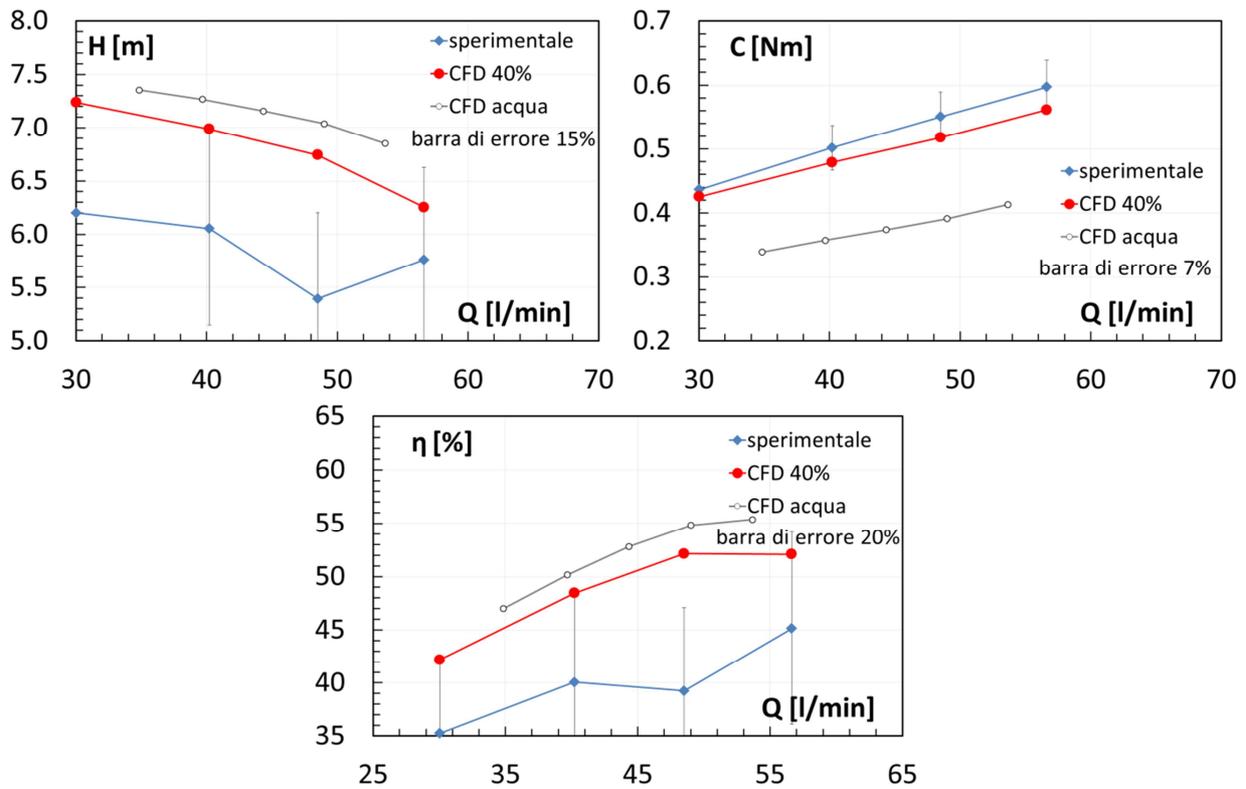
quelle ottenute sperimentalmente per una concentrazione di caolino del 35 % e per una velocità di rotazione di 2900 rpm, 2500 rpm, 2000 rpm e 1500 rpm rispettivamente. Il modello numerico è in grado di prevedere le prestazioni della macchina con una buona accuratezza nel caso di elevate velocità, con uno scostamento massimo del 10 % mentre per le velocità più basse, lo scostamento aumenta, raggiungendo anche il 31 % nel caso della velocità di rotazione più bassa. Come nel caso precedente il modello numerico sovrastima la prevalenza ma sottostima la coppia determinando lo scostamento del rendimento.

#### 4.5.3 Concentrazione 40 %

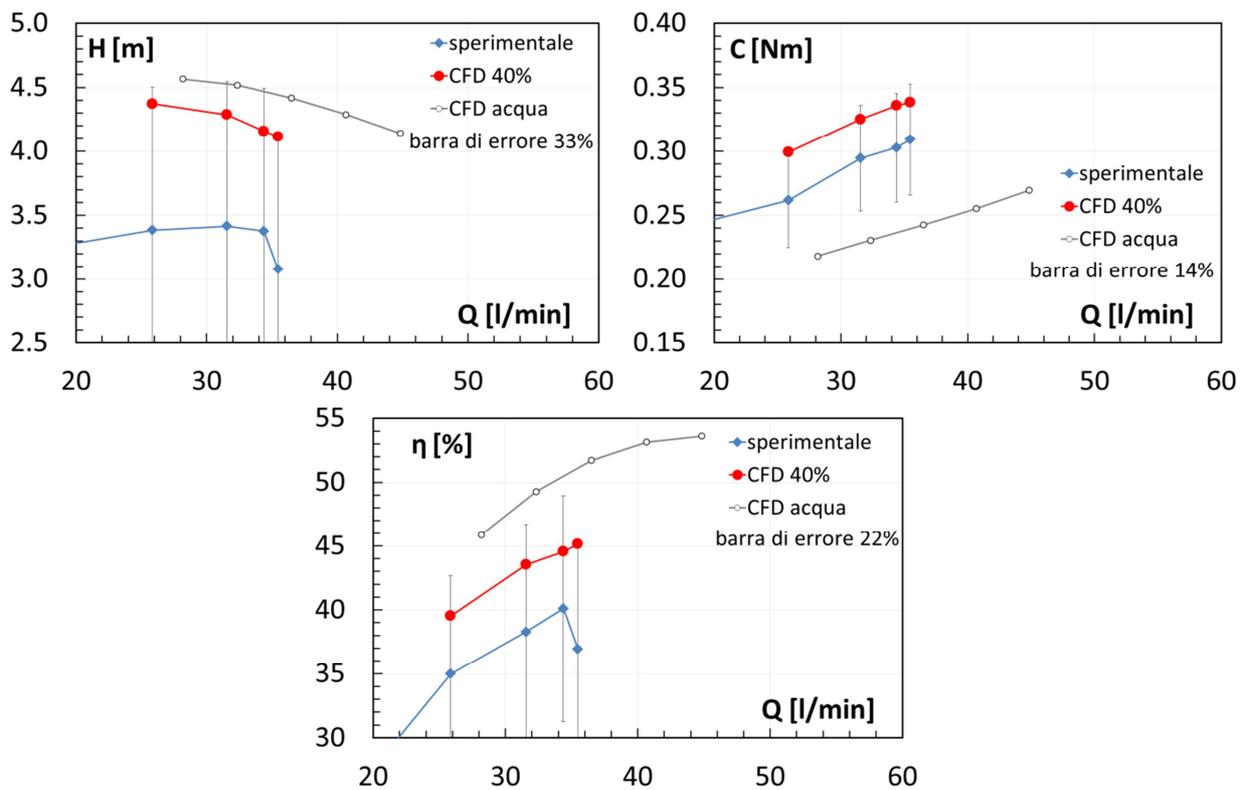
Le Figure 4.18 – 4.20 riportano il confronto tra le prestazioni ottenute dal modello CFD e quelle ottenute sperimentalmente per una concentrazione di caolino del 40 % e per una velocità di rotazione di 2900 rpm, 2500 rpm e 2000 rpm rispettivamente. Come detto in precedenza, la prestazione della pompa per la concentrazione più alta di caolino e per la velocità di rotazione più bassa non è stata eseguita a causa della scarsa ripetibilità dei risultati sperimentali. Con la concentrazione più elevata, il modello numerico riesce a prevedere le prestazioni della macchina con una banda di confidenza più ampia già a partire dalla velocità di rotazione più elevata. La prevalenza infatti vede un margine di errore massimo del 20 %, mentre per il rendimento l'ampiezza della barra di errore aumenta fino al 25 %. Come accadeva per le altre concentrazioni, la previsione delle prestazioni della macchina alle basse velocità di rotazione è meno affidabile e l'errore massimo è del 33 %.



**Figura 4.18 Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 40 % a 2900 rpm**



**Figura 4.19** Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 40 % a 2500 rpm



**Figura 4.20** Prevalenza, coppia e rendimento con una concentrazione del 40 % a 2000 rpm

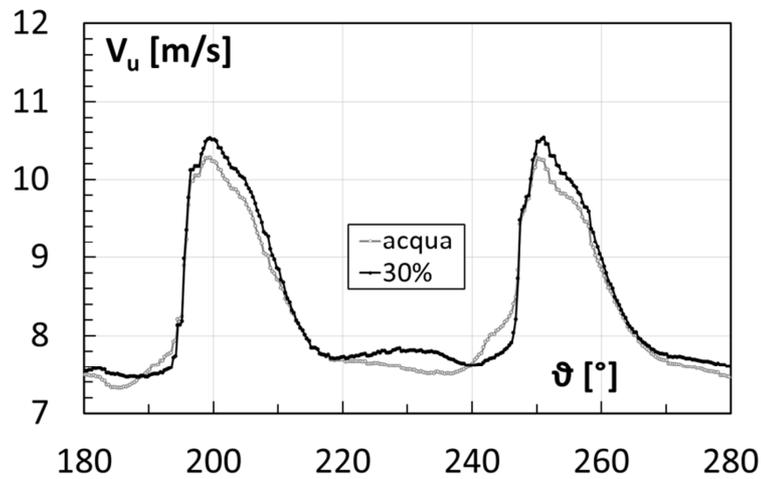
## 4.6 Analisi fluidodinamica

Dal confronto riportato nei paragrafi precedenti tra i risultati sperimentali e quelli ottenuti numericamente, si può ritenere che, accettando le bande di confidenza presentate, il modello numerico sia capace di fornire un'indicazione adeguata delle prestazioni della macchina. In generale in modello numerico risponde in modo migliore per basse concentrazioni di caolino e per alte velocità di rotazione. Scostamenti del 20 % risultano comunque essere utili se paragonati alle difficoltà di eseguire prove sperimentali e la mancanza di poter estrarre informazioni dettagliate, utilizzando i banchi prova, sui fenomeni fluidodinamici interni alla macchina. In questo paragrafo si eseguirà un'analisi fluidodinamica di dettaglio per mostrare dove e come la reologia del fluido modifichi il campo di moto e di conseguenza le prestazioni globali della macchina.

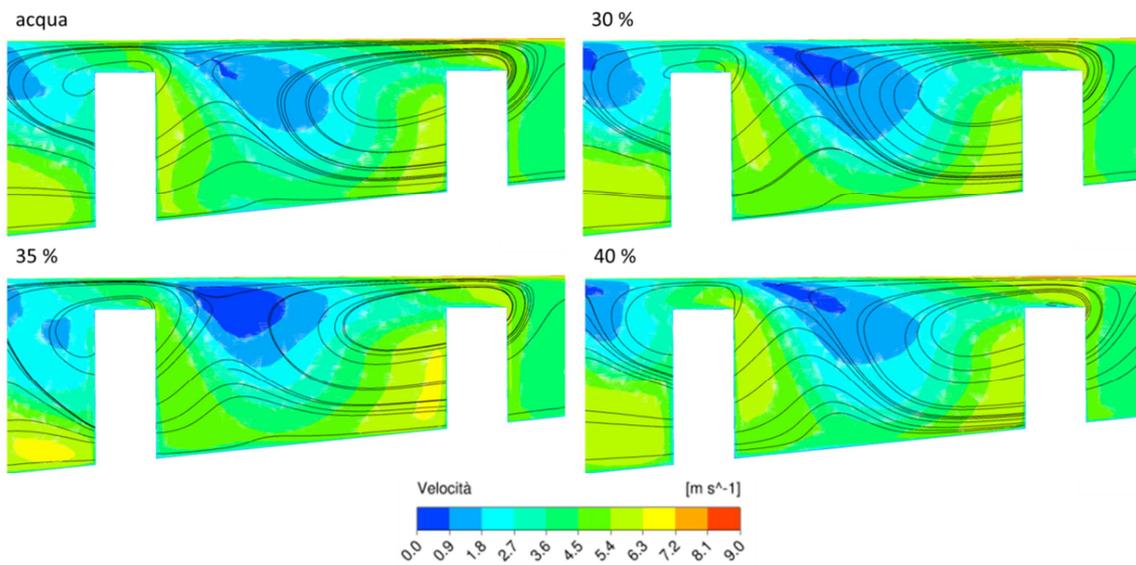
La figura 4.21 riporta gli andamenti della componente tangenziale della velocità assoluta all'uscita della girante, secondo la coordinata tangenziale  $\vartheta$ . La Figura 4.21 mostra il confronto tra i risultati ottenuti per il funzionamento della pompa con acqua e nel caso del fluido non newtoniano ottenuto con il 30 % di polvere di caolino. Sia le misure sperimentali che le simulazioni numeriche hanno evidenziato il fenomeno del sudden rising head che trova spiegazione dal diverso valore assunto dalla componente di velocità tangenziale all'uscita dalla girante. Per eseguire un confronto dettagliato, in entrambi casi la portata elaborata dalla pompa è pari a  $3.47 \text{ m}^3/\text{h}$ . Come si può notare, nel caso di fluido non newtoniano la componente tangenziale della velocità risulta essere più elevata sia in corrispondenza del centro del canale sia dove si ha la scia delle pale. Pertanto, la maggior prevalenza mostrata nel caso di un fluido non newtoniano, ed in particolare, nel caso della miscela ottenuta con il 30 % di polvere di caolino, è da imputarsi alla variazione del campo di velocità all'uscita della girante. Questa maggiore energia fornita dalla girante al fluido riesce a sopperire anche le maggiori perdite fluidodinamiche che avvengono in voluta e a garantire all'uscita della macchina una maggiore prevalenza. Le perdite fluidodinamiche che si hanno in voluta infatti sono maggiori nel caso di un fluido non newtoniano. Ad esempio per il caso in esame, che mostra l'effetto del sudden rising head, le perdite nella voluta, in termini di pressione totale, sono pari a 14894 Pa durante il funzionamento della pompa con acqua mentre valgono 15313 Pa nel caso in cui la pompa operi con il fluido non newtoniano. Queste maggiori perdite sono compensate dalla diversa componente tangenziale della velocità assoluta all'uscita della girante, che garantisce una maggiore pressione allo scarico.

Un altro aspetto che risente della diversa reologia del fluido è legato ai flussi di trafileamento. La pompa in esame è dotata di una girante semi-aperta e pertanto è soggetta ai vortici di passaggio che nascono sull'apice delle pale. Questi vortici modificano le prestazioni sia in termini di prevalenza sia in termini di rendimento volumetrico della macchina. In Figura 4.22 sono riportate alcune immagini realizzate in corrispondenza dell'apice della pala nel caso di funzionamento con acqua e con tutti i fluidi non newtoniani testati. Dalle immagini riportate si può notare come, variando il fluido elaborato dalla pompa, i flussi di estremità si modifichino, determinando allo stesso tempo differenti campi

di moto all'interno del canale interpalaire.



**Figura 4.21** Variazione della componente di velocità periferica all'uscita della girante nel caso di funzionamento con acqua e con una concentrazione di caolino del 30 %



**Figura 4.22** Campo di moto in corrispondenza dell'apice della pala, per il funzionamento con acqua e le tre miscele realizzate al 30 %, 35 % e 40 %

## CAPITOLO 5

# CONFRONTO DEI METODI DI STIMA DELLE PRESTAZIONI ED ANALISI FLUIDODINAMICA DI DUE POMPE

In questo capitolo saranno confrontate le prestazioni stimate attraverso i metodi analitici di letteratura e le prestazioni ottenute sia sperimentalmente sia numericamente. Il confronto critico sarà proposto con particolare attenzione alla fluidodinamica interna della macchina. Grandezze quali lo shear rate e la viscosità, visibili solo attraverso analisi numeriche tridimensionali, modificano le prestazioni della macchina e allo stesso tempo sono i parametri utilizzati dai modelli analitici per stimare le prestazioni ottenibili con fluidi non newtoniani a partire da quelle note per l'acqua.

Con lo scopo di aumentare la completezza dell'analisi e proporre un orizzonte più ampio sulla validità delle analisi svolte, oltre alla pompa sin qui analizzata (Pompa 1) verrà considerata una pompa centrifuga con la girante semi-aperta (Pompa 2) avente una taglia ed una velocità specifica molto più elevata della precedente.

Alla luce di questo, il presente capitolo si svilupperà secondo i seguenti punti:

- confronto tra le prestazioni della Pompa 1 ottenute sperimentalmente con quelle ottenute applicando i metodi di stima (Walker e Goulas, 1984 e Pullum et al., 2007);
- valutazione del calo di prestazioni rispetto al funzionamento con l'acqua sulle due pompe (Pompa 1 e 2) operanti con molteplici fluidi non newtoniani. In questo caso, i fluidi non newtoniani testati hanno come scopo quello di esplorare una vasta gamma di fluidi non newtoniani "industrialmente interessanti" aventi caratteristiche reologiche diverse eliminando la possibile incertezza legata all'effettiva reologia del fluido all'interno della macchine;
- determinazione della distribuzione di viscosità e shear rate all'interno delle due pompe (Pompa 1 e 2) attraverso una analisi fluidodinamica di dettaglio;
- applicazione dei metodi di stima delle prestazioni sulle due pompe (Pompa 1 e 2) e confronto con le prestazioni previste con quelle ottenute attraverso l'analisi CFD.

Avendo validato il modello numerico infatti, le prestazioni calcolate numericamente possono essere considerate rappresentative del comportamento reale della macchina permettendo di testare diverse macchine per diversi fluidi;

In quest'ultimo capitolo si vuole proporre un'analisi critica ai metodi di stima, non solamente legata al valore numerico dello scostamento tra i risultati CFD e quelli stimati ma che, analizzando i valori di shear rate e viscosità calcolati attraverso le analisi numeriche, coinvolga più direttamente le assunzioni e il procedimento che danno origine ai metodi analitici di letteratura.

## **5.1 Confronto dei metodi di stima con le misure sperimentali**

Come descritto in precedenza, in questa prima parte si confronteranno le prestazioni della Pompa 1 misurate sperimentalmente con fluido non newtoniano con quelle ottenute applicando il metodo di stima proposto da Walker e Goulas, (1984) e da Pullum et al. (2007).

### **5.1.1 Walker e Goulas (1984)**

Verranno confrontate le prestazioni in termini di prevalenza (H) e rendimento ( $\eta$ ) per tutte le concentrazioni a parità di velocità di rotazione della macchina, evidenziando lo scostamento massimo tra la misura sperimentale e il valore ottenuto applicando il metodo di stima (W.G.). Per applicare il metodo W.G., la viscosità plastica è stata calcolata allo shear rate di  $400 \text{ s}^{-1}$  che corrisponde al massimo shear rate raggiunto durante la caratterizzazione reologica dei fluidi non newtoniani.

Dalla Figura 5.1 si può notare che la prevalenza ottenuta alle concentrazioni più basse (30 % e 35 %) viene sottostimata dal metodo analitico con uno scostamento massimo del 24 %. Questa evidenza è legata al fatto che sperimentalmente è stato evidenziato il fenomeno del sudden rising head mentre il metodo analitico non permette di tenerne conto. Infatti, i coefficienti utilizzati da Walker e Goulas, per correggere la portata e la prevalenza, che fanno riferimento al metodo dell'Hydraulic Institute, sono sempre inferiori o uguali a 1. Contrariamente, nel caso della concentrazione più alta (40 %) il metodo W.G. sovrastima (fino al 38 %) la prevalenza della macchina. Per quanto riguarda il rendimento, il metodo W.G. sottostima le prestazioni reali della macchina per tutte le concentrazioni provate. Per le concentrazioni minori (30 % e 35 %) questo risultato è in linea con quanto mostrato in precedenza per la prevalenza, mentre, per la concentrazione del 40 % il metodo prevede un rendimento minore a fronte di una prevalenza maggiore. Questo evidenzia che i coefficienti utilizzati da Walker e Goulas, per correggere la prevalenza e il rendimento, che fanno riferimento al metodo dell'Hydraulic Institute, non sono adeguati per elevate viscosità del fluido. In Figura 5.2 si può notare l'effetto della variazione della velocità di rotazione della pompa per la concentrazione di 35 %. Il confronto mostra, per quanto riguarda la

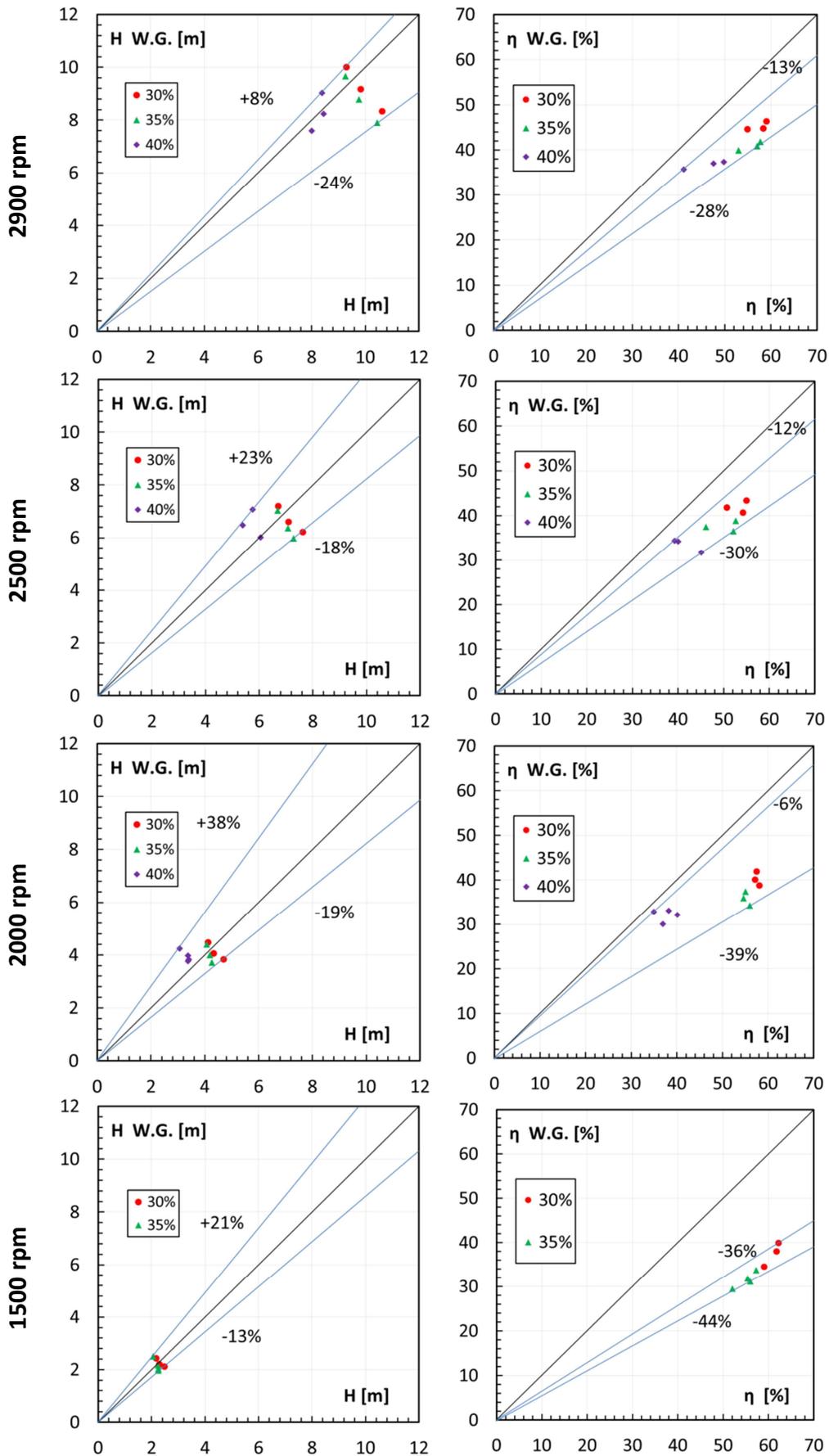
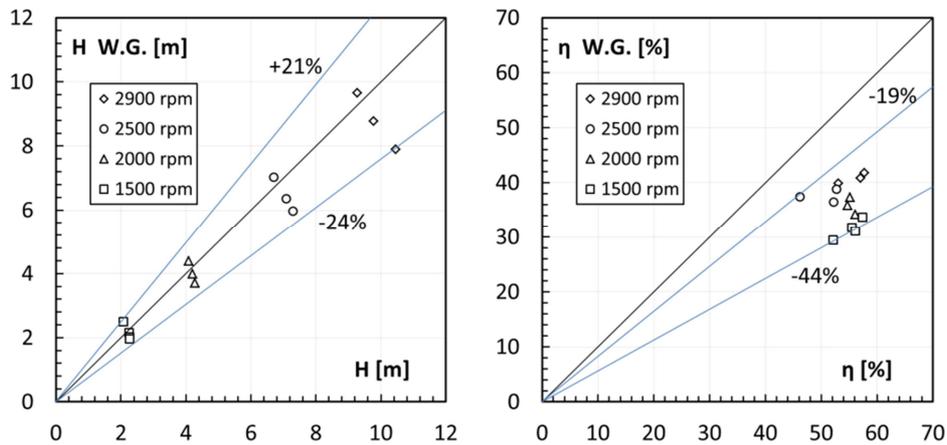


Figura 5.1 Confronto tra i risultati ottenuti applicando il metodo di Walker e Goulas (1984) e sperimentali



**Figura 5.2 Confronto tra i risultati ottenuti applicando il metodo di Walker e Goulas (1984) (W.G.) e sperimentali per il 35 % di concentrazione**

prevalenza, una buona corrispondenza tra le prestazioni previste dal modello W. G. e quelle ricavate dalle misure sperimentali. La banda di confidenza in questo caso è quasi simmetrica e ha un'ampiezza di circa  $\pm 20\%$ . Nel dettaglio, si può affermare che il metodo W. G. sottostimi le prestazioni alle alte velocità di rotazione mentre, alle basse velocità, le sovrastimi. Per quanto riguarda il rendimento, gli scostamenti sono più ampi, soprattutto per le velocità più basse (1500 rpm e 2000 rpm).

### 5.1.2 Pullum et al. (2007)

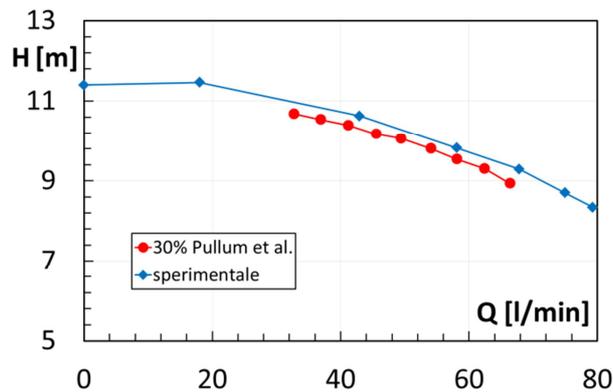
In questo paragrafo verranno calcolati i valori della dimensione caratteristica, e di conseguenza il diametro idraulico usato nell'equazione di Rabinowitsch-Mooney, in funzione del tipo di fluido e al variare della velocità di rotazione della pompa. Questa analisi, in contrasto con quanto riportato da Pullum et al. (2007), che utilizza lo stesso valore di  $w$  per ogni tipo di fluido, mostra la variazione della dimensione caratteristica  $w$  al variare sia del fluido sia della velocità di rotazione.

In Tabella 5.1 vengono riportati i valori di  $w$  per i casi in cui, sperimentalmente, non si è manifestato il fenomeno del sudden rising head. I valori di  $w$  sono stati ottenuti secondo la procedura descritta nel paragrafo *Metodi di stima delle prestazioni delle pompe centrifughe con fluidi non newtoniani*, che prevede la minimizzazione dell'errore con il metodo dei minimi quadrati.

Per tutti gli altri punti, per i quali sperimentalmente si è manifestato il fenomeno del sudden rising head, la procedura proposta da Pullum et al. (2007), essendo basata sui fattori di correzione delle prestazioni definiti dall'Hydraulic Institute, non permette di identificare un valore univoco di  $w$ . In questi casi, il metodo dell'Hydraulic Institute, per valori di  $B < 1$ , prevede che le curve di prevalenza non si modifichino rispetto a quelle ottenute con l'acqua. Tuttavia, applicando questa procedura, il metodo di stima non riesce a prevedere l'effetto del sudden rising head come mostrato in Figura 5.3, dove le prestazioni della Pompa 1

**Tabella 5.1 Dimensione caratteristica, rapporto  $w/D_{imp}$  e diametro idraulico per la Pompa 1**

Caso	$w$ [m]	$w/D_{imp}$ [%]	$D_h$ [m]
30 %, 1500 rpm	0.00617	6.5	0.01210
35 %, 2000 rpm	0.00404	4.2	0.00797
35 %, 1500 rpm	0.00695	7.3	0.01358
40 %, 2900 rpm	0.00966	10.1	0.01871
40 %, 2500 rpm	0.01213	12.7	0.02331
40 %, 2000 rpm	0.01408	14.7	0.02690

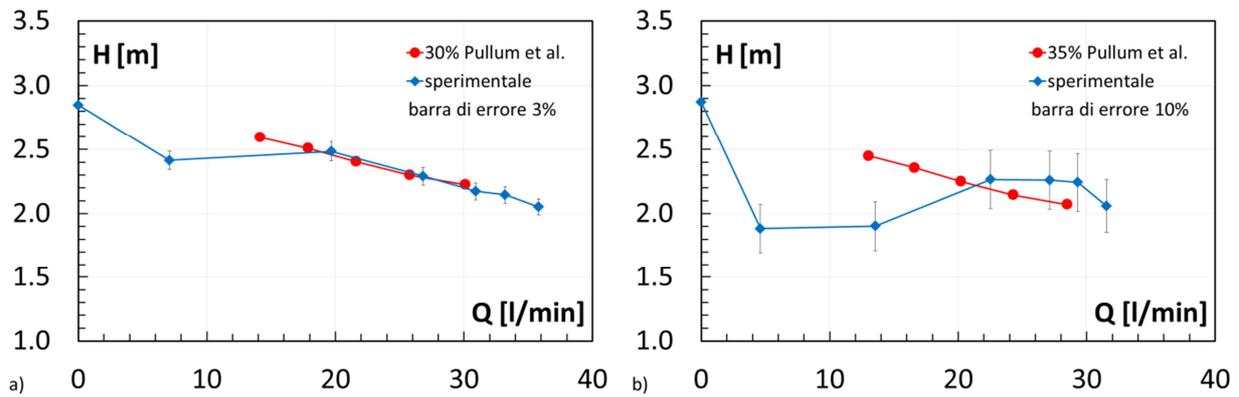


**Figura 5.3 Confronto tra la curva caratteristica ottenuta sperimentalmente per una concentrazione del 30 % e quella ottenuta assunta come rappresentativa dal metodo di Pullum et al. (2007)**

ottenute sperimentalmente con una concentrazione del 30 % sono state confrontate con quelle ottenute con il metodo di Pullum et al. (2007) che coincidono con quelle sperimentali ottenute con l'acqua.

Dalla Tabella 5.1 e dalle Figure 3.6 – 3.9, si può notare come all'aumentare del calo di prestazioni relativo al funzionamento con acqua, la dimensione caratteristica che minimizza l'errore aumenta. Dai valori ottenuti, si evidenzia come l'assunzione proposta da Graham et al. (2009), la quale prevedeva l'utilizzo di un valore di  $w/D_{imp}$  pari al 25 % come possibile valore universale per tutte le pompe, sia non adatta al presente caso. Allo stesso modo, l'assunzione di Pullum et al. (2007) di applicare lo stesso valore di  $w$  a tutti i fluidi testati su di una stessa pompa, non risulta adeguata in quanto confrontando diversi fluidi testati per la stessa velocità di rotazione, il valore di  $w$  risulta essere diverso, anche in modo significativo. Ad esempio, considerando la velocità di rotazione pari a 2000 rpm, il  $w$  ottenuto per la concentrazione del 35 % è di 0.00404 m mentre per la concentrazione del 40 % è di 0.01408 m. La stessa considerazione può essere fatta considerando lo stesso fluido e variando la velocità di rotazione della pompa. Ad esempio, per una concentrazione del 35 %, la variazione subita dal valore di  $w$  passando da 2000 rpm a 1500 rpm è di oltre il 70 %.

Infine, in Figura 5.4 sono riportati due confronti tra le curve caratteristiche ottenute



**Figura 5.4 Confronto tra la curva caratteristica ottenuta sperimentalmente e quella ottenuta con il metodo di Pullum et al. (2007) minimizzando l'errore: a) concentrazione del 30 %, 1500 rpm, b) concentrazione del 35 %, 1500 rpm**

sperimentalmente e quelle ottenute con il metodo di Pullum et al. (2007) minimizzando l'errore per due differenti concentrazioni di caolino. Come evidenziato dall'Autore, essendo il proprio metodo basato sull'Hydraulic Institute, alle basse portate, dove la pompa mostra fenomeni di instabilità durante il funzionamento con fluidi non newtoniani, lo scostamento tra la curva reale e la curva predetta è elevato. Quest'ultima risulta avere un andamento opposto a quello reale della pompa, rappresentativo di un funzionamento instabile.

## 5.2 Test case

Il test case scelto (Pompa 2), al quale applicare i metodi di stima delle prestazioni e sul quale eseguire un'estesa analisi numerica comprensiva di numerosi fluidi non newtoniani, è una pompa centrifuga a flusso misto di grande taglia con velocità specifica  $n_s=103$  progettata per lavorare alla velocità di rotazione di 903 rpm. Questa pompa è caratterizzata da una girante a tre pale di diametro pari a 0.61 m ed è progettata per lavorare con concentrato di pomodoro. In Tabella 5.2 vengono riportati i dati più significativi relativi alla Pompa 2 mentre in Figura 5.5 sono riportate alcune immagini della voluta e della girante.

La geometria della Pompa 2 è stata ricavata tramite un procedimento di Reverse Engineering (RE). Con questo termine si intende il processo che consente di realizzare un modello CAD 3D di un oggetto fisico reale, a partire dalle coordinate spaziali dei punti della

**Tabella 5.2 Principali caratteristiche e prestazioni con l'acqua della pompa 2**

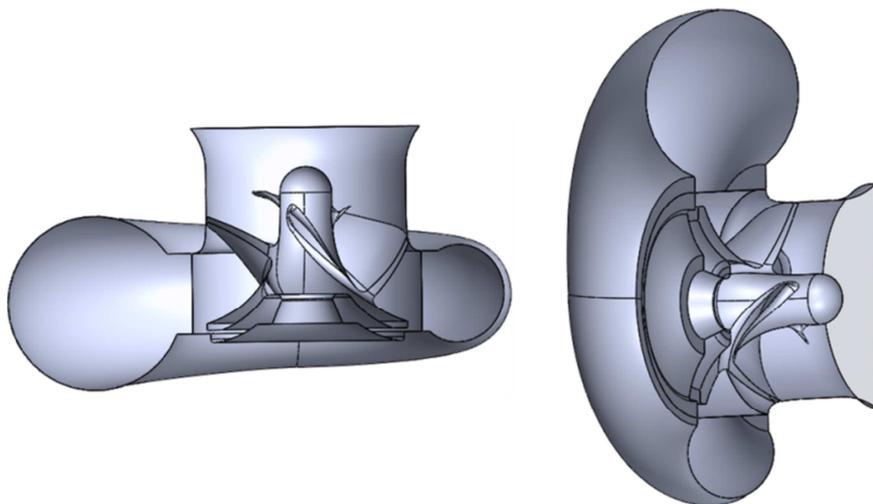
$n_s$	103
$D_{imp}$ [m]	0.61
$z$	3
$N$ [rpm]	903
$Q$ al BEP [ $m^3/h$ ]	5000
$H$ al BEP [m]	20
$P$ al BEP [kW]	317



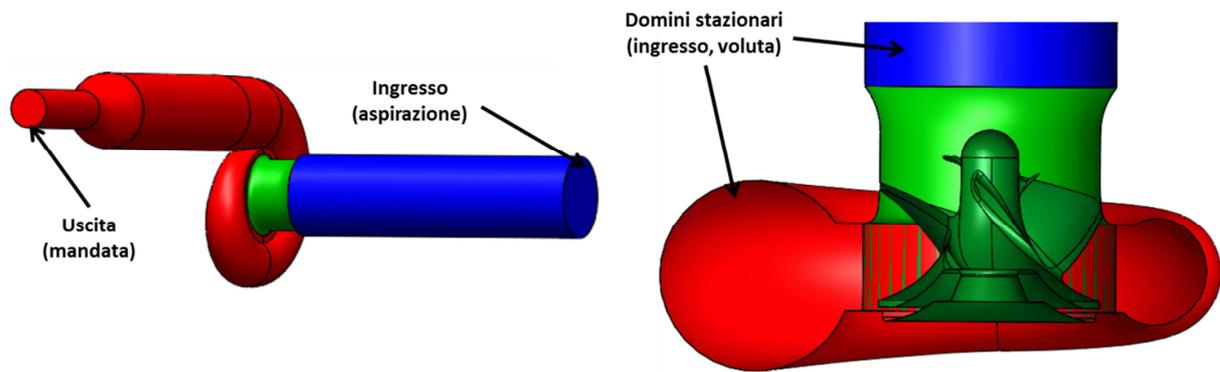
**Figura 5.5 Pompa 2**

sua superficie, acquisite con tecniche di digitalizzazione 3D. La pompa è stata quindi interamente scansionata utilizzando la tecnica di acquisizione laser tramite un braccio meccanico. La scansione è stata in loco a causa delle dimensioni della macchina. Lo scanner utilizzato è il ROMER AbsoluteArm della Hexagon Metrology. Questo braccio prevede sette assi di rotazione che consentono una totale libertà di movimento oltre alla possibilità di effettuare misurazioni sia per tastatura che per scansione laser. L'accuratezza garantita da questo processo ha permesso l'ottenimento di una rappresentazione virtuale della pompa ottimale e corrispondente alla geometria reale della stessa con un margine di errore di alcuni centesimi di millimetro. In Figura 5.6 è mostrato il modello solido della Pompa 2, costituito dalla voluta e dalla girante semi-aperta. Da questo modello è stato possibile ottenere il modello solido del volume fluido necessario all'esecuzione delle simulazioni numeriche.

Il dominio fluido considerato per eseguire l'analisi numerica della pompa è mostrato in Figura 5.7. Il dominio fluido è costituito da tre domini che corrispondono al (i) condotto di aspirazione, (ii) alla girante e (iii) alla voluta. La sezione di ingresso è stata posizionata all'inizio del tubo di aspirazione mentre l'uscita è stata posizionata alla fine della voluta e del condotto di mandata considerato.



**Figura 5.6 Vista in sezione della Pompa 2**



**Figura 5.7** Dominio computazionale della Pompa 2

### 5.2.1 Griglia di calcolo

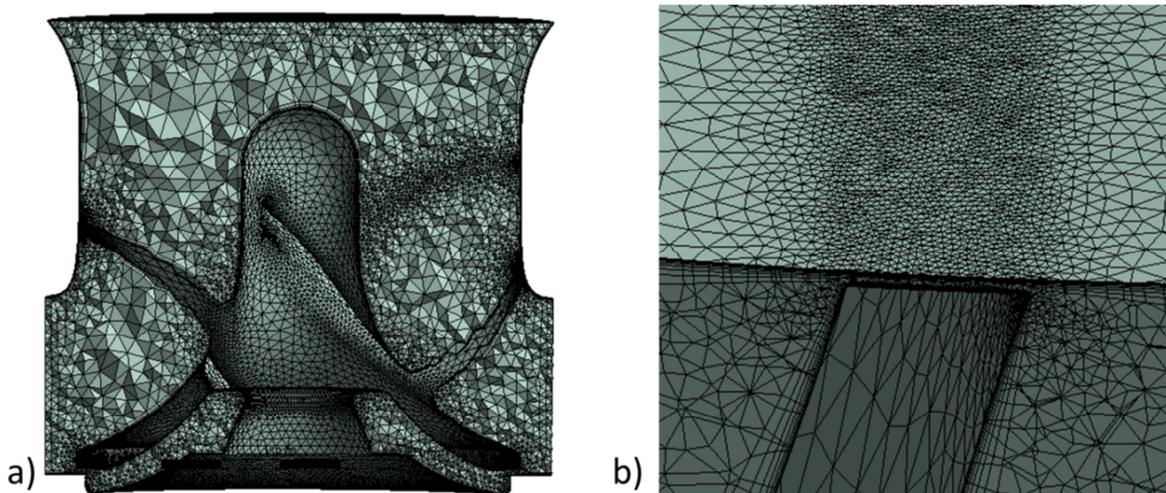
La griglia di calcolo costruita è di tipo non strutturata ibrida, composta da elementi tetraedrici all'interno e da elementi prismatici in prossimità ed in corrispondenza delle pareti del volume in modo da risolvere correttamente il flusso nello strato limite. La dimensione dei bordi degli elementi tetraedrici è stata impostata pari a 40 mm su tutto il dominio. Sono state individuate delle zone particolari (interfacce tra i domini stazionari e il dominio rotante) e il gap in corrispondenza dell'apice delle pale per le quali la dimensione di base dell'elemento è stata ridotta a 0.5 mm. Sono stati impiegati 8 strati di elementi prismatici con un'altezza del primo strato approssimativamente uguale a 0.05 mm. La griglia finale è composta da 9769415 elementi complessivi. In Figura 5.8 sono riportate due immagini della griglia realizzata. In Figura 5.8a si può notare la transizione uniforme tra gli elementi collocati in corrispondenza delle pareti e gli elementi al centro del volume fluido, mentre in Figura 5.8b si possono notare gli elementi creati in corrispondenza del gap tra pala e voluta in corrispondenza dell'apice della pala.

Per la Pompa 2 non sono disponibili misurazioni sperimentali e considerata la validazione del modello numerico presentata nel capitolo precedente, per lo studio numerico di questa pompa centrifuga è sufficiente eseguire la sola analisi di sensibilità alla griglia di calcolo. I parametri utilizzati per realizzare la griglia di calcolo riportati in precedenza si riferiscono alla griglia scelta per l'analisi fluidodinamica a seguito dell'analisi di sensibilità riportata in Figura 5.9. L'analisi di sensibilità alla griglia è stata realizzata utilizzando come fluido l'acqua, mentre come parametro di monitoraggio è stata scelta la prevalenza sviluppata dalla pompa.

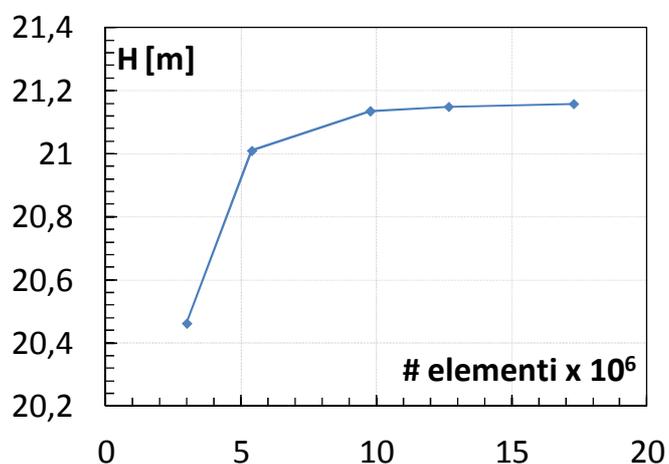
### 5.2.2 Impostazioni delle simulazioni CFD

In linea con l'analisi numerica presentata per la Pompa 1, le simulazioni numeriche sono state condotte usando il software Ansys CFX 15.0. Di seguito vengono riportate le impostazioni scelte per l'esecuzione delle analisi numeriche.

In corrispondenza della sezione di ingresso dell'aspirazione è stata posta la condizione di



**Figura 5.8 Griglia realizzata sulla pompa 2: a) vista in sezione, b) elementi in corrispondenza dell'apice della pala**



**Figura 5.9 Analisi di sensibilità alla griglia svolta sulla pompa 2**

Inlet che impone al flusso di essere solamente entrante e di non attraversare la sezione in entrambe le direzioni. Insieme alla condizione di Inlet è stata imposta la condizione di Normal Speed, cioè la velocità è diretta secondo la direzione normale alla sezione di ingresso e uniforme su tutta la sezione. In questa sezione è stata considerata la presenza di una turbolenza media simulata considerando un'intensità del 5 %.

In corrispondenza della sezione di uscita dalla voluta è stata posta la condizione di Outlet che impone al flusso in corrispondenza di essere solamente uscente e di non attraversare la sezione in entrambe le direzioni. Insieme alla condizione di outlet è stata imposta la condizione di Static Pressure con il valore della pressione statica relativa uguale a 0 Pa. Questa condizione implica che la pressione statica relativa è uguale a 0 Pa su tutta la sezione di uscita dalla voluta.

In corrispondenza delle pareti solide della pompa è stata imposta la condizione di aderenza che impone alla prima cella fluida a contatto con la parete di assumere la stessa velocità della parete. Le pareti, inoltre, sono state considerate idraulicamente lisce,

trascurandone quindi la rugosità superficiale.

Le simulazioni sono state condotte imponendo al dominio della girante una velocità di rotazione di 903 rpm che corrisponde alla velocità di rotazione di progetto.

Per gestire il passaggio dal sistema di riferimento relativo della girante a quello assoluto dell'aspirazione e della voluta, è stato usato il modello di interazione mixing plane, sia in corrispondenza dell'interfaccia tra l'aspirazione e la girante sia in corrispondenza dell'interfaccia tra la girante e la voluta in linea con quanto realizzato per la Pompa 1.

Tutte le simulazioni sono state condotte discretizzando il termine convettivo delle equazioni con uno schema del secondo ordine che garantisce una maggiore accuratezza rispetto ad uno schema del primo ordine. Per valutare la convergenza della soluzione, oltre ai residui, sono stati presi in considerazione gli andamenti della prevalenza, della coppia e della portata volumetrica. In linea con quanto presentato nel capitolo precedente, le simulazioni sono state condotte usando il modello di turbolenza k- $\omega$ .

### 5.2.3 Confronto tra risultati CFD e sperimentali sulla Pompa 2 con acqua

In Figura 5.10 è riportato il confronto tra i risultati CFD e sperimentali ottenuti sulla Pompa 2 con l'acqua. Dal confronto emerge una differenza del 20 % tra i valori di prevalenza calcolati numericamente e quelli misurati sperimentalmente. Questa discrepanza può essere motivata col fatto che le misure sperimentali sono state ottenute nell'impianto industriale dove era stata installata la pompa utilizzando strumenti di misura portatili che sono stati installati in sezioni accessibili lungo il circuito piuttosto che in posizioni maggiormente appropriate.

### 5.3 Descrizione dei fluidi simulati

La Tabella 5.3 riporta le caratteristiche dei fluidi non newtoniani usati per questa analisi

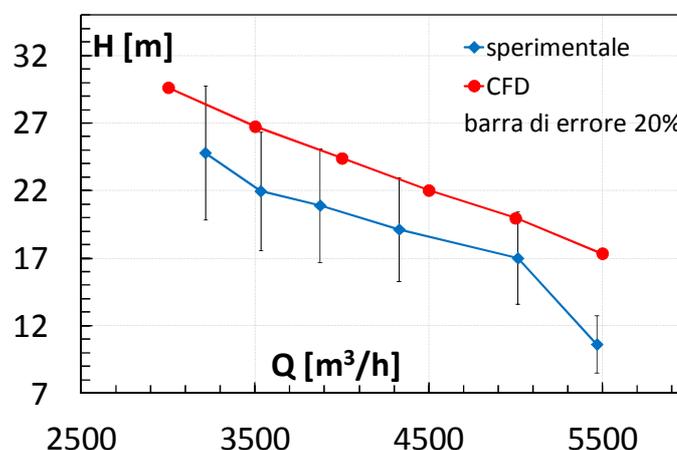


Figura 5.10 Confronto tra i risultati sperimentali e CFD con l'acqua sulla pompa 2

**Tabella 5.3 Caratteristiche dei fluidi simulati sulle due pompe**

Fluido	Pompa 1		Fluido	Pompa 2	
	$k$ [Pas <sup><math>n</math></sup> ]	$n$		$k$ [Pas <sup><math>n</math></sup> ]	$n$
K2N0.25	2	0.25	K10N0.25	10	0.25
K2N0.5	2	0.50	K10N0.5	10	0.50
K2N0.75	2	0.75	K10N0.75	10	0.75
K6N0.25	6	0.25	K100N0.25	100	0.25
K6N0.5	6	0.50	K100N0.5	100	0.50
K6N0.75	6	0.75	K100N0.75	100	0.75
K10N0.25	10	0.25	K200N0.25	200	0.25
K10N0.5	10	0.50	K200N0.5	200	0.50
K10N0.75	10	0.75	K200N0.75	200	0.75

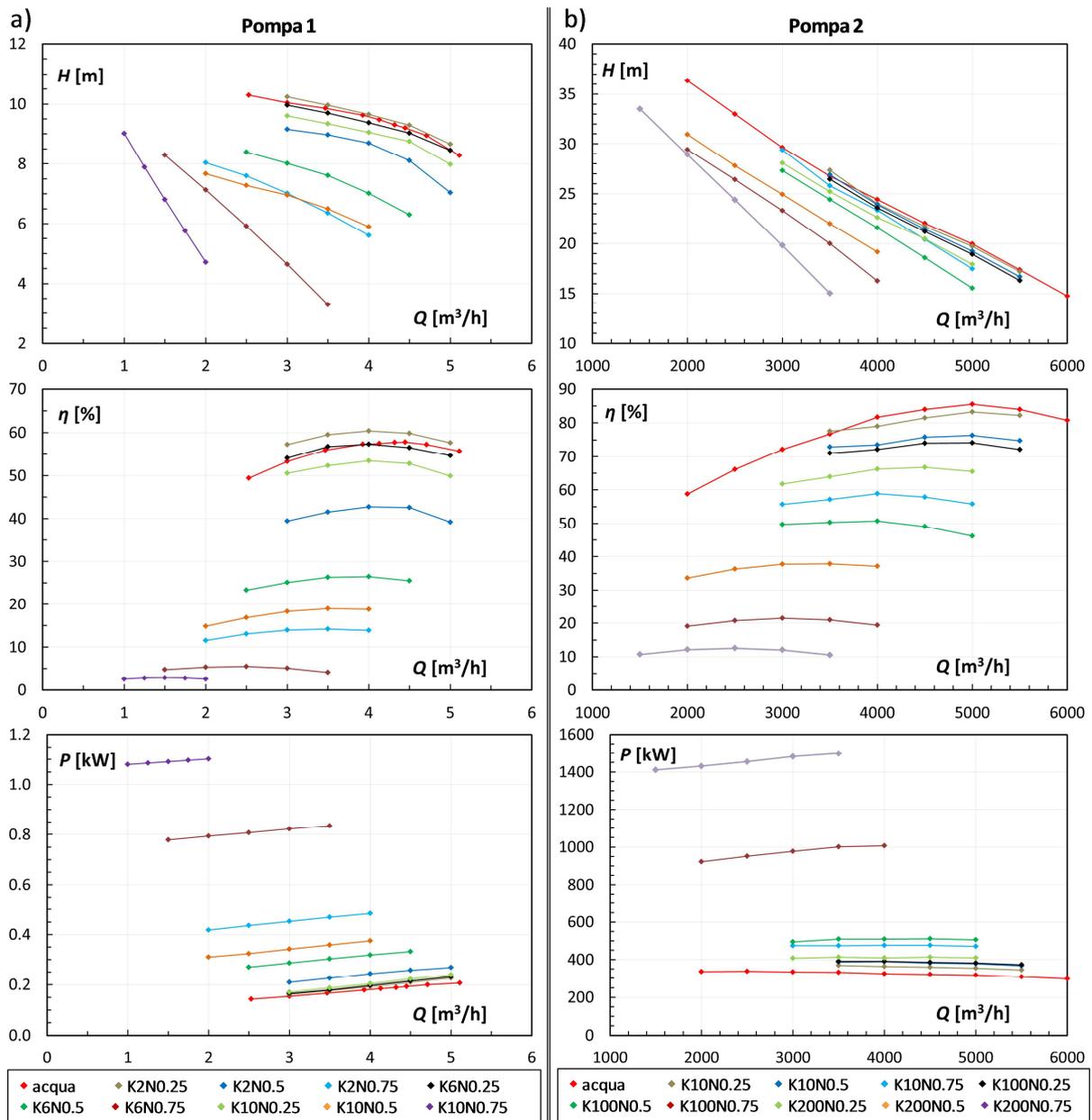
sulle due pompe. Sono stati scelti fluidi pseudoplastici i quali sono stati modellati matematicamente usando la legge di potenza (modello di Ostwald de Waele) nel range di shear rate compresi tra  $10^{-4}$  e  $10^7 \text{ s}^{-1}$ . I parametri  $k$  e  $n$  che definiscono il modello della legge di potenza sono stati scelti in modo da poter svolgere una dettagliata analisi di sensibilità delle prestazioni delle pompe al tipo di fluido. Tutti i fluidi sono caratterizzati da un valore di densità pari a  $1100 \text{ kg/m}^3$  e sono stati considerati incomprimibili e isotermi.

#### 5.4 Analisi numerica delle prestazioni delle Pompe 1 e 2

In Figura 5.11 sono riportate le prestazioni delle due pompe ottenute tramite le simulazioni CFD nel caso dell'acqua e dei fluidi non newtoniani. Quando le pompe elaborano fluidi non newtoniani la potenza assorbita all'albero aumenta mentre il rendimento e la prevalenza diminuiscono rispetto all'acqua. Aumentando la viscosità apparente agli alti valori di shear rate (cioè aumentando i valori di  $k$  e  $n$ ), la diminuzione di prevalenza e rendimento e l'incremento di potenza assorbita risultano essere sempre più marcati.

Confrontando i risultati ottenuti sulle due pompe a parità di fluido (K10N0.25, K10N0.5 e K10N0.75) è chiaro come lo stesso fluido provoca modifiche diverse delle performance a seconda della pompa.

La Pompa 1 appare più sensibile all'effetto della viscosità. In particolare il comportamento non newtoniano dei fluidi implica un maggior decadimento di performance sulla Pompa 1 che possiede una velocità specifica minore. Sulla Pompa 1, nel caso del fluido K2N0.25, la prevalenza è maggiore rispetto all'acqua mostrando il sudden rising head. La reologia di questo fluido è simile a quella del fluido testato sperimentalmente, ottenuto con una concentrazione di caolino pari al 30 %. Il fatto che il fenomeno del sudden rising head si sia manifestato solo per la pompa con la minore velocità specifica è in analogia con quanto riportato in letteratura (Lazarkiewicz e Troskolanski, 1965).



**Figura 5.11 Risultati CFD relativi alle prestazioni con i vari fluidi: a) Pompa 1, b) Pompa 2**

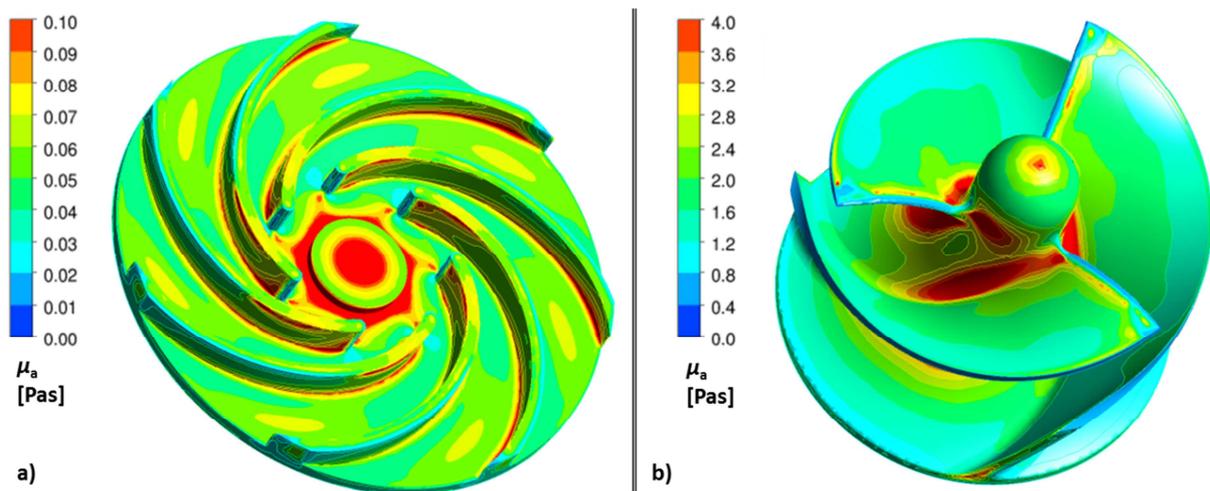
### 5.5 Analisi dello shear rate sulle Pompe 1 e 2

I metodi analitici per predire le prestazioni con i fluidi non newtoniani sono basati sulla stima di un valore di shear rate per il calcolo della viscosità. Le analisi CFD costituiscono un utile strumento per stimare queste grandezze all'interno delle pompe, fortemente dipendenti dal campo di moto e non misurabili sperimentalmente. Le pompe centrifughe sono caratterizzate da strutture del flusso tridimensionali che implicano variazioni locali dei valori di shear rate e, di conseguenza, variazioni locali di viscosità del fluido non newtoniano.

Dalla Figura 5.12, che riporta i valori di viscosità apparente sulle superfici delle due giranti ottenuta con due fluidi non newtoniani, si può vedere l'elevata variazione di questa grandezza, soprattutto in corrispondenza del disco della girante.

In Tabella 5.4 sono riportati i valori medi degli shear rate calcolati nei diversi volumi e sulle diverse superfici delle pompe indicate in Figura 5.13. L'analisi considera la variazione della portata, fissando un fluido di riferimento per ciascuna pompa.

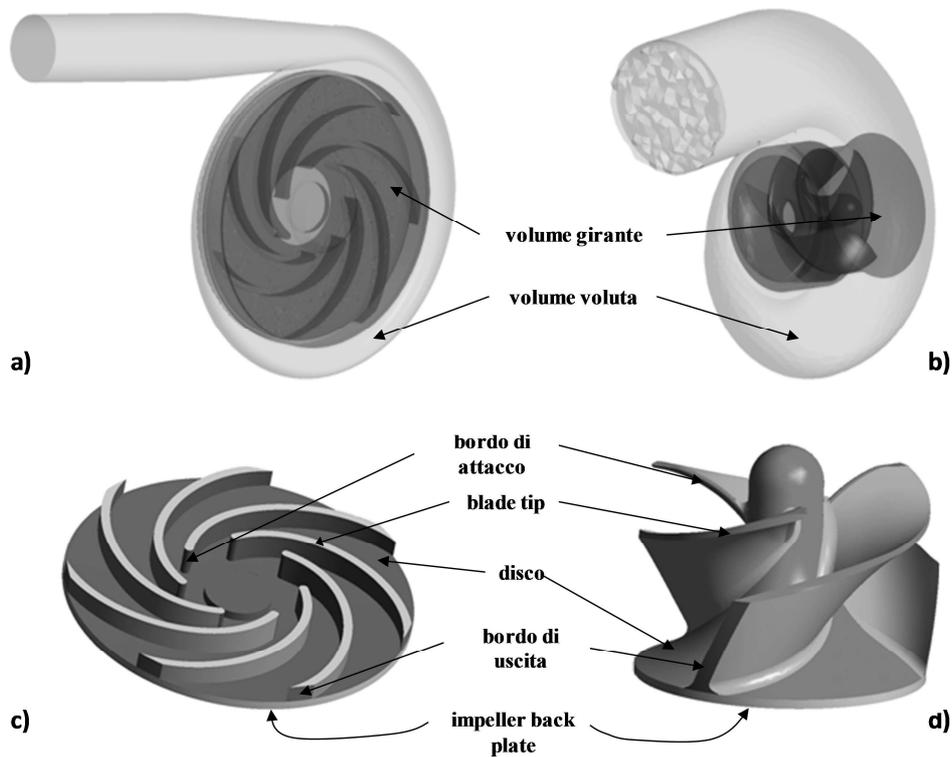
Lo shear rate medio assume i valori maggiori vicino alle pareti, e di conseguenza, la viscosità apparente media assume i valori più bassi. Di contrasto, i valori più elevati di viscosità apparente media si raggiungono lontano dalle pareti, specialmente all'interno del volume della voluta. Infine, su entrambe le pompe lo shear rate medio aumenta con l'aumentare della portata ad eccezione delle superfici del blade tip e dell'impeller black plate dove non dipende dalla portata. L'indipendenza sulla superficie dell'impeller black plate



**Figura 5.12 Viscosità apparente sulla superficie delle giranti: a) pompa 1 che elabora il fluido K6N0.5 a 4 m<sup>3</sup>/h, b) pompa 2 che elabora il fluido K100N0.5 a 4000 m<sup>3</sup>/h**

**Tabella 5.4 Shear rate medio [s<sup>-1</sup>] calcolato tramite CFD sui volumi e sulle superfici delle due pompe variando la portata.**

Pompa	Fluido	Q [m <sup>3</sup> /h]	volumi		superfici					
			volume girante	volume voluta	pale	disco	Impeller back plate	Bordo attacco	Bordo uscita	Blade tip
1	K6N0.75	1.5	2207	685	4646	1477	5073	4306	10224	14876
1	K6N0.75	2.0	2231	760	4830	1677	5073	5491	10259	14906
1	K6N0.75	2.5	2258	831	5023	1885	5073	6639	10286	14941
1	K6N0.75	3.0	2287	902	5229	2100	5073	7767	10412	14988
1	K6N0.75	3.5	2318	974	5427	2317	5073	8870	10344	15022
2	K200N0.5	2000	248	44	2635	835	1660	8212	3768	25273
2	K200N0.5	2500	242	50	2818	1067	1633	8510	3709	25274
2	K200N0.5	3000	243	54	3021	1348	1633	9505	3888	25200
2	K200N0.5	3500	251	56	3208	1681	1646	10260	4322	25096
2	K200N0.5	4000	255	59	3396	1955	1664	11101	4248	24868



**Figura 5.13** Superfici e volumi individuati per la Pompa 1 (a, c) e per la Pompa 2 (b, d)

dello shear rate dalla portata è in accordo con quanto riportato in letteratura (Lazarkiewicz e Troskolanski, 1965) evidenziando quindi come la soluzione CFD sia rappresentativa delle reali condizioni di funzionamento della pompa. Sulla Pompa 1 lo shear rate medio è inoltre costante sul bordo di uscita delle pale.

Si possono trarre altre considerazioni facendo un confronto a pari portata variando le caratteristiche del fluido (cioè variando i valori degli indici  $k$  e  $n$ ). Le Tabelle 5.5 e 5.6 riportano questa analisi evidenziando che incrementando i valori di  $k$  e  $n$  lo shear rate medio decresce su entrambe le pompe. Il fatto che lo shear rate vari al cambiare di  $n$  è in accordo con quanto trovato per i miscelatori (Calderbank e Moo-Young, 1959 e Tanguy e Brito De La Fuente, 1996).

**Tabella 5.5** Shear rate medio [ $s^{-1}$ ] calcolato tramite CFD sui volumi e sulle superfici delle due pompe variando il valore di  $k$  del fluido e mantenendo costante il valore di  $n$  e di portata ( $3.5 \text{ m}^3/\text{h}$  per la pompa 1 e  $4000 \text{ m}^3/\text{h}$  per la pompa 2)

Pompa	Fluido	volumi		superfici					
		Volume girante	Volume voluta	pala	disco	Impeller back plate	Bordo attacco	Bordo uscita	Blade tip
1	K2N0.5	3657	1496	35099	22620	47332	124094	72175	32193
1	K6N0.5	3320	1343	14689	11291	23125	58549	31364	16901
1	K10N0.5	3015	1168	9736	7970	16696	39481	20466	15432
2	K10N0.5	329	78	18167	10250	12789	37423	21762	60803
2	K100N0.5	265	68	4792	2778	2689	15263	4876	31192
2	K200N0.5	255	59	3396	1955	1664	11101	4248	24868

**Tabella 5.6 Shear rate medio [ $s^{-1}$ ] calcolato tramite CFD sui volumi e sulle superfici delle due pompe variando il valore di  $n$  del fluido e mantenendo costante il valore di  $k$  e di portata ( $3.5 \text{ m}^3/\text{h}$  per la pompa 1 e  $4000 \text{ m}^3/\text{h}$  per la pompa 2)**

Pompa	Fluido	volumi		superfici					
		Volume girante	Volume voluta	pala	disco	Impeller back plate	Bordo attacco	Bordo uscita	Blade tip
1	K6N0.25	3193	1389	141425	83188	168933	280564	235138	136651
1	K6N0.5	3320	1343	14689	11291	23125	58549	31364	16901
1	K6N0.75	2318	974	5427	2317	5073	8870	10344	15022
2	K100N0.25	311	75	22012	13003	16901	45963	25669	66689
2	K100N0.5	265	68	4792	2778	2689	15263	4876	31192
2	K100N0.75	247	56	1927	858	957	4390	2094	20000

La Tabella 5.7 si riferisce al confronto tra la Pompa 1 e 2 operanti con lo stesso fluido (K10N0.75) in corrispondenza del punto di massimo rendimento. La Tabella 5.7 mostra che sulla Pompa 1 si registrano valori maggiori di shear rate medi calcolati sui volumi della girante e della voluta, mentre vicino alle pareti si registrano valori minori rispetto alla Pompa 2. Questo significa che la distribuzione di shear rate, e di conseguenza anche la viscosità, dipende dalla pompa.

Nella Figura 5.14 viene mostrata la distribuzione di shear rate all'interno della Pompa 1 su un piano ortogonale all'asse di rotazione per i fluidi K6N0.25, K6N0.5 e K6N0.75 alla portata di  $3.5 \text{ m}^3/\text{h}$  mentre in Figura 5.15 viene mostrata la distribuzione di shear rate all'interno della Pompa 2 sul piano meridiano passante per l'asse di rotazione per i fluidi K100N0.25, K100N0.5 e K100N0.75 alla portata di  $4000 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Su entrambe le pompe gli shear rate maggiori sono concentrati in un sottile strato di fluido posto in prossimità delle pareti che risulta avere un volume molto più piccolo rispetto al volume totale del fluido all'interno della pompa per il quale sono stati calcolati i valori medi di shear rate riportati nelle Tabelle 5.4 – 5.7. Quindi, la sola analisi globale degli shear rate non è esaustiva dei fenomeni reologici che avvengono all'interno della macchina. Le variazioni di shear rate sono molto elevate vicino alle pareti influenzando quindi tutto il funzionamento della macchina. Variando il tipo di fluido si nota come il pattern dei valori di shear rate cambi, non sono in valore ma anche in distribuzione. Si notano infatti alcune zone (la lingua della voluta nella Pompa 1 e la cassa nella Pompa 2) che, al variare del fluido, risentono di shear rate maggiori nel caso di un fluido caratterizzato da valori di  $n$  inferiori e valori minori di shear rate con un fluido caratterizzato da valori di  $n$  maggiori.

**Tabella 5.7 Confronto shear rate medio [ $s^{-1}$ ] con il fluido K10N0.75 sui volumi e superfici al BEP di ciascuna pompa**

Pompa	volumi		superfici					
	Volume girante	Volume voluta	pala	disco	Impeller back plate	Bordo attacco	Bordo uscita	Blade tip
1	2072	516	4015	960	3729	4243	10107	13483
2	282	80	4591	2626	4713	12018	3788	25396

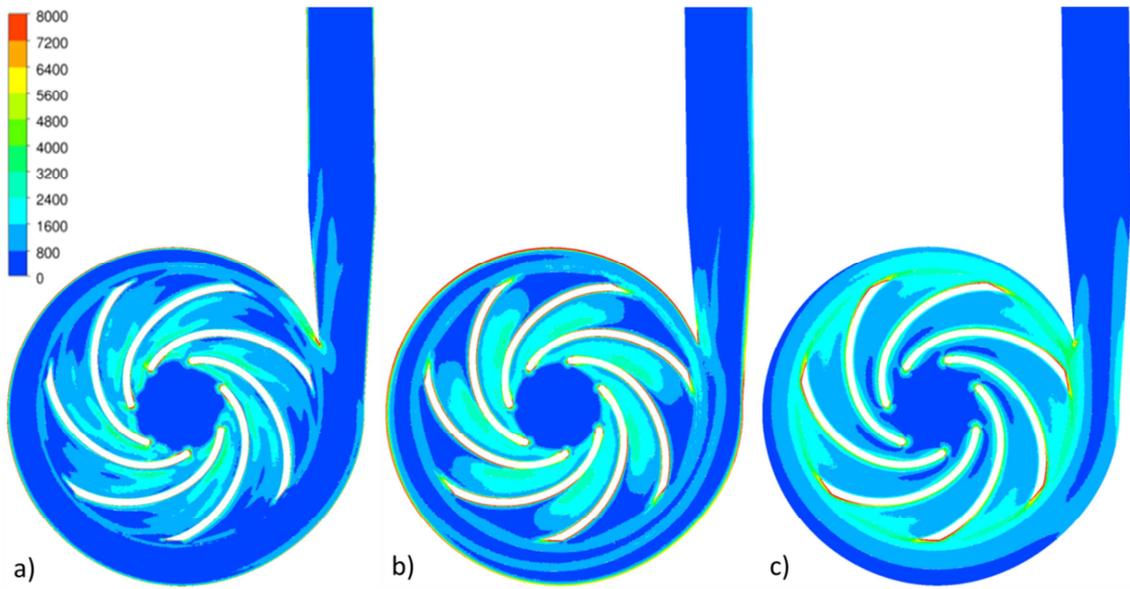


Figura 5.14 Shear rate [ $s^{-1}$ ] per la Pompa 1,  $3.5 \text{ m}^3/\text{h}$ , con a) K6N0.25, b) K6N0.5 e c) K6N0.75

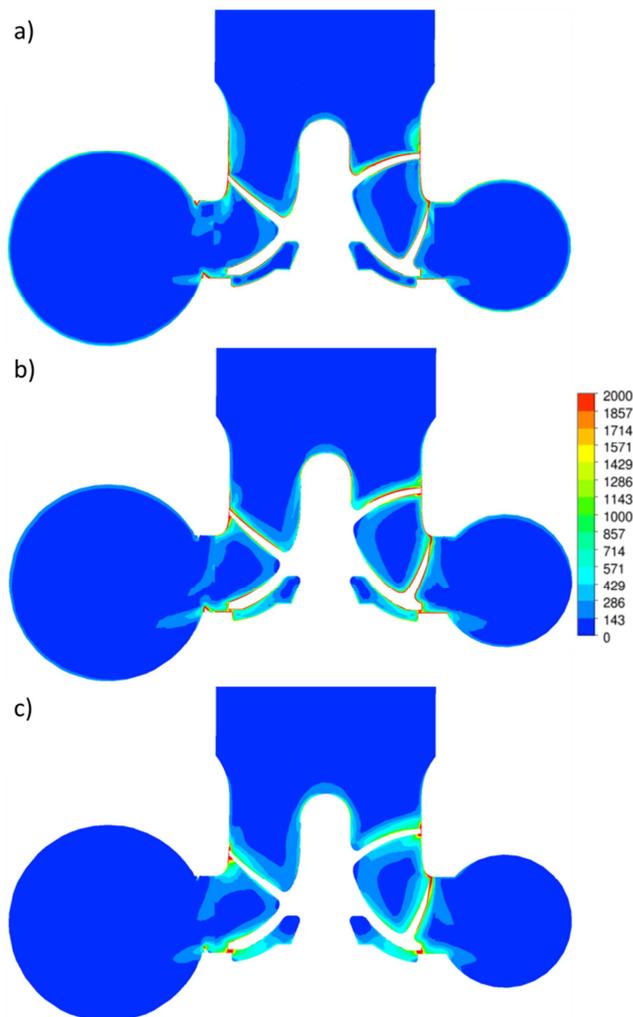


Figura 5.15 Shear rate [ $s^{-1}$ ] per la Pompa 2,  $4000 \text{ m}^3/\text{h}$ , con a) K100N0.25, b) K100N0.5 e c) K100N0.75

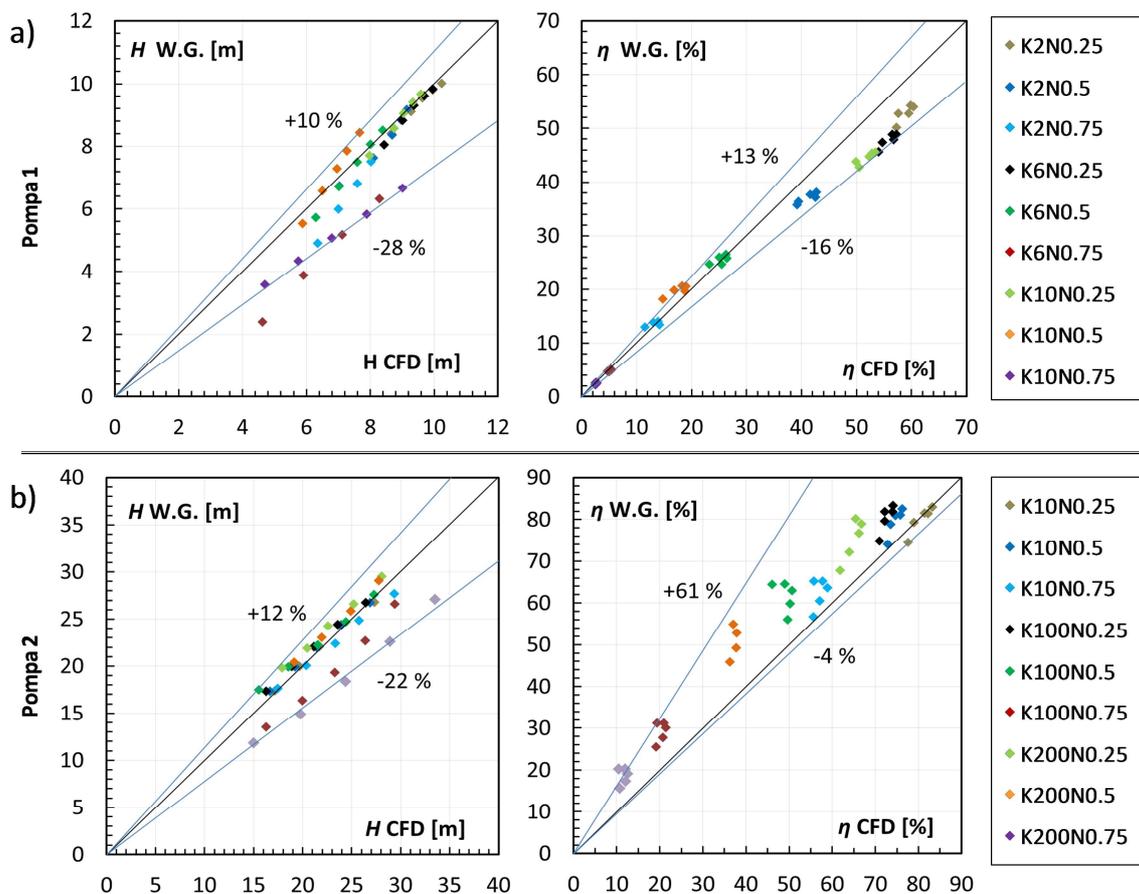
## 5.6 Stima delle prestazioni con fluidi non newtoniani applicando il metodo dell'Hydraulic Institute

In questa parte del lavoro i metodi analitici proposti da Walker e Goulas (1984) e da Pullum et al. (2007) sono stati applicati alle due Pompe utilizzando gli stessi fluidi riportati in Tabella 5.3. La viscosità stimata da questi metodi è stata usata nel metodo dell'Hydraulic Institute (ANSI/HI 9.6.7, 2004) per predire le prestazioni delle Pompe 1 e 2. In linea con la modalità di analisi riportata all'inizio di questo capitolo, le prestazioni ottenute con questi metodi sono state confrontate con le prestazioni ottenute attraverso l'analisi CFD, valutandone lo scostamento in termini percentuali.

### 5.6.1 Metodo di Walker e Goulas (1984)

La scelta del valore di shear rate per il quale è stata valutata la viscosità plastica è legata alle considerazioni riportate da Walker e Goulas (1984). Considerando lo scopo comparativo della presente analisi, il confronto è stato eseguito scegliendo il medesimo valore di  $1500 \text{ s}^{-1}$ .

In Figura 5.16 viene riportato il confronto tra i risultati CFD e i risultati ottenuti applicando



**Figura 5.16 Confronto tra i risultati numerici e quelli ottenuti applicando il metodo di Walker e Goulas (1984): a) Pompa 1 , b) Pompa 2**

il metodo di Walker e Goulas (1984). Per la Pompa 1, il 95 % dei valori di prevalenza predetti dal metodo di Walker e Goulas (1984) è compreso nel range [-28 %, 10 %] rispetto ai valori calcolati tramite CFD mentre per la Pompa 2 questo range assume i valori di [-22 %, 12 %].

Per la Pompa 1, il 95% dei valori di rendimento predetti dal metodo di Walker e Goulas (1984) è compreso nel range di [-16 %, 13 %] mentre per la Pompa 2 questo range assume i valori di [-4 %, 61 %]. Se le pompe lavorano con fluidi che causano un elevato decadimento di prestazione rispetto all'acqua, la differenza tra i risultati CFD e del metodo di Walker e Goulas (1984) è maggiore, specialmente per i fluidi K2N0.75, K6N0.75 and K10N0.75 per la pompa 1 e K100N0.75 e K200N0.75 per la pompa 2 (vedere Figura 5.11 per maggiori dettagli riguardo alle prestazioni).

### **5.6.2 Metodo di Pullum et al. (2007)**

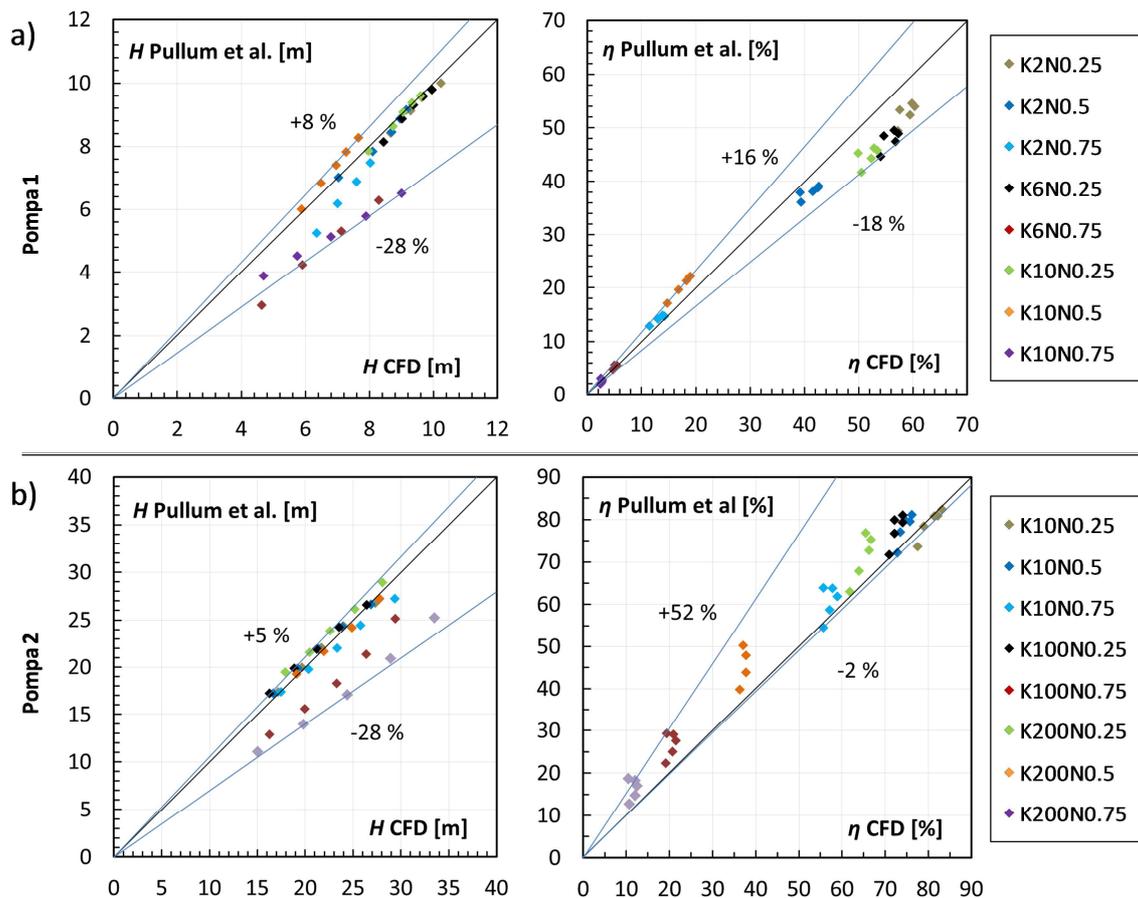
Il metodo di Pullum et al. (2007) è basato sulla dimensione caratteristica della pompa  $w$ . In questo lavoro  $w$  è stato ottenuto minimizzando lo scostamento tra i valori di prevalenza relativi a un determinato fluido ottenuti tramite CFD e i valori di prevalenza relativi a quel determinato fluido ottenuti applicando il metodo di Pullum et al. (2007).

Lo scostamento è stato minimizzato con un procedimento iterativo secondo il metodo dei minimi quadrati. In figura 5.17 viene riportato il confronto tra i risultati CFD e i risultati ottenuti applicando il metodo di Pullum et al. (2007). Per la Pompa 1 è stata usata una dimensione caratteristica uguale a 0.00652 m ( $w/D_{imp} = 6.8 \%$ ) determinata basandosi sui valori di prevalenza CFD relativi al fluido K6N0.5. Per la Pompa 2 è stata usata una dimensione caratteristica uguale a 0.0915 m ( $w/D_{imp} = 15 \%$ ) determinata basandosi sui valori di prevalenza CFD relativi al fluido K100N0.5. Per la Pompa 1, il 95 % dei valori di prevalenza predetti dal metodo di Pullum et al. (2007) è compreso nel range [-28 %, 8 %] rispetto ai valori calcolati tramite CFD mentre per la Pompa 2 questo range assume i valori di [-22 %, 5 %]. Per la Pompa 1, il 95 % dei valori di rendimento predetti dal metodo di Pullum et al. (2007) è compreso nel range di [-18 %, 16 %] mentre per la Pompa 2 questo range assume i valori di [-2 %, 52 %].

Se le pompe lavorano con fluidi che causano un elevato decadimento di prestazione rispetto all'acqua, la differenza tra i risultati CFD e del metodo di Pullum et al. (2007) è maggiore, specialmente per i fluidi K2N0.75, K6N0.75 e K10N0.75 per la Pompa 1 e K100N0.75 e K200N0.75 per la Pompa 2 (vedere Figura 5.11 per maggiori dettagli riguardo alle prestazioni).

### **5.6.3 Osservazioni e critiche ai metodi di Walker e Goulas (1984) e Pullum et al. (2007)**

In Tabella 5.8 sono riportati i valori degli scostamenti percentuali tra le prestazioni ottenute tramite CFD e le prestazioni ottenute applicando i metodi analitici. I due metodi



**Figura 5.17 Confronto tra i risultati numerici e quelli ottenuti applicando il metodo di Pullum et al. (2007): a) Pompa 1 , b) Pompa 2**

**Tabella 5.8 Scostamenti rispetto ai valori CFD ottenuti applicando gli approcci di Walker e Goulas e di Pullum et al.**

	Walker e Goulas (1984)	Pullum et al. (2007)
Prevalenza Pompa 1	[-28 %, 10 %]	[-28 %, 8 %]
Prevalenza Pompa 2	[-22 %, 12 %]	[-28 %, 5 %]
Rendimento Pompa 1	[-16 %, 13 %]	[-18 %, 16 %]
Rendimento Pompa 2	[-4 %, 61 %]	[-2 %, 52 %]

analitici forniscono circa le stesse variazioni percentuali rispetto alla CFD e sono maggiormente in accordo con i risultati CFD nel caso di fluidi che provocano un basso decadimento delle prestazioni rispetto all'acqua.

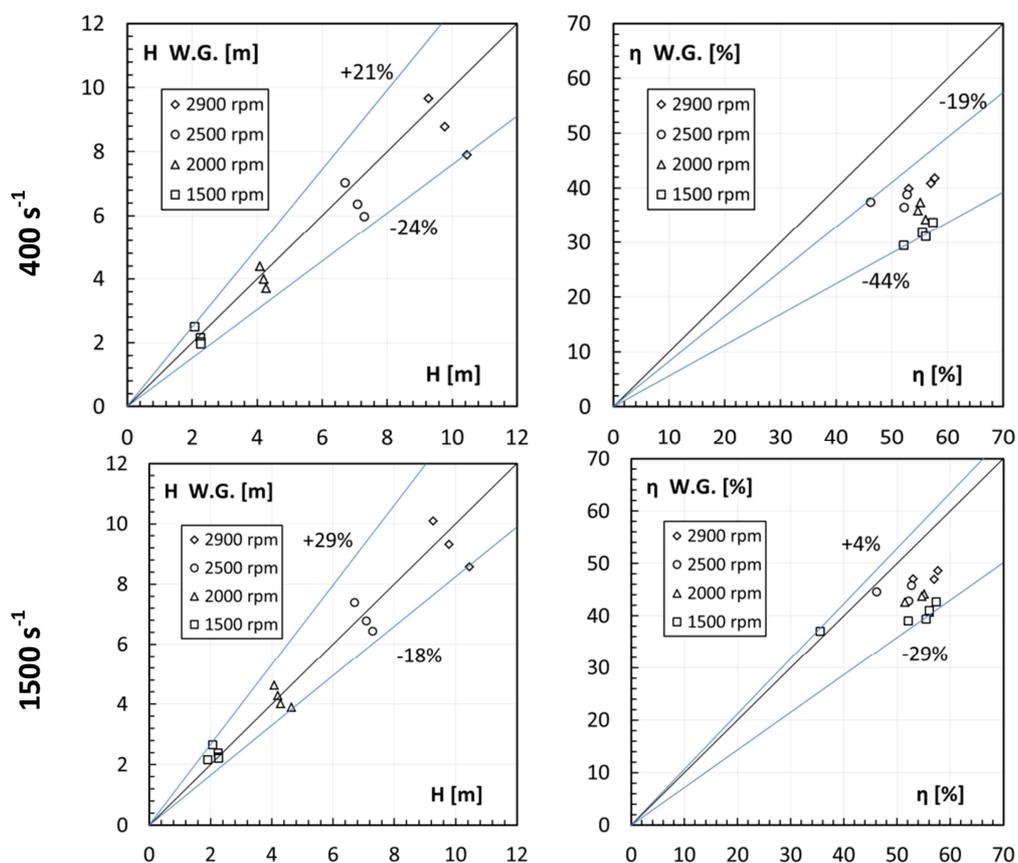
L'approccio di Walker e Goulas (1984) usa nel metodo dell'Hydraulic Institute la viscosità plastica, ottenuta al più elevato valore di shear rate testato durante la caratterizzazione reologica del fluido, senza tuttavia fornire una chiara motivazione di questa scelta. In questo approccio il fluido non newtoniano viene modellato come un fluido di Bingham e il valore rappresentativo di viscosità del fluido non newtoniano non considera l'eventuale presenza dello yield stress. Walker e Goulas (1984), assumendo  $1500 \text{ s}^{-1}$  come valore rappresentativo di shear rate per valutare la viscosità plastica, hanno ottenuti margini di errore del 5 %

rispetto ai valori misurati sperimentalmente, ma altri autori (Sery e Slatter, 2002 e Kalombo et al., 2014) hanno ottenuto margini di errore più elevati.

Nel presente lavoro la variazione ottenuta tra i risultati CFD e i valori predetti dal metodo di Walker e Goulas (1984) è maggiore del 5 %. Questo probabilmente è dovuto al fatto che il flusso dentro la pompa centrifuga è tridimensionale e lo shear rate cambia secondo la geometria della pompa, la portata, la velocità di rotazione e le caratteristiche reologiche del fluido. Per queste ragioni, il valore di shear rate al quale è riferita la viscosità plastica è da considerarsi come un valore rappresentativo, difficilmente generalizzabile e specifico per ogni caso studiato.

La Figura 5.18 riporta il confronto tra le prestazioni misurate sperimentalmente con un concentrazione di caolino del 35 % e le prestazioni stimate attraverso il metodo W.G. scegliendo la viscosità plastica in corrispondenza di uno shear rate di  $400 \text{ s}^{-1}$  e  $1500 \text{ s}^{-1}$ . Dal confronto si può notare come la previsione fornita dal metodo W.G. sia sensibile alla scelta del valore di shear rate. In particolare, utilizzando uno shear rate maggiore, ed essendo un fluido pseudoplastico, la viscosità plastica diminuisce determinando un calo di prestazione rispetto all'acqua inferiore rispetto a quello che si otterrebbe con una viscosità plastica maggiore valutata ad uno shear rate più basso.

L'approccio di Pullum et al. (2007) usa nel metodo dell'Hydraulic Institute la viscosità apparente. La viscosità apparente sembra essere maggiormente adatta da utilizzare rispetto



**Figura 5.18** Confronto tra i risultati ottenuti applicando il metodo di Walker e Goulas (1984) (W.G.) e sperimentali per il 35 % di concentrazione, scegliendo la viscosità plastica in corrispondenza di uno shear rate di  $400 \text{ s}^{-1}$  e  $1500 \text{ s}^{-1}$

alla viscosità plastica che non ha significato reologico per qualunque fluido, come riportato da Graham et al. (2009). Lo shear rate usato per valutare la viscosità apparente viene stimato tramite un procedimento in grado di tenere conto della dimensione caratteristica della pompa e che sfrutta la correlazione di Rabinowitsch-Mooney. Questa correlazione considera la variazione dello shear rate al variare della portata che attraversa la pompa e delle caratteristiche del fluido (attraverso la presenza dell'indice di flusso  $n$ ). Questo metodo appare maggiormente adatto rispetto al metodo di Walker e Goulas (1984) per valutare le differenti caratteristiche della pompe e dei fluidi, ma allo stesso tempo non considera l'influenza dell'indice di consistenza  $k$  che, allo stesso modo dell'esponente  $n$ , modifica le performance della pompa come riportato nel presente lavoro.

L'analisi fatta durante questo lavoro mostra che la dimensione caratteristica, e di conseguenza il diametro idraulico usato nell'equazione di Rabinowitsch-Mooney, dipende dal fluido considerato (Tabelle 5.9 e 5.10). Questo risultato è in contrasto con il metodo di Pullum et al. (2007) che usa lo stesso valore di  $w$  per ogni tipo di fluido. Per esempio, nel caso della Pompa 1, con il fluido K10N0.5,  $w$  è tre volte più grande che nel caso del fluido K6N0.75, e per la Pompa 2, con il fluido K10N0.25,  $w$  è dieci volte più grande che nel caso del fluido K200N0.75. Inoltre se si considerano i fluidi testati su entrambe le pompe (K10N0.25, K10N0.5 e K10N0.75) il rapporto  $w/D_{imp}$  assume valori diversi per le due pompe (come riportato nelle Tabelle 5.9 e 5.10), in accordo con quanto riportato da Kalombo et al. (2014) e da Furlan et al. (2014) e contrariamente a quanto riportato da Graham et al. (2009) secondo cui  $w/D_{imp} = 25\%$  rappresenta una relazione universale che potrebbe essere usata per ogni combinazione di pompa e fluido.

Di conseguenza, essendo funzione del diametro idraulico, il valore dello shear rate, e dunque della viscosità apparente, varia secondo le caratteristiche del fluido. Nel presente lavoro, la variazione tra i valori predetti dal metodo di Pullum et al. (2007) e i risultati CFD è più grande rispetto all'errore tra i valori predetti dal metodo di Pullum et al. (2007)

**Tabella 5.9 Pompa 1: dimensione caratteristica e diametro idraulico equivalente a seconda del fluido considerato**

	K2N0.25	K2N0.5	K2N0.75	K6N0.25	K6N0.5	K6N0.75	K10N0.25	K10N0.5	K10N0.75
$w$ [m]	0.00300	0.00590	0.00352	0.00484	0.00652	0.00285	0.00623	0.00750	0.00293
$D_h$ [m]	0.00594	0.01160	0.00696	0.00953	0.01280	0.00565	0.01220	0.01460	0.00580
$w/D_{imp}$ [%]	3.1	6.1	3.7	5.1	6.8	3.0	6.5	7.9	3.1

**Tabella 5.10 Pompa 2: dimensione caratteristica e diametro idraulico equivalente a seconda del fluido considerato**

	K10N0.25	K10N0.5	K10N0.75	K100N0.25	K100N0.5	K100N0.75	K200N0.25	K200N0.5	K200N0.75
$w$ [m]	0.2290	0.1460	0.0397	0.1460	0.0915	0.0267	0.1380	0.0842	0.0215
$D_h$ [m]	0.4090	0.2710	0.0778	0.2710	0.1750	0.0527	0.2580	0.1610	0.0425
$w/D_{imp}$ [%]	37.5	23.9	6.5	23.9	15.0	4.3	22.6	13.8	3.5

e i valori sperimentali riportati in letteratura (Pullum et al., 2007, Graham et al., 2009 e Kalombo et al., 2014) ed è probabilmente dovuta alla sensibile differenza di parametri reologici dei fluidi simulati che richiedono differenti valori di dimensione caratteristica della pompa per essere correttamente rappresentati.

### **5.7 Stima delle prestazioni con fluidi non newtoniani correlando HR e ER a $Re_p$**

In questo lavoro la viscosità plastica per calcolare  $Re_p$  è stata valutata per ciascun fluido e ciascuna pompa allo shear rate di  $1500 \text{ s}^{-1}$ , come suggerito da Walker e Goulas (1984). Calcolato  $Re_p$  sono stati poi ricavati i valori di HR e ER utilizzando le curve delle correlazioni  $Re_p$ -HR e  $Re_p$ -ER ottenute sperimentalmente da Walker e Goulas (1984) con la pompa Hazleton dotata di  $n_s=14$  e con la pompa Warman dotata di  $n_s=27$ . Successivamente HR e ER sono stati calcolati utilizzando i valori di prevalenza e rendimento dell'acqua e dei fluidi non newtoniani calcolati tramite CFD.

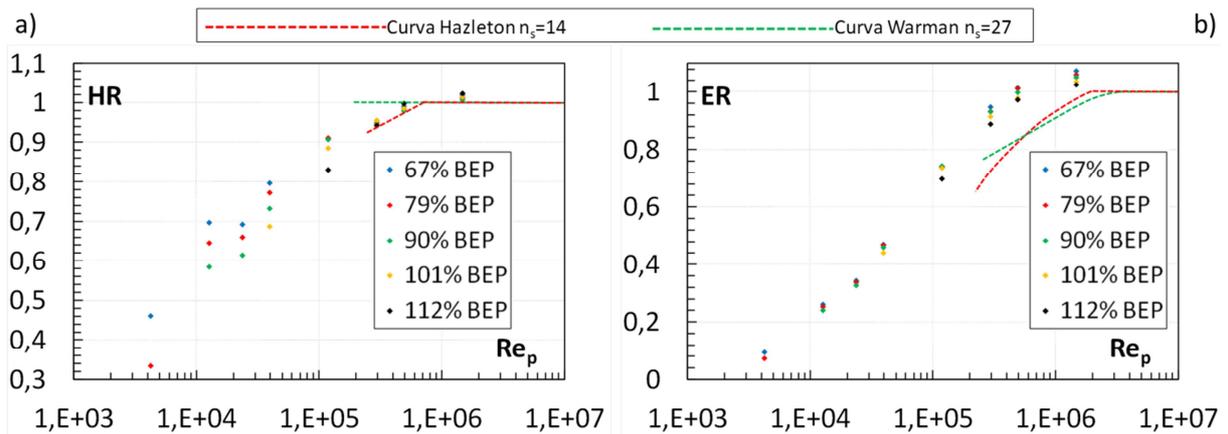
Per la Pompa 1 i valori di HR e ER sono stati valutati in corrispondenza delle portate di  $3 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $3.5 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $4 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $4.5 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  pari, rispettivamente, al 67 %, 79 %, 90 %, 101 % e 112 % della portata di BEP con l'acqua. Per la Pompa 2 i valori di HR e ER sono stati valutati in corrispondenza delle portate di  $3500 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $4000 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $4500 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $5000 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $5500 \text{ m}^3/\text{h}$  pari, rispettivamente, al 70 %, 80 %, 90 %, 100 % e 110 % della portata di BEP con l'acqua.

Nelle Figure 5.19 e 5.20 viene mostrato il confronto tra le correlazioni  $Re_p$ -HR e  $Re_p$ -ER ottenute da Walker e Goulas (1984) vicino al BEP sulle due pompe da loro testate e le correlazioni  $Re_p$ -HR e  $Re_p$ -ER ottenute sulle Pompe 1 e 2 usando i risultati CFD per il calcolo di HR e ER.

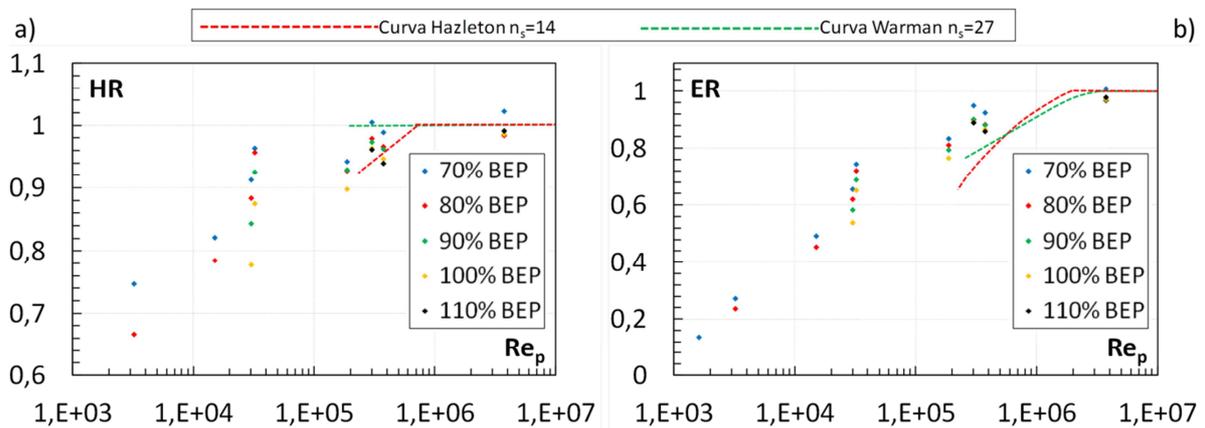
Nelle Figure 5.21 e 5.22 viene riportato il confronto, per entrambe le pompe, tra i valori di HR e ER calcolati tramite i risultati CFD e i valori di HR e ER che si ottengono dalle curve ricavate da Walker e Goulas (1984) per le pompe Hazleton ( $n_s=14$ ) e Warman ( $n_s=27$ ). Il confronto è stato eseguito solo per i fluidi il cui valore di  $Re_p$  rientra nel range di  $Re_p$  testato da Walker e Goulas (1984).

Per la Pompa 1, usando la curva relativa alla pompa Hazleton ( $n_s=14$ ), i valori di HR sono compresi nel range [-2 %, 0] rispetto ai valori calcolati tramite CFD, mentre per ER tale range assume i valori di [-24 %, -5 %]. Per la pompa 1, usando la curva relativa alla pompa Warman ( $n_s=27$ ), i valori di HR sono compresi nel range [-2 %, 6 %] rispetto ai valori calcolati tramite CFD, mentre per ER tale range assume i valori di [-17 %, -8 %].

Per la Pompa 2, usando la curva relativa alla pompa Hazleton ( $n_s=14$ ), i valori di HR sono compresi nel range [-6 %, 2 %] rispetto ai valori calcolati tramite CFD, mentre per ER tale range assume i valori di [-27 %, 3 %]. Per la Pompa 2, usando la curva relativa alla pompa Warman ( $n_s=27$ ), i valori di HR sono compresi nel range [-2 %, 11 %] rispetto ai valori calcolati tramite CFD, mentre per ER tale range assume i valori di [-17 %, 3 %].



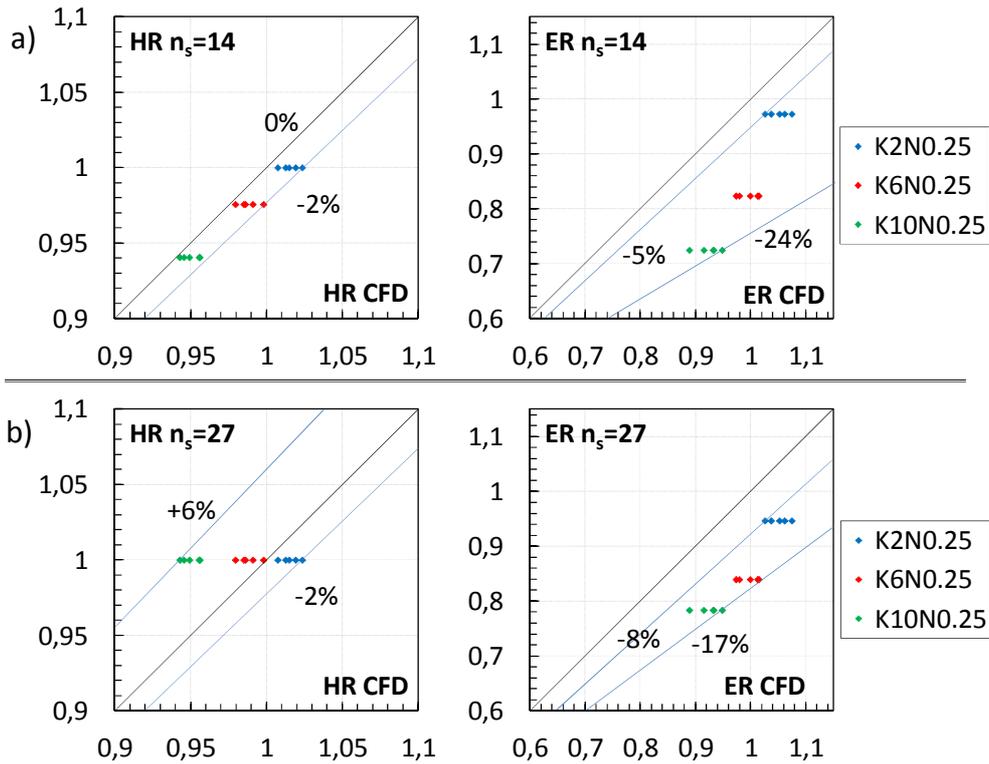
**Figura 5.19** Confronto tra le correlazioni ottenute sulla Pompa 1 con vari fluidi e diverse portate e le curve ottenute da Walker e Goulas (1984) con le pompe Hazleton e Warman: a)  $Re_p$ -HR, b)  $Re_p$ -ER



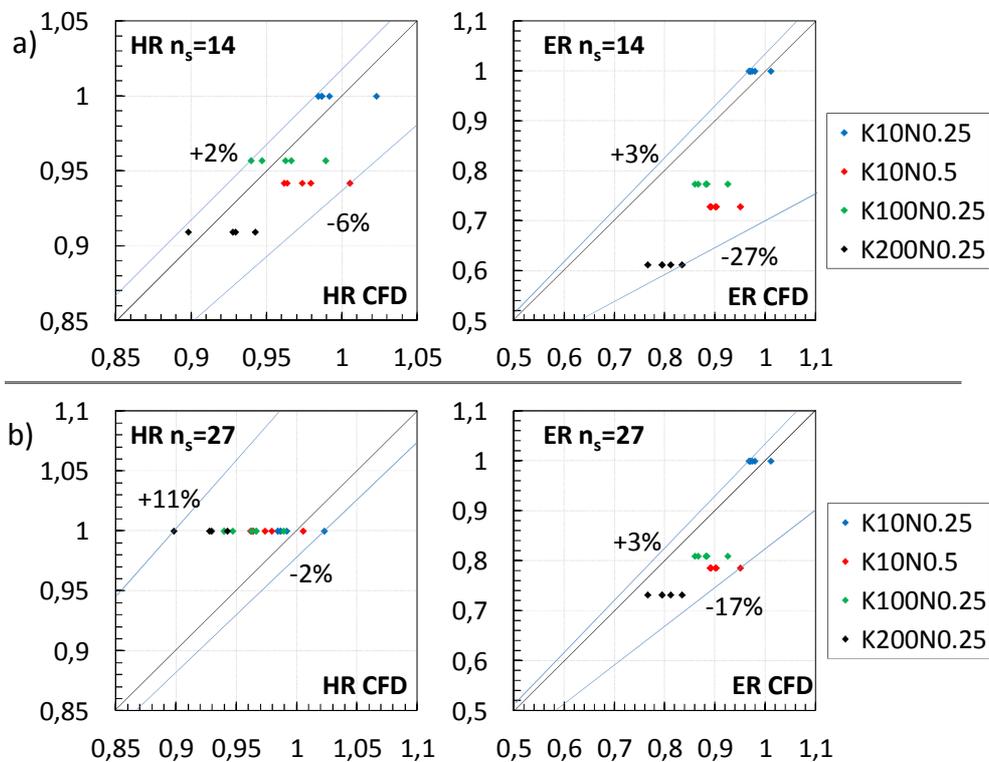
**Figura 5.20** Confronto tra le correlazioni ottenute sulla Pompa 2 con vari fluidi e diverse portate e le curve ottenute da Walker e Goulas (1984) con le pompe Hazleton e Warman: a)  $Re_p$ -HR, b)  $Re_p$ -ER

### 5.7.1 Osservazioni e critiche alla correlazione HR e ER a $Re_p$

In Tabella 5.11 sono riportati i valori degli scostamenti percentuali tra le prestazioni ottenute tramite CFD e le prestazioni ottenute con le curve ricavate da Walker e Goulas (1984). Sia per la Pompa 1 che per la Pompa 2, i valori predetti dalle curve di Walker e Goulas (1984) registrano degli scostamenti percentuali più bassi rispetto ai valori CFD nel caso di HR piuttosto che di ER (in accordo con quanto trovato sperimentalmente da Cooke, 2007). Per entrambe le pompe, utilizzando i valori di HR previsti dalla curva Hazleton  $n_s=14$  si ottiene uno scostamento minore dai valori di HR calcolati tramite CFD rispetto ai valori di HR previsti dalla curva Warman  $n_s=27$ . Al contrario, su entrambe le pompe, utilizzando i valori di ER previsti dalla curva Warman  $n_s=27$  si ottiene uno scostamento minore dai valori di ER



**Figura 5.21 Confronto sulla Pompa 1 tra i valori di HR e ER calcolati tramite CFD e calcolati tramite le curve ottenute da Walker e Goulas (1984): a) valori relativi alla Hazleton  $n_s=14$ , b) valori relativi alla Warman  $n_s=27$**



**Figura 5.22 Confronto sulla Pompa 2 tra i valori di HR e ER calcolati tramite CFD e calcolati tramite le curve ottenute da Walker e Goulas (1984): a) valori relativi alla Hazleton  $n_s=14$ , b) valori relativi alla Warman  $n_s=27$**

**Tabella 5.11 Riassunto dei margini di scostamento rispetto ai valori CFD utilizzando le curve ottenute da Walker e Goulas (1984)**

	Hazleton $n_s=14$	Warman $n_s=27$
HR Pompa 1	[-2%, 0%]	[-2%, 6%]
HR Pompa 2	[-6%, 2%]	[-2%, 11%]
ER Pompa 1	[-24%, -5%]	[-17%, -8%]
ER Pompa 2	[-27%, 3%]	[-17%, 3%]

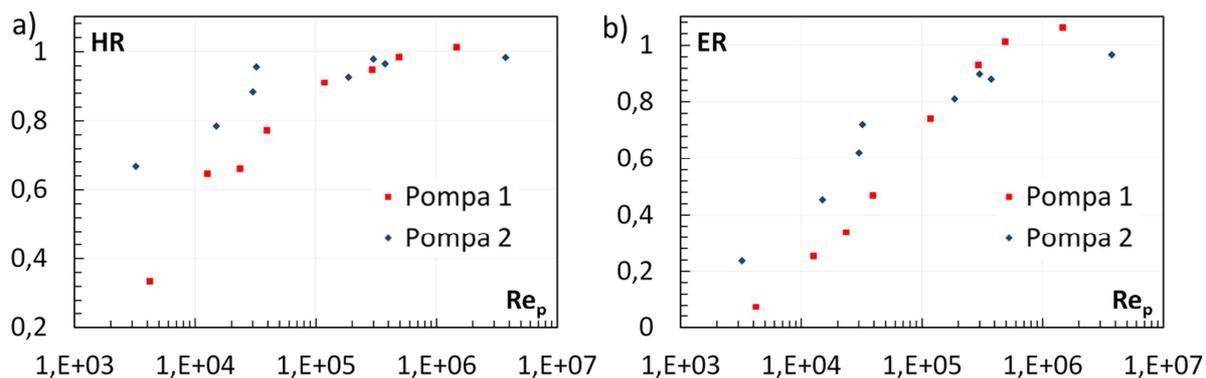
calcolati tramite CFD rispetto ai valori previsti dalla curva Hazleton  $n_s=14$ .

La definizione di  $Re_p$  usata da Walker e Goulas (1984) tiene in considerazione la velocità di rotazione della pompa e il diametro della pompa ma la scelta della viscosità da usare trascura alcuni aspetti. Secondo Walker e Goulas (1984) la scelta di usare vicino al BEP la viscosità plastica, ottenuta al più elevato valore di shear rate testato durante la caratterizzazione reologica del fluido, viene giustificata con il motivo che per alti valori di portata la turbolenza è elevata e dunque anche lo shear rate è elevato. Rimane comunque una definizione ambigua che può portare a decisioni diverse nella scelta dello shear rate da usare, e quindi a diversi valori di  $Re_p$ , prestandosi ad ulteriori critiche. Il flusso dentro la pompa centrifuga è tridimensionale e lo shear rate cambia secondo la geometria della pompa, la portata, la velocità di rotazione e le caratteristiche reologiche del fluido, come evidenziato dai risultati riportati nelle Tabelle 5.4 – 5.7 ed è in contrasto con la scelta di Walker e Goulas (1984) di usare sempre lo stesso valore di shear rate.

Dalle Figure 5.19 e 5.20 emerge che per le Pompe 1 e 2 il trend delle correlazioni  $Re_p$ -HR e  $Re_p$ -ER dipende dalla scelta della portata a cui è riferito il calcolo di HR e ER in quanto all'aumentare della portata espressa rispetto al BEP con l'acqua HR e ER diminuiscono. Di conseguenza anche i valori limite di  $Re_p$  al di sopra dei quali non si hanno diminuzioni di prevalenza e rendimento risultano dipendere dalla portata considerata. Se i valori di HR e ER vengono calcolati riferendosi alla stessa portata per tutti i fluidi, le correlazioni  $Re_p$ -HR e  $Re_p$ -ER individuano un trend maggiormente riconoscibile, come mostrato in Figura 5.23 dove HR e ER sono stati valutati sulla Pompa 1 al 79 % del BEP con l'acqua, mentre sulla Pompa 2 al 80 % del BEP con l'acqua. Sempre dalla Figura 5.23 si osserva che a pari  $Re_p$  sulla Pompa 2 si hanno diminuzioni di prevalenza inferiori rispetto alla Pompa 1, e inoltre, sempre a pari  $Re_p$ , sulla Pompa 2 si hanno diminuzioni di rendimento inferiori rispetto alla Pompa 1 solo al di sotto di un certo  $Re_p$ , stimato pari a circa  $10^5$ .

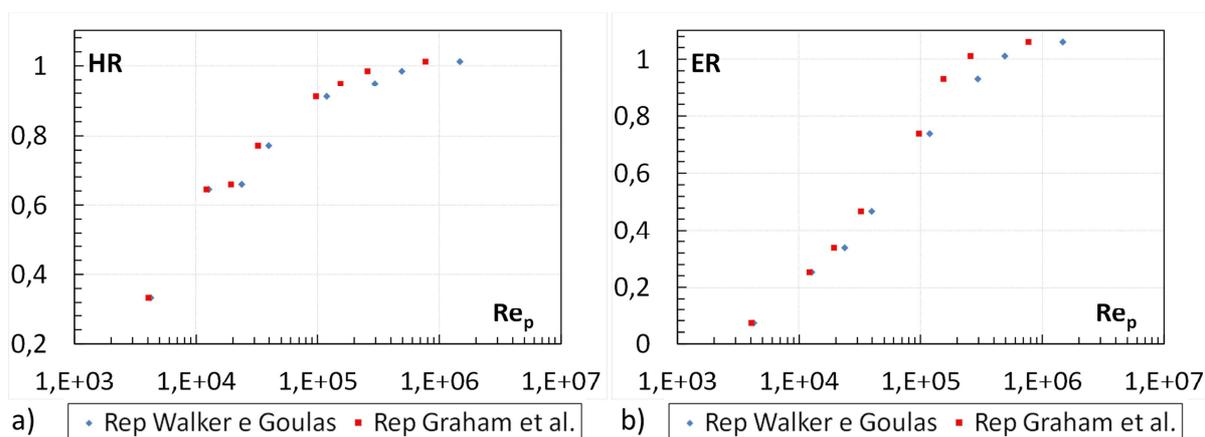
Dai risultati ottenuti in questo lavoro emerge quindi che  $Re_p$  può essere correlato alla riduzione di prevalenza e di rendimento subita dalla pompa con i fluidi non newtoniani ma che l'andamento seguito dal trend della correlazione dipende dalla pompa considerata e dalla portata usata per il calcolo di HR e ER. Rimane comunque la necessità in futuro di testare tali correlazioni su un numero maggiore di pompe e anche per portate molto diverse dal BEP.

Graham et al. (2009) hanno proposto un modo alternativo rispetto a Walker and Goulas (1984) per il calcolo di  $Re_p$  vicino al BEP che prevede di usare la viscosità apparente allo

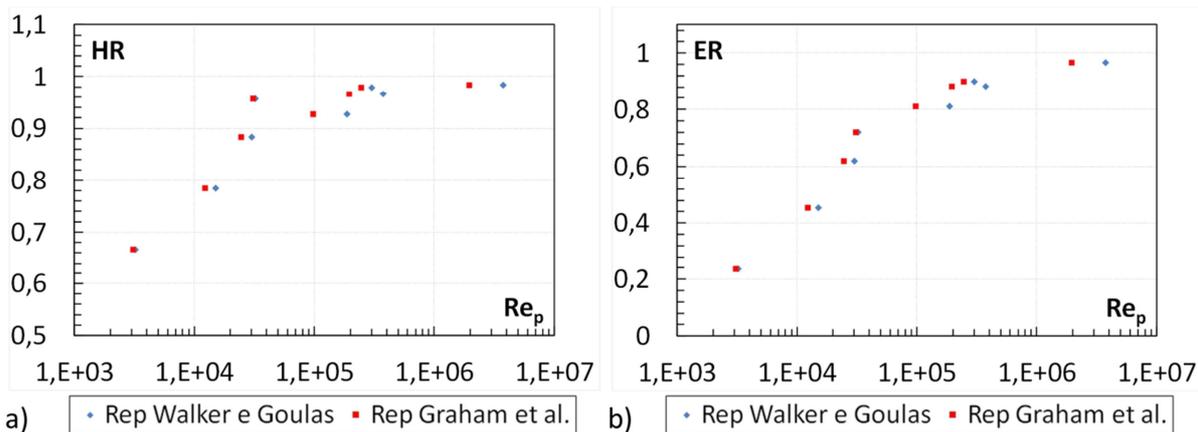


**Figura 5.23 Confronto tra le due pompe valutando HR e ER al 79 % del BEP sulla Pompa 1 e al 80 % del BEP sulla Pompa 2: a)  $Re_p$ -HR, b)  $Re_p$ -ER**

shear rate di  $4000 \text{ s}^{-1}$  motivandolo con il fatto che l'uso della viscosità apparente ha un significato fisico ed è di applicazione universale mentre la viscosità plastica è un parametro dei fluidi di Bingham che non ha un significato reologico indipendente di per sé. Anche per il metodo proposto da Graham et al. (2009) valgono comunque le stesse critiche fatte nei confronti del metodo di Walker e Goulas (1984). Nelle Figure 5.24 e 5.25 viene riportato il confronto tra le correlazioni  $Re_p$ -HR e  $Re_p$ -ER vicino al BEP ottenute usando per il calcolo di  $Re_p$  la viscosità plastica valutata a  $1500 \text{ s}^{-1}$ , come proposto da Walker e Goulas (1984), e la viscosità apparente valutata a  $4000 \text{ s}^{-1}$ , come proposto da Graham et al. (2009). I valori di HR e ER sono stati calcolati al 79 % del BEP sulla Pompa 1 e al 80 % del BEP sulla Pompa 2. I trend delle correlazioni sono diversi a seconda della viscosità usata per il calcolo di  $Re_p$ : utilizzando la viscosità apparente si è ottenuto per entrambe le pompe un valore di  $Re_p$  inferiore rispetto all'uso della viscosità plastica, specialmente con i fluidi che determinano un moderato calo di prestazioni rispetto all'acqua.



**Figura 5.24 Confronto sulla Pompa 1 tra la correlazione ottenuta usando  $Re_p$  definito da Walker e Goulas (1984) e usando  $Re_p$  definito da Graham et al. (2009): a)  $Re_p$ -HR, b)  $Re_p$ -ER**



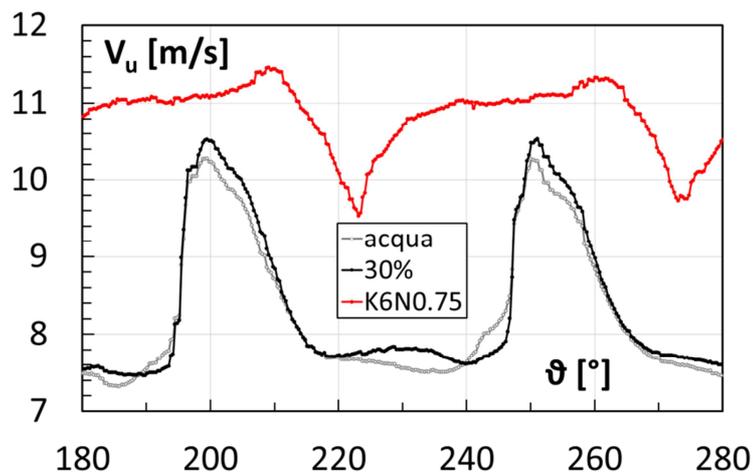
**Figura 5.25 Confronto sulla Pompa 2 tra la correlazione ottenuta usando  $Re_p$  definito da Walker e Goulas (1984) e usando  $Re_p$  definito da Graham et al. (2009): a)  $Re_p$ -HR, b)  $Re_p$ -ER**

## 5.6 Analisi fluidodinamica

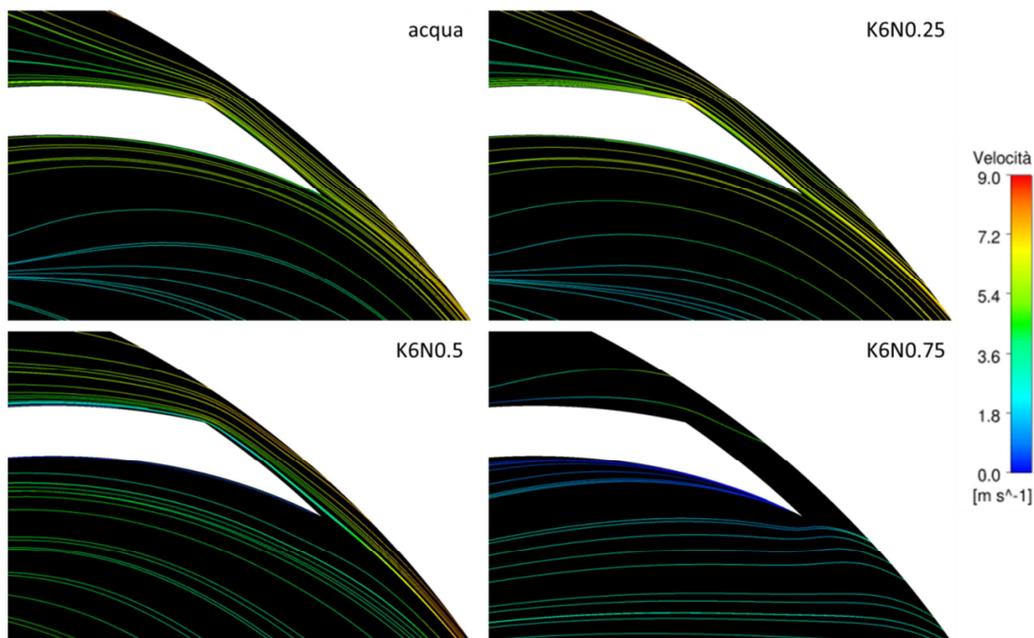
Utilizzando le analisi numeriche, è possibile conoscere quali variazioni intervengono all'interno della macchina in funzione della reologia del fluido elaborato. Analogamente con quanto eseguito nel capitolo precedente, si riporteranno le principali variazioni del campo di moto che intervengono a causa della diversa reologia del fluido elaborato dalla macchina.

La Figura 5.26 riporta gli andamenti della componente tangenziale della velocità assoluta all'uscita della girante, secondo la coordinata angolare  $\vartheta$ . La Figura 5.26 mostra il confronto tra i risultati ottenuti per il funzionamento della Pompa 1 con (i) acqua, fluido non newtoniano ottenuto con il 30 % di polvere di caolino e (iii) il fluido non newtoniano K6N0.75. Per eseguire un confronto dettagliato, in tutti e tre i casi la portata elaborata dalla pompa è pari a  $3.47 \text{ m}^3/\text{h}$ . Come si può notare, anche il fluido K6N0.75 (così come il caolino) determina una variazione della componente tangenziale della velocità che risulta essere più elevata sia in corrispondenza del centro del canale sia dove si ha la scia delle pale. In questo caso la variazione è considerevole e coinvolge non solo il valore assoluto della velocità ma anche la distribuzione in funzione della coordinata tangenziale  $\vartheta$ . Si può infatti notare come l'effetto della scia della pala sia molto ridotto e si sia spostato a coordinate maggiori. Al contrario di quanto avveniva per le prestazioni della pompa ottenute con la concentrazione di caolino del 30 %, le prestazioni ottenute con il fluido K6N0.75 non mostrano l'effetto del sudden rising head (si veda Figura 5.11), a causa delle elevate perdite che si verificano nella voluta che sia attestano, per questo specifico caso, a  $108596 \text{ Pa}$ . In questo caso, le maggiori perdite dovute alla voluta non sono compensate dalla diversa componente tangenziale della velocità assoluta all'uscita della girante. L'effetto fluidodinamico del fluido non newtoniano all'uscita della voluta è riportato anche in Figura 5.27, nella quale, le linee di flusso mostrano come al variare del caso, quindi al variare della reologia del fluido, il campo di moto all'interno della macchina si modifichi.

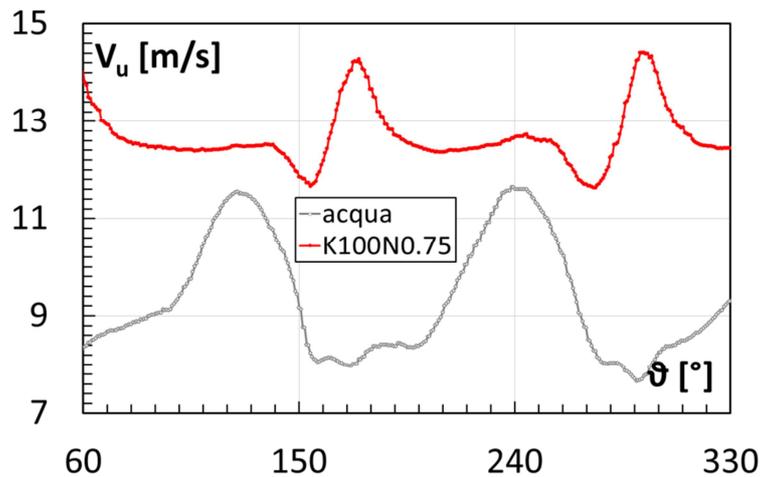
La stessa medesima analisi è possibile eseguirla per la Pompa 2. La Figura 5.28 mostra il confronto tra i risultati ottenuti per il funzionamento della Pompa 2 con acqua e con il fluido non newtoniano K100N075. Anche in questo caso, la diversa reologia del fluido non newtoniano modifica il campo di moto all'uscita della girante e come visto in precedenza, la girante riesce a fornire più energia al fluido. Allo stesso modo, la scia delle pale risulta essere ridotta e spostata a coordinate angolari maggiori. Tuttavia, anche per questa condizione, le perdite in voluta determinano il calo globale delle prestazioni della macchina (si veda Figura 5.11). L'effetto fluidodinamico del fluido non newtoniano all'uscita della voluta è riportato anche in Figura 5.29, nella quale, le linee di flusso mostrano come al variare del caso, quindi al variare della reologia del fluido, il campo di moto all'interno della macchina si modifichi.



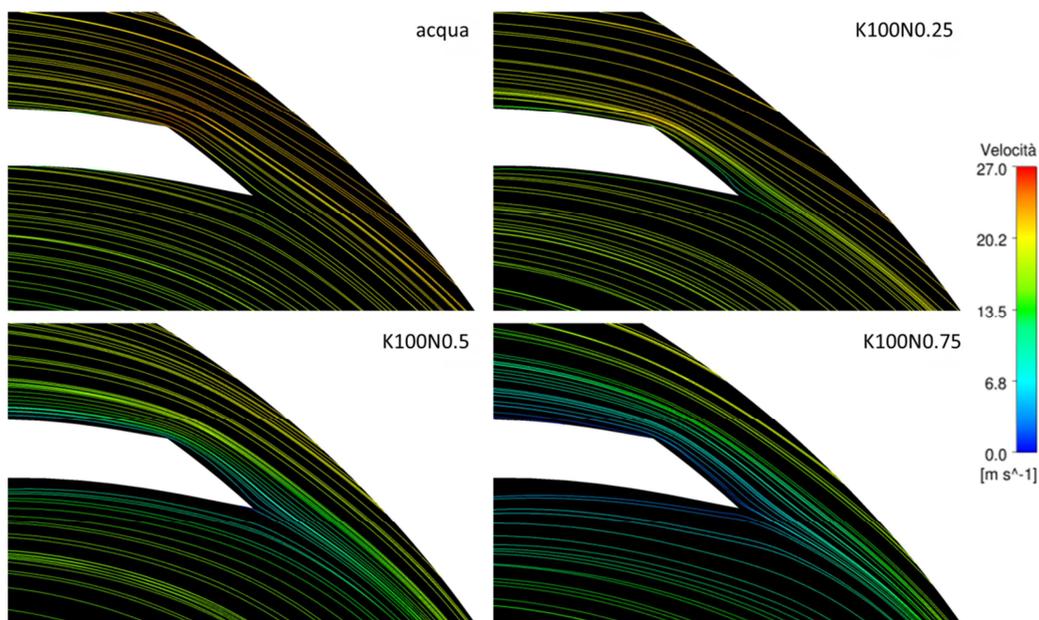
**Figura 5.26** Variazione della componente di velocità periferica all'uscita della girante della Pompa 1 nel caso di funzionamento con acqua, con una concentrazione di caolino del 30 % e con il fluido K6N0.75



**Figura 5.27** Linee di flusso in uscita dalla girante della Pompa 1 per il funzionamento con acqua, K6N0.25, K6N0.5 e K6N0.75



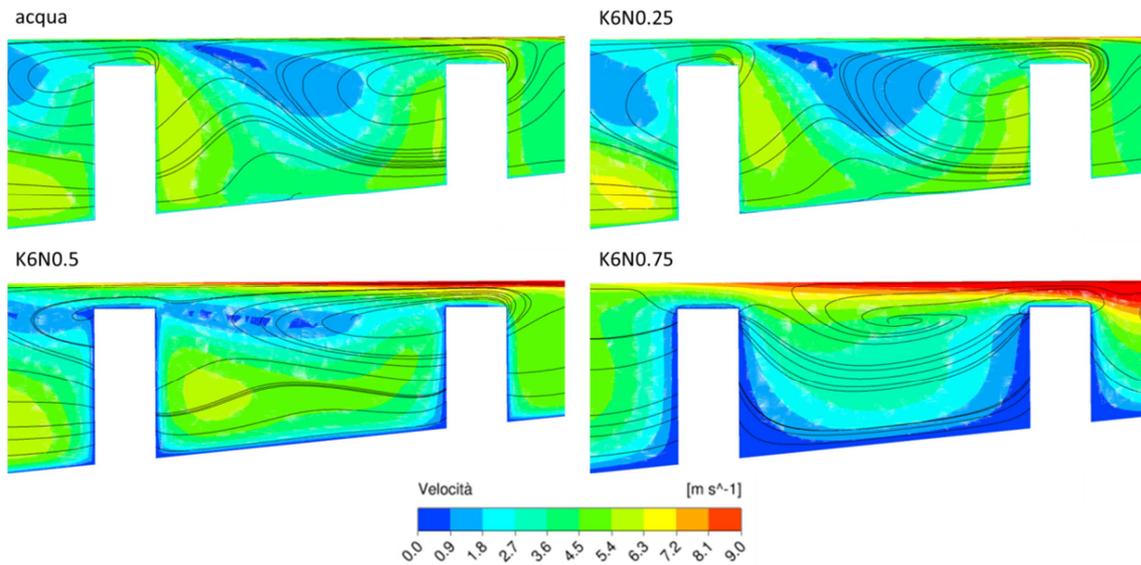
**Figura 5.28** Variazione della componente di velocità periferica all'uscita della girante della Pompa 2 nel caso di funzionamento con acqua e con il fluido K100N.075



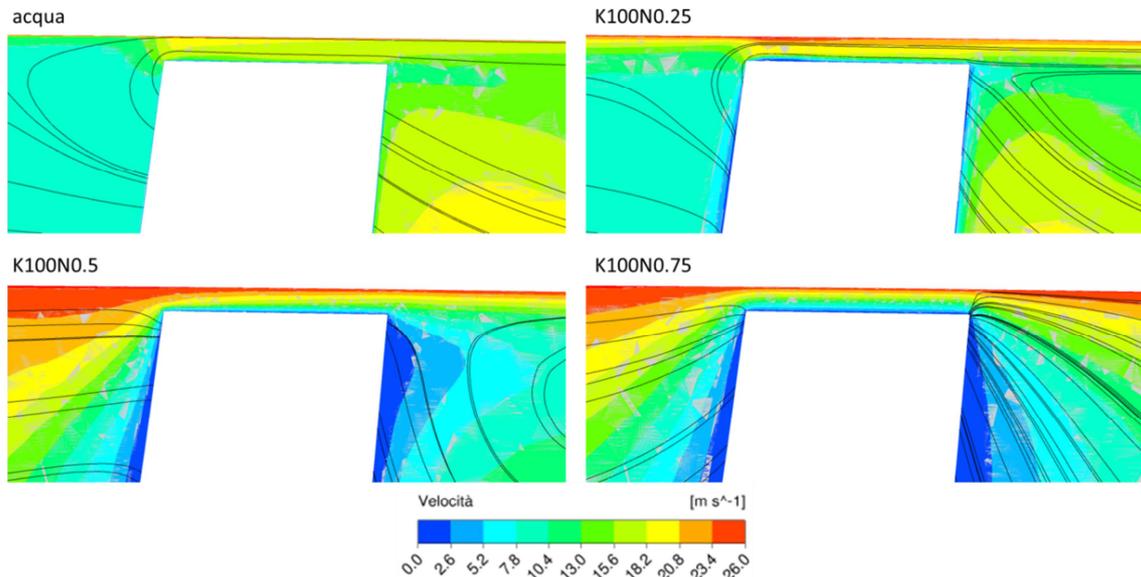
**Figura 5.29** Linee di flusso in uscita dalla girante della Pompa 2 per il funzionamento con acqua, K100N0.25, K100N0.5 e K100N0.75

Entrambe le pompe analizzate presentano una girante di tipo semi-aperta. Anche se le due macchine hanno velocità specifiche notevolmente diverse, è possibile trovare delle analogie fluidodinamiche dovute all'azione della diversa reologia dei fluidi testati. Le Figure 5.30 e 5.31 riportano il campo di moto che si genera in corrispondenza dell'apice della pala nel caso di funzionamento con acqua e con diversi fluidi non newtoniani per la Pompa 1 (K6N0.25, K6N0.5 e K6N0.75) e per la Pompa 2 (K100N0.25, K100N0.5 e K100N0.75) rispettivamente. Come detto in precedenza, il campo di moto in questa specifica zona è caratterizzato dai vortici di estremità che modificano le prestazioni sia in termini di prevalenza sia in termini di rendimento volumetrico della macchina. Dalle immagini riportate si può notare come, variando il fluido elaborato dalla pompa, i flussi di estremità si modificano, determinando allo stesso tempo differenti campi di moto all'interno del canale interpaleare. In particolare, è

evidente l'aumento dello strato limite in corrispondenza dell'apice della pala che determina una diminuzione dell'area di passaggio ai flussi di estremità. Questa diminuzione di area determina un aumento localizzato della velocità del flusso ma allo stesso tempo determina la diminuzione dell'intensità dei vortici.



**Figura 5.30 Pompa 1: campo di moto in corrispondenza dell'apice della pala, per il funzionamento con acqua e tre fluidi non newtoniani (K6N0.25, K6N0.5 e K6N0.75)**



**Figura 5.31 Pompa 2: campo di moto in corrispondenza dell'apice della pala, per il funzionamento con acqua e tre fluidi non newtoniani (K100N0.25, K100N0.5 e K100N0.75)**

# SPIN-OFF

*L'obiettivo di questo lavoro è analizzare in dettaglio, attraverso prove sperimentali e simulazioni numeriche, la variazione delle prestazioni che subiscono le pompe centrifughe operanti con fluidi non newtoniani gettando le basi per lo sviluppo di nuove metodologie di progettazione di queste macchine.*

Dalle evidenze sperimentali riportate in questo lavoro di Tesi e dalle dettagliate analisi numeriche fluidodinamiche eseguite su due macchine centrifughe caratterizzate da due diverse velocità specifiche è possibile evidenziare quali aspetti rendono critica la progettazione di macchine centrifughe operanti con fluidi non newtoniani. In questo campo, lo stato dell'arte è rappresentato dall'applicazione di metodi analitici con i quali è possibile eseguire solamente una correzione delle prestazioni della macchina stimate durante la fase di progetto eseguita considerando acqua come fluido elaborato.

Le evidenze riportate in questo lavoro dimostrano come la variazione delle prestazioni della macchina sia un fenomeno complesso che deve essere necessariamente preso in considerazione durante la fase di progettazione. Ad esempio l'evidente aumento di coppia assorbita all'albero non è direttamente collegabile ad una calo del rendimento della macchina ma, anzi, in alcuni casi, a causa del fenomeno del "sudden rising head" tipico del funzionamento di pompe operanti con fluidi a viscosità elevata ed osservato durante le analisi svolte, il rendimento può essere anche maggiore. Di contro, l'aumento di coppia assorbita potrebbe determinare degli stress aggiuntivi sui supporti e sull'albero motore i quali potrebbero richiedere una riprogettazione per sopperire alle tensioni aggiuntive (questi aspetti potrebbero anche coinvolgere direttamente il design fluidodinamico riguardando ad esempio l'ingombro del mozzo o dei sistemi di fissaggio)

Le prestazioni della macchina sono direttamente legate alla reologia del fluido elaborato e non basta osservare la pompa dall'esterno, da punto di vista operativo, ma è necessario analizzare i fenomeni fluidodinamici che si sviluppano all'interno. Ad esempio particolari costruttivi come i gap tra la girante e la voluta e le zone passive (come possono essere le regioni di fluido posizionate tra il disco della girante e la voluta) possono essere soggetti a fenomeni fluidodinamici molto diversi al variare della reologia del fluido. Si è riportato inoltre come la presenza del fluido non newtoniano i) modifichi i flussi di trafileamento, che possono portare anche ad un aumento del rendimento volumetrico della macchina, ii) comporti andamenti di prestazioni al variare della portata completamente diversi tra girante

e voluta e iii) modifichi le strutture che si generano all'uscita della girante come la variazione dell'intensità della scia e della sua posizione.

Solamente attraverso un approccio numerico, capace di restituire in modo dettagliato, grandezze quali shear stress in corrispondenza delle pareti, moti turbolenti e zone di ricircolo all'interno della macchina, è possibile stabilire come un fluido non newtoniano si comporti ed influenzi il funzionamento di una macchina centrifuga. Attraverso analisi di questo tipo, è possibile stabilire quali siano i legami tra prestazioni e reologia del fluido, portando alla definizione di metodi di progettazione, non solamente basati sul calcolo della modifica delle prestazioni a posteriori, ma aventi come scopo quello di proporzionare la macchina capace di far fronte allo specifico comportamento reologico del fluido che si troverà ad elaborare.

# CONCLUSIONI

Questi Tesi riporta un'estensiva analisi relativa agli effetti fluidodinamici coinvolti nel funzionamento di pompe centrifughe elaboranti fluidi non newtoniani. Le prestazioni di una pompa centrifuga si modificano al variare della reologia del fluido di lavoro ma tuttavia, le attuali metodologie di progettazione, non prevedono alcun modello per valutarne a priori gli effetti. In letteratura sono presenti dei metodi analitici, basati su evidenze sperimentali, che consentono solamente di stimare a posteriori il calo delle prestazioni subite dalla macchina nel caso in cui si trovi ad elaborare un fluido diverso, in questo caso, non newtoniano, da quello per la quale è stata progettata, cioè acqua.

Attraverso un'analisi sperimentale e numerica realizzata su una pompa centrifuga dotata di una girante semi-aperta è stato possibile evidenziare la variazione delle prestazioni causate da tre diversi fluidi non newtoniani ottenuti attraverso tre diverse concentrazioni di caolino disciolto in acqua. I risultati sperimentali hanno evidenziato effetti quali il sudden rising head e la modifica della coppia e del rendimento della macchina in funzione della concentrazione di caolino e della velocità di rotazione. La stessa macchina risente in modo diverso della diversa reologia di diversi fluidi non newtoniani al variare della sua velocità di rotazione.

Le misure sperimentali hanno permesso di validare il modello numerico tridimensionale della macchina, in grado di fornire le prestazioni della stessa ma allo stesso tempo tutte le informazioni relative al campo di moto che si sviluppa al suo interno ed in particolare delle sue variazioni legate alle caratteristiche reologiche del fluido. In questo modo, applicando i metodi di stima presenti in letteratura, è stato possibile valutare come la previsione delle prestazioni sia affetta dai fenomeni fluidodinamici che avvengono all'interno della pompa, i quali si modificano in funzione della reologia del fluido.

L'analisi e il confronto tra le prestazioni ottenute dai metodi di stima e quelle ottenute attraverso il modello numerico validato sono stati realizzati per due diverse pompe, caratterizzate da due diverse velocità specifiche elaboranti numerosi fluidi non newtoniani. L'analisi ha permesso di evidenziare quali punti critici caratterizzano i metodi di stima presenti in letteratura, rappresentando un primo passo per una futura definizione di nuovi metodi utili, in fase di progettazione, per creare macchine adatte ad elaborare uno specifico fluido non newtoniani, identificato da determinate caratteristiche reologiche.

Caratteristiche progettuali relative alla fluidodinamica della macchina (quali ad esempio sezioni di passaggio, angoli, ecc.) e relative alla struttura della macchina (quali ad esempio la

dimensione degli alberi, i supporti, ecc) devono necessariamente essere determinate a priori e dipendere dalla reologia del fluido che la macchina si troverà ad elaborare.

# LISTA DEI SIMBOLI

$b_1$	altezza canale meridiano all'ingresso
$b_2$	altezza canale meridiano all'uscita
$C$	coppia [Nm]
$C_Q$	fattore di correzione della portata
$C_H$	fattore di correzione della prevalenza
$C_\eta$	fattore di correzione del rendimento
$D_h$	diametro idraulico equivalente [m]
$D_{imp}$	diametro della girante della pompa
$D_{gen\ turb}$	diametro generatore di turbolenza
ER	efficiency ratio
$F_A$	spinta assiale [N]
H	prevalenza pompa [m]
$H_{BEP-w}$	prevalenza pompa con acqua al BEP [m]
$H_{nn}$	prevalenza pompa con fluido non newtoniano
HR	head ratio
k	indice di consistenza [Pas <sup>n</sup> ]
$K_p$	costante
$K_S$	costante di proporzionalità
N	velocità di rotazione della pompa [rpm]
n	indice di flusso
$N_f$	axial flow number
$N_p$	power number
$N_{p\ gen\ turb}$	power number del generatore di turbolenza
$n_s$ :	velocità specifica [m <sup>3/4</sup> /s <sup>5/2</sup> ]
P	potenza [W]
$Q_{BEP-w}$	portata volumetrica con acqua al BEP [m <sup>3</sup> /h]
$Q_w$	portata volumetrica con acqua [m <sup>3</sup> /h]
Q	portata volumetrica [m <sup>3</sup> /s]
$R_a$	rugosità superficiale [μm]
Re	numero di Reynolds del miscelatore
$Re_{gen\ turb}$	numero di Reynolds del generatore di turbolenza
$Re_{gen}$	numero di Reynolds generalizzato del miscelatore (Sery et al., 2006)
$Re_g$	numero di Reynolds generalizzato del miscelatore (Bertrand et al., 1996)

$Re_n$	numero di Reynolds del miscelatore (Rieger e Novak, 1973)
$Re_p$	numero di Reynolds della pompa
$v$	velocità del fluido attraverso il condotto equivalente [m/s]
$V_u$	componente periferica della velocità assoluta
$\beta_2$	angolo di uscita delle pale [°]
$\dot{\gamma}$	shear rate [ $s^{-1}$ ]
$\dot{\gamma}_a$	shear rate medio vicino alla girante dei miscelatori
$\eta$	rendimento pompa
$\eta_{nn}$	rendimento pompa con fluido non newtoniano
$\vartheta$	coordinata tangenziale
$\mu$	viscosità dinamica [Pas]
$\mu_a$	viscosità apparente [Pas]
$\mu_p$	viscosità plastica [Pas]
$\mu_B$	viscosità plastica di un fluido di Bingham [Pas]
$\mu_0$	viscosità a taglio nullo [Pas]
$\mu_\infty$	viscosità a taglio infinito [Pas]
$\nu_{vis}$	viscosità cinematica del fluido newtoniano diverso dall'acqua [ $mm^2/s$ ]
$\rho$	densità del fluido [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	slip factor
$\tau$	shear stress [Pa]
$\tau_0$	yield stress [Pa]
$\omega$	velocità angolare della pompa [rad/s]

# BIBLIOGRAFIA

- Alemi H., Nourbakhsh S. A., Raisee M., Najafi A. F., (2015), *Development of new “multivolute casing” geometries for radial force reduction in centrifugal pumps*, Engineering Application of Computational Fluid Mechanics Vol 9, No1, pp. 1-11
- Allali A., Belbachir S., Lousdad A., Merahi L., (2015), *Numerical approach based design of centrifugal pump volute*, Mechanika, 2015, Volume 21 pp. 301-306.
- ANSI/HI 9.6.7, 2004, *Effects of Liquid Viscosity on Rotodynamic (Centrifugal and Vertical) Pump Performance*, Hydraulic Institute, Parsippany
- Barrio R., Fernandez J., Blanco E., Parrondo J., (2011), *Estimation of radial load in centrifugal pumps using computational fluid dynamics*, European Journal of Mechanics B/ Fluids Vol.30, pp. 316-324
- Belamry, T., Galpin, P., Braune, A., Cornelius, C., 2005, “CFD Analysis of a 15 Stage Axial Compressor Part II: Results”, ASME Paper GT2005-68262
- Bellary S. A. I., Samad A., (2016), *Pumping crude oil by centrifugal impeller having different blade angles and surface roughness*, J Petrol Explor Prod Technol 2016 6 pp. 117-127
- Bizhani M., Kuru E., (2015), *Modeling turbulent flow of non-newtonian fluids using generalized newtonian models*, Proceedings of the ASME 2015 34<sup>th</sup> International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, May 31-June 5, St. John’s, Newfoundland, Canada
- Blanco E., Barrio R., Fernández J., Parrondo J., González J., (2005), *Fluid-dynamic pulsations and radial forces in a centrifugal pump with different impeller diameters*, Proceedings of ASME FEDSM’05 5th International Symposium on Pumping Machinery June 19-23 2005, Houston, Texas, USA
- Brito-de la Fuente E., Choplin L., Tanguy P.A., (1997), *Mixing with helical ribbon impellers: effect of highly shear thinning behaviour and impeller geometry*, Trans IChemE, Vol 75, Part A, pp 45-52
- Brito-de la Fuente E., Leuliet J.C., Choplin L., Tanguy P.A., (1992), *On the effect of shear-thinning behaviour on mixing with a helical ribbon impeller*, AIChE Symposium series, Vol.88, No286, pp28-32
- Buratto C., Pinelli M., Spina P. R., Vaccari A., Verga C., (2015), *CFD Study on Special Duty Centrifugal Pumps Operating with Viscous and Non-Newtonian Fluids*, Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC11, March 23-27, 2015, Madrid, Spain

Calderbank P., MooYoung M., (1959), *The prediction of power consumption in the agitation of non-Newtonian fluids*, Transactions of the Institution of Chemical Engineers, 37, pp.26–32

Chhabra R.P., Richardson J.F., (1999), *Non-Newtonian Flow In The Process Industries*, First Edition, Butterworth-Heinemann, Great Britain

Chhabra R.P., (2010), *Non-Newtonian Fluids: An Introduction*, SERC School-cum-Symposium on Rheology of Complex Fluids, January 4-9, Indian Institute of Technology Madras, India.

Cooke R., (2007), *Thickened and Paste Tailings Pipeline Systems: Design Procedure –Part 2*, Proceedings Tenth International Seminar on Paste and Thickened Tailings (Paste 2007), Australia Centre for Geomechanics, Perth, Australia, April 2007

Cornelius, C., Biesinger, T., Galpin, P., Braune, A., 2014, “Experimental and Computational Analysis of a Multistage Axial Compressor Including Stall Prediction by Steady and Transient CFD Methods “, Journal of Turbomachinery, 136, p. 061013

Crawford J., van Sittert F., van der Walt M., (2012), *The performance of centrifugal pumps when pumping ultra-viscous paste slurries*, The Journal of The Southern African Institute of Mining and Metallurgy, Vol. 112, pp. 959-964

Denton, J. D., 1992, “The Calculation of Three-Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines”, Journal of Turbomachinery, 114(1), pp. 18–26

Denton, J. D., Singh, U. K., 1979, “Time Marching Methods for Turbomachinery Flow Calculations”, VKI Lecture Series 1979-7, von Karman Institute, Belgium

Furlan J., Visintainer R., Sellgren A., (2014), *Centrifugal pump performance when handling highly non-newtonian clays and tailings slurries*, BHR Group's 19th International Conference on Hydrotransport, Golden, Colorado, USA 24-26 September, 2014

Graham L. J. W., Pullum L., Slatter P., Sery G., Rudman M., (2009), *Centrifugal Pump Performance Calculation for Homogeneous Suspensions*, Can. J. Chem. Eng., 87, pp. 526–533

Kelly W., Gigas B., (2003), *Using CFD to predict the behaviour of power law fluids near axial-flow impellers operating in the transitional flow regime*, Chemical Engineering Science, Vol. 58 pp2141-2152

Gulich, J. F., (2014), *Centrifugal Pumps*, 3<sup>rd</sup> Edition, Springer-Verlag, Berlin, Germany

Kalombo J.J. N., Haldenwang R., Chhabra R.P., Fester V.G., (2014), *Centrifugal Pump Derating for Non-Newtonian Slurries*, Journal of Fluids Engineering, 136, p. 031302

Karassik I., Messina J., Cooper P., Heald C., (2008), *Pump Handbook*, Fourth Edition

Lazarkiewicz S., Troskolanski A., (1965), *Impeller Pumps*, Translated from Polish by D. K. Rutter, Pergamon Press

Li W. G., (2002), *Influence of the number of impeller blades on the performance of centrifugal oil pumps*, World Pump April 2002 pp. 32-35

Li W.G., (2011), *Effect of exit blade angle, viscosity and roughness in centrifugal pumps investigated by CFD computation*, Task Quarterly (2011) 15 No1 21-41

Metzner A. B., Otto R. E., (1957), *Agitation of Non-Newtonian Fluids*, A.I.Ch.E. Journal (1957), Vol 3, No1, pp3-10

Moreno C. L., Fuenmayor A., Nunez G., De Andrade J., Noguera R., Asuaje M., (2012), *Numerical Investigation of Viscous Flow in Three Centrifugal Pumps*, Proceedings of ASME 2012 Fluids Engineering Summer Meeting

Nishi Y., Fukutomi J., Fujiwara R., (2011), *Radial Thrust of Single-Blade Centrifugal Pump*, International Journal of Fluid Machinery and Systems Vol. 4 No. 4

Pullum L., Graham L., Wu J., (2011), *Centrifugal pump performance with non-newtonian slurries*, T&S 15th International Conference on transport and sedimentation of solid particles 6-9 September 2011, Wroclaw, Poland

Rieger F., Novak V., (1973), *Power consumption of agitators in highly viscous non-newtonian liquids*, Transactions of the Institution of Chemical Engineerings, 51, pp105-111

Shigemitsu T., Matsubara T., Sakaguchi M., Fukutomi J., (2016), *Influence of Back Shroud Shape on Performance and Internal Flow of Fluid Food Pump*, International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Hawaii, Honolulu April 10-15, 2016

Sery G., Kabamba B., Slatter P., (2006), *Paste Pumping with Centrifugal Pumps: Evaluation of the Hydraulic Institute Chart De-Rating Procedures*, Proceedings of the Ninth International Seminar on Past and Thickened Tailings 3-7 April 2006, Limerick Ireland. Australian Centre for Geomechanics, Perth, 2006. pp. 403-412

Sery G.A., Slatter P. T., (2002), *Centrifugal pump derating for non-Newtonian slurries*, Proc. Hydrotransport 15, BHR Group Limited, 2002, vol. II, pp.679–692

Singh J., Rudman M., Blackburn H.M., Chryss A., Pullum L., Graham L.J.W., (2016), *The importance of rheology characterization in predicting turbulent pipe flow of generalized Newtonian fluids*, Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics, Vol. 232, pp. 11-21

Shojaeefard M.H., Boyaghchi F. A., Ehghaghi M. B., (2006), *Experimental Study and Three-Dimensional Numerical Flow Simulation in a Centrifugal Pump when Handling Viscous Fluids*, IUST International Journal of Engineering Science, Vol 17, No. 3-4, 2006, pp. 53-60

Shojaeefard M. H., Salimian Rizi B., Khalkhali A., Tahani M., (2015), *A New Method to Calculate Centrifugal Pump Performance Parameters for Industrial Oils*, Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 8, No 4, pp. 673-681

Shojaeefard M. H., Tahani M., Ehghaghi M. B., Fallahian M. A., Beglari M., (2012), *Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid*, Computer & Fluids 60 pp. 61-70

Song, X., Wood, H. G., Day, S. W., Olsen, D. B., (2003), *Studies of Turbulence Models in a Computational Fluid Dynamics Model of a Blood Pump*, Proceedings of 10th Congress of the International Society of Rotary Blood Pumps, September 11-14, 2002, Osaka, Japan

Tanguy P., Brito-de La Fuente E., (1996), *A new investigation of the Metzner and Otto concept for anchor impellers*, Canadian Journal of Chemical Engineering, 74, pp.222–228

Walker C. I., Goulas A., (1984), *Performance Characteristics of Centrifugal Pumps When Handling Non-Newtonian Homogeneous Slurries*, Proc. Inst. Mech Eng., Part A, 198(A), pp. 41–49

Wu B., (2011), *CFD investigation of turbulence models for mechanical agitation of non-Newtonian fluids in anaerobic digesters*, Water Research Vol.45, pp. 2082-2094.

Wu D., Yuan S., Ren Y., Mu J., Yang Y., Liu J., (2016), *CFD Investigation of the Influence of Volute Geometrical Variations on Hydrodynamic Characteristics of Circulator Pump*, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 29 No. 2 pp. 315-324

Ye D. X., Li H., Zou C. H., Jiang B., (2015), *Characterization of the fluidization of medium consistency pulp suspensions in a centrifugal pump*, WIT Transactions on Engineering Sciences, 2015, vol 89

Zubанov, V. M., Shabliy, L. S., Krivcov, A. V., (2015), *Rotational Technique for Multistage Centrifugal Pump CFD-Modeling*, ASME Paper GT2015-42070

# LISTA DELLE PUBBLICAZIONI

Buratto, C., 2014, "A Numerical Study on Special Duties Centrifugal Pumps: Sensitivity Analysis of CFD Models for High Viscous and Non-Newtonian Fluids ", Poster Session at ASME Turbo Expo 2014, June 16-20; Düsseldorf, Germany

Buratto, C., Pinelli, M., Spina, P. R., Vaccari, A., Verga, C.; 2015, "CFD study on special duty centrifugal pumps operating with viscous and non-newtonian fluids", Proceedings of 11th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics, ETC11, March 23-27, 2015; Madrid, Spain

Buratto, C., Occari, M., Aldi, N., Casari, N., Pinelli, M., Spina, P. R., Suman, A., 2017, "Centrifugal Pumps Performance Estimation with Non-Newtonian Fluids: Review and Critical Analysis", Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics, ETC12, April 3-7, 2017; Stockholm, Sweden



# RINGRAZIAMENTI

Ringrazio i miei genitori per la loro disponibilità continua e instancabile.

Ringrazio mio fratello per essermi stato vicino sempre.

Ringrazio i miei colleghi Alessandro, Nicola e Claudio con i quali ho condiviso una bellissima esperienza sia professionale che personale negli anni spesi all'università e spero anche in futuro.

Ringrazio il Prof. Pinelli, per avermi insegnato il valore della comunicazione e della collaborazione con gli altri.

Un particolare ringraziamento ad Alessio: un esempio della figura professionale di Ingegnere, sia dal punto di vista dell'etica che della dedizione al lavoro.

Ringrazio infine la mia compagna Arina per avermi permesso di comprendere a pieno il valore della vita.



***Analisi Numerica e Sperimentale delle Prestazioni di Pompe  
Centrifughe per Fluidi Non-Newtoniani***

***Carlo Buratto***

