

**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA**

**SCUOLA POLITECNICA**

**DIME**

**Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica,  
Gestionale e dei Trasporti**



**TESI DI LAUREA  
IN  
INGEGNERIA MECCANICA**

**Misure d'attrito idrodinamico su superfici verniciate**

**Relatore:**

Chiar.<sup>mo</sup> Prof. Ing. Bottaro

**Correlatori:**

Chiar.<sup>mo</sup> Prof. Ing. Marco Capurro

Dott. Ing. Alberto Lagazzo

**Allievi:**

Hafid Kyoto Tinoco Giraldo

Matteo Menta

Luglio 2016

# Misure d'attrito idrodinamico su superfici verniciate

## Sommario

L'oggetto del nostro lavoro sono state le misurazioni d'attrito idrodinamico su alcuni rivestimenti impiegati per scopi navali. Questo elaborato di tesi si inserisce all'interno del progetto di ricerca "Innovation challenge", coordinato dal professor Alessandro Bottaro per conto della Fincatieri S.p.A., e avente come obiettivo quello di individuare diverse tecnologie per la realizzazione di rivestimenti di carena caratterizzati da proprietà "super-idrofobiche", "idrofiliche" e combinate. In particolare noi ci siamo concentrati sulla parte riguardante le superfici idrofobiche, nell'ottica di perseguire una riduzione della resistenza al moto dovuta all'attrito viscoso. Sono state eseguite prove al reometro di provini verniciati con rivestimenti commerciali per confrontarne le caratteristiche. Si è adottata la tipologia di prova del disco immerso a frizione, per cui esistono diverse soluzioni analitiche e numeriche, e si sono infine adimensionalizzati i parametri in modo da estrapolare risultati di validità più o meno generale. Si sono intraviste le possibilità di realizzare superfici realmente efficaci per lo scopo dell'ottimizzazione energetica.

# **Hydrodynamic drag measurements on painted surfaces**

## **Abstract**

The aim of our work has been the hydrodynamic drag measurements on some coatings employed for naval purposes. This thesis is part of a greater research project, called “Innovation challenge” and coordinated by Professor Alessandro Bottaro on behalf of Fincantieri S.p.a. Its goal is to develop different technologies for the achievement of hull coatings that are characterized by super-hydrophobic or hydrophilic behaviour and a combination of both. Particularly, we studied the part about the hydrophobic surfaces, in order to pursue a reduction of drag due to skin friction. We tested different kinds of commercial coats with a laboratory rheometer to compare their properties. The device we adopted was the Friction Disk Machine, that has been analysed by a number of authors and represents a configuration for which exact solutions of Navier-Stokes do exist. Eventually we used an adimensional analysis of the parameters, so that we could extrapolate general results. A comparison of different types of commercial and laboratory coatings was made in view of improving the energetic performance of naval transport.

# Ringraziamenti

*Ringraziamo per il sostegno, l'appoggio e l'incoraggiamento che ci hanno dato le nostre famiglie, i nostri amici, il nostro relatore e i nostri correlatori.*

M.M. & K.T.

# Indice

<b>Sommario</b> .....	I
<b>Abstract</b> .....	II
<b>Ringraziamenti</b> .....	III
<b>1 - Introduzione</b> .....	1
<b>2 – Stato dell’arte</b> .....	2
2.1 – Forze di resistenza .....	2
2.1.1 – Sforzi tangenziali .....	3
2.2 – Trattazione per le imbarcazioni .....	4
2.3 – Moto su lastra piana .....	9
2.3.1 – Influenza della rugosità .....	13
2.4 – Metodi di misura .....	15
2.4.1 – Apparato a disco rotante immerso.....	15
2.4.2 – Apparato a cilindro rotante.....	17
2.4.3 – Esperimenti in vasca.....	18
2.4.4 – Tunnel d’acqua.....	19
2.4.5 – Test su barca di pannelli esposti staticamente e dinamicamente.....	20
2.4.6 – Test all’interno di tubi .....	22
2.5 – Valutazione finale .....	24
<b>3 – Soluzioni analitiche</b> .....	25
3.1 – Confronto tra gli sforzi tangenziali del disco e delle navi.....	25
3.2 – Descrizione dello strato limite.....	27
3.3 – Flusso dovuto ad un disco rotante.....	28
3.4 – Bilancio delle forze sul disco.....	29
3.5 – Soluzioni di Navier-Stokes.....	31
3.5.1 – Caso di moto turbolento.....	34
3.5.2 – Effetti di bordo.....	35
<b>4 – Materiali e metodi</b> .....	36
4.1 – Vernici esaminate.....	36
4.2 – Setup sperimentale.....	41

4.2.1 – Provini.....	41
4.2.2 – Contenitore.....	42
4.2.3 – Reometro.....	43
4.3 – Metodologia di prova.....	44
<b>5 – Risultati ed elaborazioni.....</b>	<b>48</b>
5.1 – Risultati delle misure.....	48
5.2 – Analisi adimensionali.....	55
5.3 – Grafici dei coefficienti di momento.....	58
5.4 – Confronto tra le vernici.....	61
<b>6 – Conclusioni.....</b>	<b>68</b>
<b>Bibliografia.....</b>	<b>69</b>
<b>Simbologia.....</b>	<b>70</b>
<b>Appendice .....</b>	<b>72</b>

# 1. Introduzione

L'ottimizzazione energetica, intesa in tutti i suoi aspetti (miglioramento del rendimento dei processi di conversione e trasformazione, riduzione degli sprechi tramite perfezionamenti vari, etc.), è uno degli ambiti di ricerca più importanti dei nostri giorni, sia per gli elevati costi raggiunti dalle materie prime usate come combustibili, sia per le problematiche ambientali connesse al consumo degli idrocarburi (emissione di gas serra, SO<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub>). In questi termini va a collocarsi lo studio delle vernici utilizzate per gli scafi marini, un problema noto al genere umano fin da secoli, come rivelano alcune fonti, datate 700 A.C., riguardo l'impiego di mezzi per limitare il fouling di microrganismi viventi nei mari [1]. Le caratteristiche che un ottimo rivestimento deve possedere sono molteplici [2]:

- Prevenzione della formazione del bio-fouling, a prescindere dal profilo operativo della nave;
- Compatibilità ambientale;
- Fattibilità economica;
- Longevità;
- Elevata capacità di adesione al rivestimento sottostante (tie-coat);
- Resistenza meccanica;
- Robustezza a lungo termine;
- Bassa Resistenza d'attrito;
- Target specifici (ex: vernici studiate per un particolare tipo di specie marina infestante, etc.)

Per tutti questi motivi, l'individuazione del rivestimento migliore non è così immediata, dipendendo, oltre che dai fattori sopraelencati, anche dalle pianificazioni progettuali riguardanti la nave, come la scelta e conoscenza dei periodi in cui essa si troverà ferma in porto senza effettuare tragitti utili, la velocità media dei percorsi effettuati, le caratteristiche del mare in cui la nave viaggia, le sue stesse dimensioni, etc. . Ciononostante, il ruolo primario che deve possedere una vernice navale è quello di minimizzare la resistenza d'attrito, operando indicativamente sulla scabrezza superficiale e sulla limitazione del bio-fouling, con un'attenzione particolare verso il contenimento delle correnti di riduzione galvaniche facilmente innescabili in ambiente marino.

Nel presente lavoro abbiamo utilizzato un reometro da laboratorio per eseguire misure di coppia su dischi rotanti immersi, al fine di studiare vernici commerciali di vario tipo, facendo esperimenti per testarne l'efficacia ai fini della riduzione dell'attrito viscoso e l'applicabilità agli scafi navali.

## 2. Stato dell'arte

### 2.1. Forze di resistenza

Ogni giorno possiamo sperimentare l'importanza ricoperta dall'interazione tra solidi e fluidi, manifesta quando si ha un moto relativo fra i due. Si può per esempio pensare ai rami degli alberi che si muovono al passare del vento o alla difficoltà che si prova cercando di muoversi quando ci si trova in acqua.

Qualunque sia il moto relativo tra corpo e fluido si incontra sempre una certa opposizione, questa viene chiamata resistenza all'avanzamento. La resistenza all'avanzamento è una forza con la stessa direzione del moto ma con verso contrario.

Un corpo nello stato di quiete, immerso all'interno di un fluido, viene sottoposto in ogni punto della sua superficie unicamente a forze normali, aventi modulo proporzionale alla pressione nel punto stesso. Un corpo in movimento, invece, a causa della condizione di aderenza, sperimenta anche forze in direzione tangenziale alla superficie. Come nella figura 2.1, in generale, queste due forze avranno componenti in direzione del moto che sommandosi daranno la resistenza all'avanzamento.

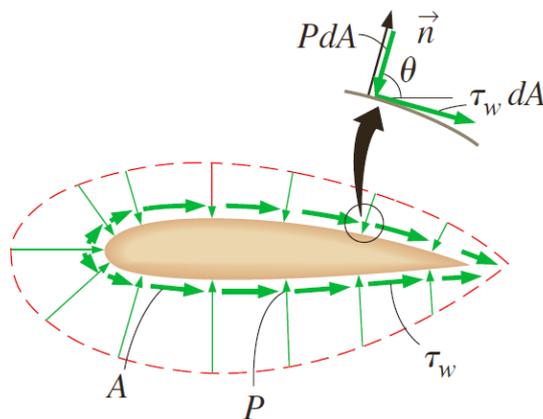


Fig. 2.1 – Sforzi normali e tangenziali

Quindi la forza di resistenza infinitesima può essere calcolata nel seguente modo:

$$dF_D = -p \, dA \cos\theta + \tau_w \, dA \sin\theta \quad (2.1)$$

e integrando sull'intera superficie A si potrà ottenere:

$$F_D = \int_A dF_D = \int_A (-p \cos\theta + \tau_w \sin\theta) \, dA = F_R + F_F \quad (2.2)$$

Osservando le formule si individuano rispettivamente la resistenza di forma (legata agli sforzi normali) e la resistenza d'attrito (legata agli sforzi tangenziali).

Per poter apprezzare in modo immediato l'importanza che ricopre ognuna di queste forze si definiscono due quantità adimensionali.

Queste sono il coefficiente di forma:

$$C_R = \frac{F_R}{\frac{1}{2}\rho v^2 A} \quad (2.3)$$

e il coefficiente d'attrito:

$$C_F = \frac{F_F}{\frac{1}{2}\rho v^2 A} \quad (2.4)$$

In cui  $\frac{\rho v^2}{2}$  è la pressione dinamica e  $A$  è l'area di riferimento sulla superficie bagnata del corpo [3].

Nel caso delle imbarcazioni i rivestimenti degli scafi vanno a incidere essenzialmente sulle forze d'attrito. Pertanto, risulta chiaro come le proprietà della copertura della carena siano essenziali per la determinazione dell'attrito della nave, costituendo infatti la carena la parte che va a impattare direttamente il fluido e quindi quella su cui si esercitano le azioni di opposizione al moto.

### 2.1.1. Sforzi tangenziali

I fluidi sono sostanze che si differenziano dai solidi per la loro capacità di scorrere, essendo caratterizzati meccanicamente dall'impossibilità di resistere a sforzi tangenziali che producano modificazioni di forma. Essi si deformano in maniera continua, cosicché il parametro fondamentale per valutarne il comportamento non è la deformazione, bensì la velocità della stessa. L'interazione tra un fluido e un solido, in condizioni di moto relativo, è piuttosto complessa da studiare, ma si basa sempre sul principio che ogni fluido aderisce al solido con cui è a contatto, producendo una zona chiamata strato limite, in cui si hanno elevati gradienti di velocità. La proprietà che causa questa condizione di aderenza e lo sviluppo dello strato limite è la viscosità, cioè la tendenza, posseduta da ogni fluido, ad opporsi alle forze che cercano di deformarlo in modo continuo [3].

La reologia è la scienza che studia e analizza la viscosità dei fluidi, mettendo in relazione gli sforzi tangenziali e le velocità di deformazione prodotte, e fornendo, per le varie tipologie di fluido, equazioni di legame costitutivo. Alcuni fluidi appartengono alla categoria dei "newtoniani", in quanto la loro viscosità risulta indipendente dalle condizioni di carico; così è classificabile l'acqua, per la quale la forza tangenziale di attrito è proporzionale all'area di contatto e al gradiente di velocità alla parete, essendo quest'ultimo equivalente alla velocità di deformazione angolare delle particelle, come si può capire dalla fig. 2.2:

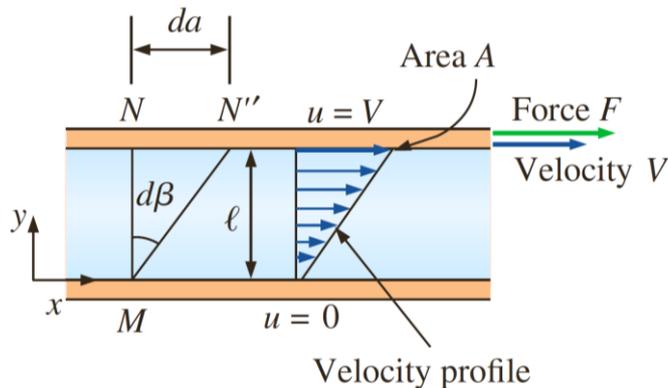


Fig. 2.2 – Profilo di velocità di un fluido newtoniano nel caso laminare

$$F = \tau A = \mu A \frac{\partial v_x}{\partial y} = \mu A \frac{d\beta}{dt} \quad (2.5)$$

In cui  $\mu$  è il coefficiente di viscosità dinamica che si misura in Pa·s.

## 2.2. Trattazione per le imbarcazioni

A regime, le navi richiedono una potenza motrice teoricamente costante, proporzionale alla velocità di crociera e alla forza di attrito totale [2]; pertanto è evidente come ridurre la grandezza di tale forza sia l'elemento fondamentale per il perseguimento delle condizioni di ottimizzazione energetica di cui si è parlato precedentemente:

$$P_E = F_T \cdot U = \frac{1}{2} \rho C_T U^3 S \quad (2.6)$$

In cui  $C_T$  è il coefficiente di resistenza totale (adimensionalizzazione della somma delle forze di resistenza),  $S$  è l'area della parte bagnata di scafo e  $\rho$  rappresenta la densità dell'acqua marina. Dall'analisi dell'equazione, si vede come la potenza dipenda dal cubo della velocità e, pertanto, un metodo grossolano per ridurla sembrerebbe quello di diminuire la velocità della nave (data una distanza fissa che deve essere ricoperta); tuttavia, quest'espedito aumenterebbe il tempo necessario per compiere il tragitto, soluzione quasi mai accettabile. In termini di potenza totale, la richiesta energetica della nave viene condizionata dal rendimento globale del mezzo propulsore e della trasmissione meccanica, secondo l'equazione:

$$P_T = \frac{P_S}{\eta} \quad (2.7)$$

In cui  $\eta$  è il coefficiente di rendimento propulsivo, prodotto dei rendimenti del motore e della trasmissione. In genere, valori tipici di  $\eta$  stanno nel range che va da 0,5 a 1.

Il coefficiente di resistenza totale consiste di un coefficiente di resistenza alla forma  $C_R$ , un coefficiente di resistenza legato all'aria  $C_A$ , e un coefficiente d'attrito viscoso  $C_F$ :

$$C_T = C_A + C_R + C_F \quad (2.8)$$

La resistenza di forma, nel caso delle imbarcazioni, deriva dalla generazione delle onde e dal fenomeno di formazione della scia, infatti si crea una differenza di pressione importante tra parte anteriore e posteriore dello scafo, mentre l'attrito viscoso è legato agli sforzi di taglio tangenziali agenti lungo tutta la carena a causa del moto fluido a contatto di essa.

La forza di resistenza esercitata dall'aria, è valutabile attraverso quest'equazione:

$$F_A = \frac{1}{2} \rho C_A U^2 A_{air} \quad (2.9)$$

In cui  $A_{air}$  rappresenta l'area della sezione trasversale (massima) sopra il livello dell'acqua. La forza di resistenza di forma può essere sintetizzata nella seguente:

$$F_R = \frac{1}{2} \rho C_R U^2 S \quad (2.10)$$

Mentre la forza legata agli sforzi di taglio può globalmente essere espressa così:

$$F_F = \frac{1}{2} \rho C_F U^2 S \quad (2.11)$$

Per un rivestimento, il coefficiente di resistenza totale  $C_H$  è equivalente all'equazione (2.8) nettando il contributo della resistenza legata all'aria:

$$C_H = C_R(Fr) + C_F(Re) \quad (2.12)$$

In cui si è sottolineata la dipendenza dei due tipi di resistenza rispettivamente dal numero di Froude e dal numero di Reynolds.

Infatti, la resistenza di forma è una funzione del numero di Froude, definito come:

$$Fr = \frac{U}{\sqrt{gL}} \quad (2.13)$$

In cui  $g$  è l'accelerazione di gravità ed  $L$  è la lunghezza al galleggiamento dello scafo [4]. Il numero di Froude viene utilizzato per determinare la resistenza di forma di navi aventi diverse lunghezze e velocità, grazie allo strumento dell'analisi dimensionale; questa ci indica la dipendenza tra il  $C_R$  e il numero di  $Fr$ , mostrando come alti valori di  $Fr$  si traducano in grandi valori di resistenza di forma.

D'altra parte, il fenomeno dell'attrito viscoso risulta dipendente esclusivamente dal numero di Reynolds associato al campo di moto e definito secondo l'equazione:

$$Re_s = \frac{UL}{\nu} \quad (2.14)$$

In cui  $\nu$  rappresenta il coefficiente di viscosità cinematica. Il numero di Reynolds è un gruppo adimensionale che indica il rapporto tra gli sforzi inerziali a cui sono soggette le particelle fluide e gli sforzi viscosi, e rappresenta spesso un indice per capire il regime di moto fluido studiato (laminare o turbolento).

Dall'analisi dimensionale si arriva a correlare l'attrito viscoso unicamente al numero di Reynolds, in modo tale che un elevato valore di  $Re$  risulta in grandi valori di sforzi d'attrito. Ponendoci nel caso di velocità costante ed esaminando le espressioni che forniscono  $Fr$  e  $Re$ , si osserva chiaramente che per far diminuire il numero di Froude (e di conseguenza la resistenza di forma) bisognerebbe aumentare la lunghezza della nave, mentre per ottenere diminuzioni nel numero di Reynolds (e quindi nella resistenza d'attrito) l'ideale sarebbe ridurre la lunghezza dello scafo, sorgendo istantaneamente una naturale contraddizione. Per comprendere operativamente quale sia la scelta progettuale da adottare, si può considerare il peso dei due contributi effettivi rispetto alla resistenza totale della nave, come indicato nella fig. 2.3:

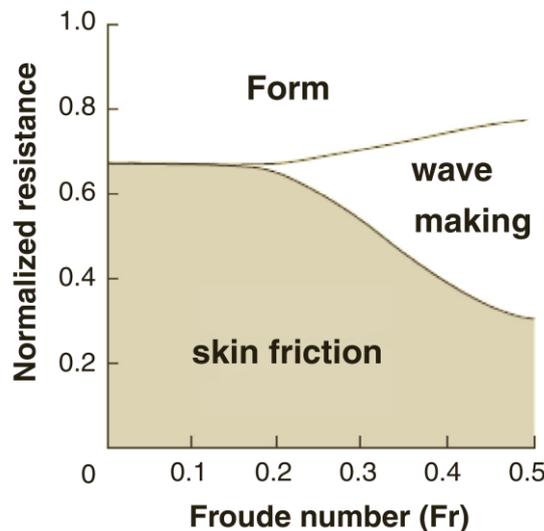


Fig. 2.3 – Contributi percentuali alla resistenza normalizzata (tra 0 e 1) dello scafo di una nave in funzione del numero di Froude

Tale immagine mostra i contributi relativi alla resistenza totale da parte della resistenza di forma e da parte della resistenza d'attrito per una nave di dimensioni medie. Nella zona che va dalle basse alle moderate velocità, ( $Fr < 0,25$ ), l'attrito legato ad effetti viscosi è la

componente più importante della resistenza totale. D'altra parte, per velocità più alte, la resistenza di forma, descritta dalla somma dei contributi di forma e produzione di onde, diventa importante e poi dominante.

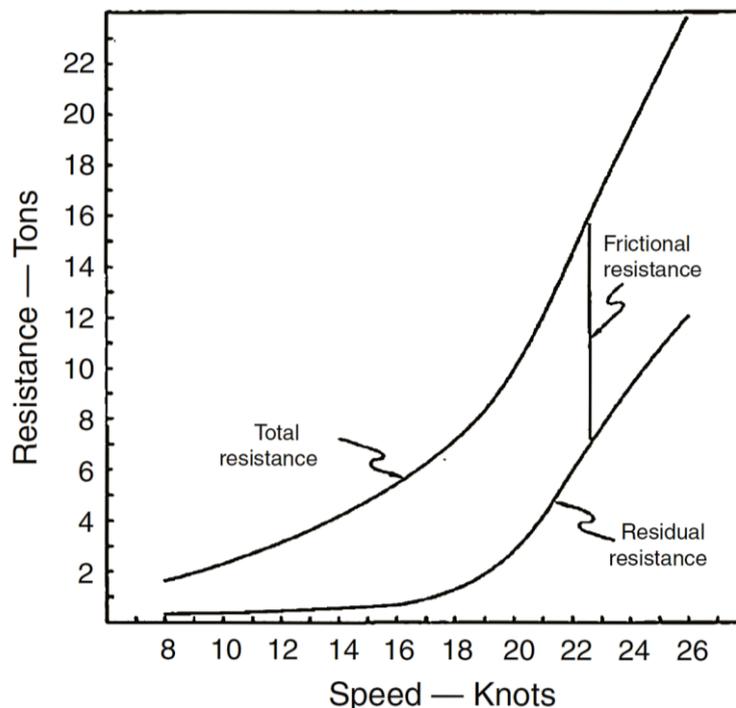
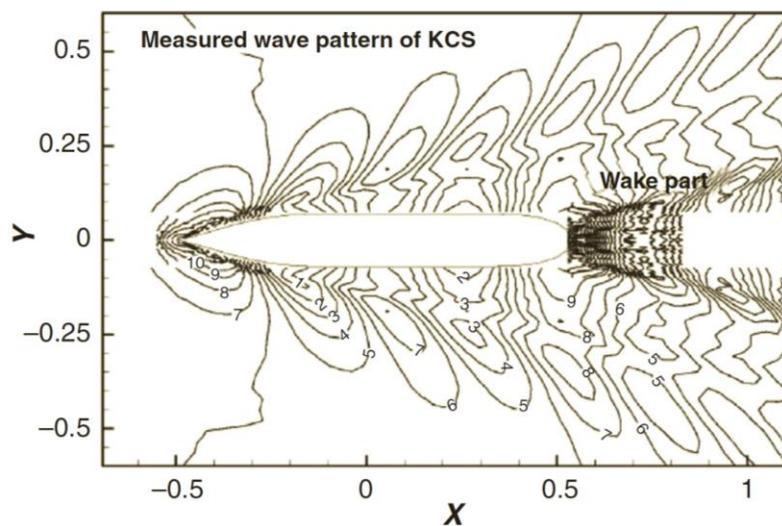


Fig. 2.4 – Resistenza totale, resistenza di forma (residual resistance) e attrito viscoso (frictional resistance)

La figura 2.4 mostra l'andamento della resistenza (espressa in tonnellate) in funzione della velocità (espressa in nodi) per la nave 'destroyer Yudachi'. Si osserva che, in modo evidente, sia l'attrito viscoso sia la resistenza di forma aumentano al crescere della velocità, sebbene l'attrito viscoso cresca relativamente piano (in modo meno marcato) rispetto a quanto accade per la resistenza di forma.

In pratica, la resistenza dello scafo è la sommatoria delle forze lungo la direzione del moto dovute agli sforzi che l'acqua produce sullo scafo; eccetto che la viscosità e la densità dell'acqua, la resistenza dello scafo dipende primariamente dalla superficie, la lunghezza e la rugosità della parte bagnata dello scafo, così come dalla velocità della nave. E' significativo notare comunque che un incremento nella rugosità meccanica microgeometrica o la presenza del bio-fouling esercitano un'influenza relativa più grande nel range delle velocità medio-basse piuttosto che in quello delle velocità elevate. Dal momento che i danni di corrosione meccanica o il bio-fouling causano aumenti nell'attrito viscoso, portando a una resistenza totale più grande, lo sviluppo dei rivestimenti per scafi a basso coefficiente d'attrito risulta essenziale, specialmente la realizzazione dei rivestimenti che possano prevenire o limitare il bio-fouling a queste velocità piuttosto basse per le quali gli organismi marini riescono ad attaccarsi abbastanza facilmente. Il funzionamento operativo delle navi alla massima velocità può essere stimato analizzando il numero di Froude della nave. La maggior parte delle navi convenzionali non hanno la potenza sufficiente per viaggiare alle velocità associate con un numero di Froude più grande di 0,4. Una nave dotata dei motori in grado di sviluppare la potenza necessaria per operare ad un Fr dell'ordine di 0,4 e avente una

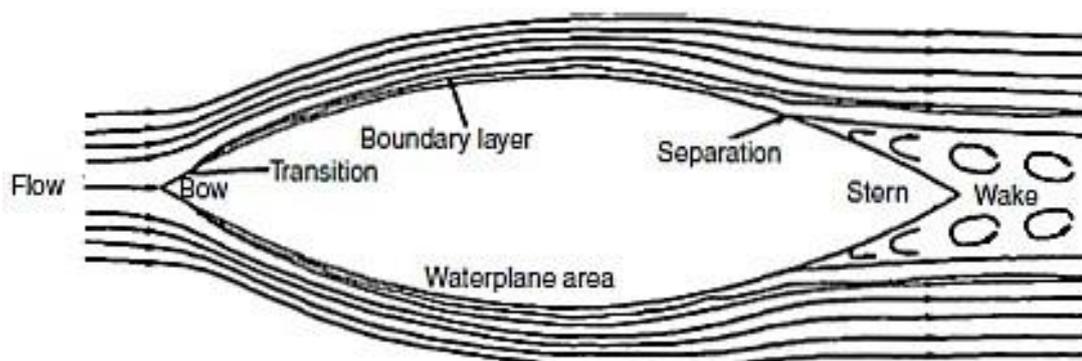
linea al galleggiamento lunga 300 metri avrebbe, eventualmente, come limite superiore per la velocità, il valore approssimato di 22m/s (circa 40 nodi).



1

*Fig. 2.5 – Schema delle onde e scie misurate sul modellino di una nave container con numero di Froude pari a 0,26*

La figura 2.5 fornisce un esempio del modello di scie (a poppa) e onde (lungo lo scafo) che è responsabile della resistenza di forma, valutato per una nave portacontainer in presenza di un  $Fr$  pari a 0,26. Le coordinate cartesiane (X,Y) sono usate per visualizzare i dati, in cui X denota la direzione principale del moto, e Y la direzione perpendicolare (tribordo). L'origine è collocata nel piano di simmetria della nave, sulla superficie libera. Tutte le coordinate sono state adimensionalizzate dividendole per la lunghezza al galleggiamento dello scafo che rappresenta la lunghezza caratteristica della nave.



*Fig. 2.6 – Schema del flusso a regime attorno ad una nave*

La fig. 2.6 mostra invece in modo schematico il regime di flusso lungo lo scafo di una nave, flusso che determina il valore del coefficiente d'attrito viscoso. A partire dalla prua e lungo la prima parte dello scafo, il flusso è di tipo laminare, seguito da una breve porzione in cui è presente una regione di moto di transizione, terminata la quale, spostandosi ancora più verso poppa, si ha moto turbolento completamente sviluppato, con spessore di strato limite

crescente regolarmente. La regione a moto turbolento ricopre la maggior parte dello scafo per le velocità di viaggio usate tipicamente. Il flusso di scia turbolento inizia a presentarsi nel punto di separazione dello strato limite, ad una certa distanza innanzi alla poppa.

La resistenza di forma e quella d'attrito sono le resistenze primarie responsabili del consumo di combustibile, sebbene solo l'attrito viscoso sia influenzato significativamente dal bio-fouling sulla superficie dello scafo. Sono state eseguite diverse stime per avere una valutazione economica dell'impatto del bio-fouling, facendo varie assunzioni semplificative tipiche. I calcoli conducono a valutare pari a 1,47 milioni di dollari la cifra risparmiata annualmente da una nave cargo media avente lo scafo rivestito con vernice antivegetativa rispetto che un'equivalente imbarcazione priva di suddetta vernice. [2] Questo esempio mostra l'importanza dell'adozione di rivestimenti a comportamento antivegetativo. Da un punto di vista progettuale, la geometria della nave, il sistema motore e le condizioni alla superficie di interfaccia (che sono correlate al tipo di vernice adottato) sono i 3 parametri principali che condizionano il rendimento globale della nave. Per le navi in fase di costruzione attuale o futura, tutti e 3 i parametri devono essere considerati per ridurre il consumo di combustibile, mentre, quando si tratti di navi esistenti, il sistema di rivestimento dello scafo è l'unico fattore su cui si possa operare effettivamente per migliorare il rendimento, siccome la geometria e l'impianto propulsivo sono molto raramente oggetto di modifiche dopo che una nave è stata costruita. In questo modo, l'unico mezzo per aumentare il grado di utilizzazione dell'energia primaria è quello di ridurre l'attrito viscoso, il quale, a sua volta, risulta dipendente dalle seguenti grandezze:

- Velocità
- Parametri dell'acqua di mare (temperatura, salinità, etc.)
- Parametri ambientali-climatici (ventosità, onde, correnti)
- Condizioni del rivestimento superficiale (ex: presenza del bio-fouling, scabrezza microgeometrica, corrosione meccanica).

Per quanto riguarda le prime tre voci dell'elenco, possono essere fatte le seguenti considerazioni:

La velocità ha un grosso impatto sulla potenza motrice della nave (dipendenza cubica), come mostrato precedentemente; inoltre essa influenza anche il grado di bio-fouling, siccome i microrganismi che colonizzano gli scafi appaiono di diverso tipo in base al variare della stessa, dato che le specie hanno comportamenti variabili, più o meno agevolati, in base agli sforzi di taglio percepiti. Le specie non riescono ad aderire su navi che viaggiano a velocità maggiore di 4-5 nodi e pertanto è considerevolmente più facile proteggere gli scafi delle navi che operano ad alte velocità e stazionano ferme nei porti solo per brevi periodi; tuttavia la velocità non è una variabile su cui si possa intervenire pesantemente, dipendendo spesso dalle tempistiche e pianificazioni fissate, come detto in precedenza.

Trattando la temperatura, si può dire che essa influisce in quanto modifica tutti i parametri del fluido acqua e anche l'attività degli organismi; variando la viscosità, essa interviene nella generazione dello strato limite, ma ha effetti importanti soprattutto per il caso di flusso laminare, che è presente solo in minima parte nel moto delle navi. Inoltre, i cambiamenti di temperatura che intervengono a causa della specificità delle rotte seguite, non sono preventivabili in fase di progetto e quindi, per tutti questi motivi, i cambiamenti della temperatura vengono trascurati in fase di analisi dell'attrito viscoso, portando a piccole variazioni effettive.

Discorso leggermente diverso per la salinità dell'acqua marina (definita come la concentrazione unica di soluto disciolto in una massa d'acqua pari a un kilogrammo); essa, modificando la densità del fluido, agisce sulla viscosità cinematica e comporta variazioni nella forza di resistenza, di piccola o contenuta entità, ma, variando, esercita un peso negativo non trascurabile soprattutto sull'efficacia dei rivestimenti anti-fouling, che perdono la capacità di rilasciare biocida o di autolucidarsi in base a dei meccanismi che devono ancora essere compresi a fondo, dato che le vernici utilizzate sono tecnicamente inerti rispetto agli ioni disciolti dal punto di vista chimico del meccanismo. [2] Comunque, da un punto di vista della resistenza, anche qui possiamo trascurare con buona approssimazione il contributo della salinità, essendo variabile con le rotte di pari passo al caso di sopra.

Le condizioni ambientali climatiche non vengono prese in considerazione visto che anche queste sono variabili con le rotte e non si può utilizzare un approccio sistematico per analizzare il contributo che esse forniscono.

Resta così evidente come la caratteristica su cui si agisca maggiormente è il tipo, lo spessore e la qualità del rivestimento applicato allo scafo. Nel corso del tempo, man mano che le ditte di vernici lanciavano nel mercato i loro prodotti, sono stati ideati vari e innovativi metodi di misura, allo scopo di valutare la bontà e l'efficacia dei rivestimenti, nonostante non sia mai stato preso un metodo di misurazione come tipologia di prova standard e unificata. Pertanto saranno successivamente analizzati in modo schematico i vari tipi di sistemi esistenti in letteratura, mostrandone pregi e difetti caratteristici.

### 2.3 Moto sul lastra piana

Per valutare l'attrito viscoso che agisce sulle navi si assume la geometria di moto su lastra piana, la quale è stata studiata a lungo, sia teoricamente sia sperimentalmente, e offre soluzioni semi-empiriche del sistema di equazioni di Navier-Stokes per il flusso e lo strato limite turbolento che lo caratterizzano.

Si assume come riferimento la legge standard logaritmica alla parete per la condizione di moto di un flusso turbolento (valori mediati nel tempo), che possiede velocità indisturbata  $U_e$  parallela alla superficie piatta su cui scorre, la quale risulta liscia a livello idrodinamico; tale formulazione è dovuta a Prandtl, Von Karman e Millikann [5].

Questa legge assume la seguente forma quando espressa nelle variabili interne normalizzate usuali della fluidodinamica:

$$U^+ = \frac{1}{k} \ln(y^+) + B \quad (2.15)$$

in cui  $k$  (la costante di Von Karman) e  $B$  sono costanti sperimentali i cui valori, attenendosi alla conferenza di Stanford, sono:  $k=0,41$  ;  $B=5,0$ . Le variabili interne, normalizzate, sono definite come:

$$U^+ = \frac{U}{U_\tau} \quad (2.16)$$

$$y^+ = y \frac{U_\tau}{\nu} \quad (2.17)$$

In cui  $y$  è la coordinata normale alla superficie piana;  $U_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}}$  è la velocità d'attrito e  $\nu$  il coefficiente di viscosità cinematica.

Nel substrato viscoso, in assenza di gradienti di pressione nella direzione principale della corrente ( $\frac{dP}{dx} = 0$ ), la legge alla parete è lineare, nominalmente:

$$U^+ = y^+ \quad (2.18)$$

Il confine del substrato viscoso non è definito precisamente, siccome la transizione dall'equazione (2.18) all'equazione (2.15) è in verità graduale; convenzionalmente si assume che essa si presenti nel range tra  $y^+ = 5$  e  $y^+ = 7$ . Di seguito noi utilizziamo  $U_v^+ = 7$  come velocità del confine nel substrato viscoso.

L'estensione del confine dello strato cambia con la coordinata principale  $x$  ed è stata definita approssimativamente da Prandtl secondo l'espressione:

$$\delta^+(x) = \frac{U_\tau}{U_e} Re_x \quad (2.19)$$

Dove  $Re_x = \frac{xU_e}{\nu}$  (altri autori utilizzano funzioni differenti per esprimere  $\delta$ )

Un altro parametro adimensionale usato per caratterizzare la resistenza d'attrito è il coefficiente d'attrito, che può essere definito o localmente come:

$$c_F(x) = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho U_e^2} \quad (2.20)$$

oppure globalmente come la totale forza di resistenza viscosa sperimentata dalla superficie divisa per l'area bagnata e la pressione dinamica di riferimento ( $0,5\rho U_e^2$ ). Siccome l'ultima quantità è costante, è chiaro che il  $C_F$  globale sia semplicemente la media del  $c_F$  lungo la superficie bagnata, equivalentemente per l'estensione della lunghezza  $L$  della superficie piatta nella direzione principale del flusso  $x$ . Usando la definizione introdotta precedentemente della velocità d'attrito è semplice ricavare la seguente:

$$\left(\frac{c_F}{2}\right)^{0,5} = \frac{U_\tau}{U_e} \quad (2.21)$$

All'altro estremo, della regione di strato limite, quello in cui si ha  $y=\delta_x$ ,  $U$  deve approssimare la velocità principale del flusso  $U_e$ .

Dalla condizione dell'equazione (2.15) si ottiene:

$$\frac{U_e}{U_\tau} = \frac{1}{k} \ln\left(\frac{\delta_x U_\tau}{\nu}\right) + B \quad (2.22)$$

e sostituendo l'equazione (2.21) e l'equazione (2.19) al posto di  $\delta_x$ , si ottiene:

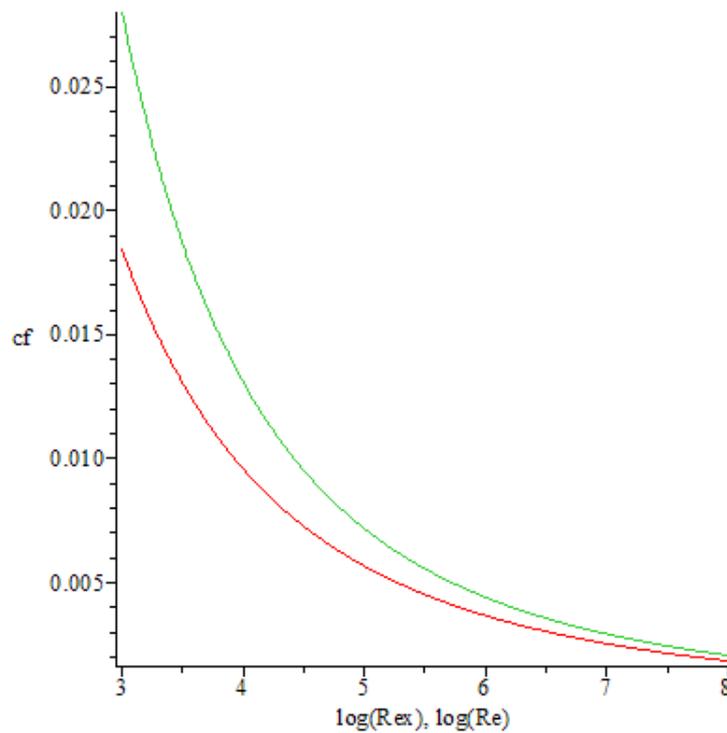
$$\left(\frac{2}{c_F}\right)^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{k} \ln\left(\frac{Re_x c_F}{2}\right) + B \quad (2.23)$$

che è chiamata legge d'attrito viscoso locale. Questa espressione permette di ricavare una curva del coefficiente d'attrito in funzione di  $Re_x$ .

Una legge globale d'attrito viscoso è una relazione simile tra  $C_F$  e  $Re = \frac{U_e L}{\nu}$ . Una di esse è quella proposta da Schoenherr:

$$\frac{0,242}{\sqrt{C_F}} = \log(Re C_F) \quad (2.24)$$

Nella fig. 2.7 sono riportate le curve  $c_F - Re_x$  (in rosso) secondo l'equazione (2.23) e quella  $C_F - Re$  (in verde) proposta da Schoenherr.

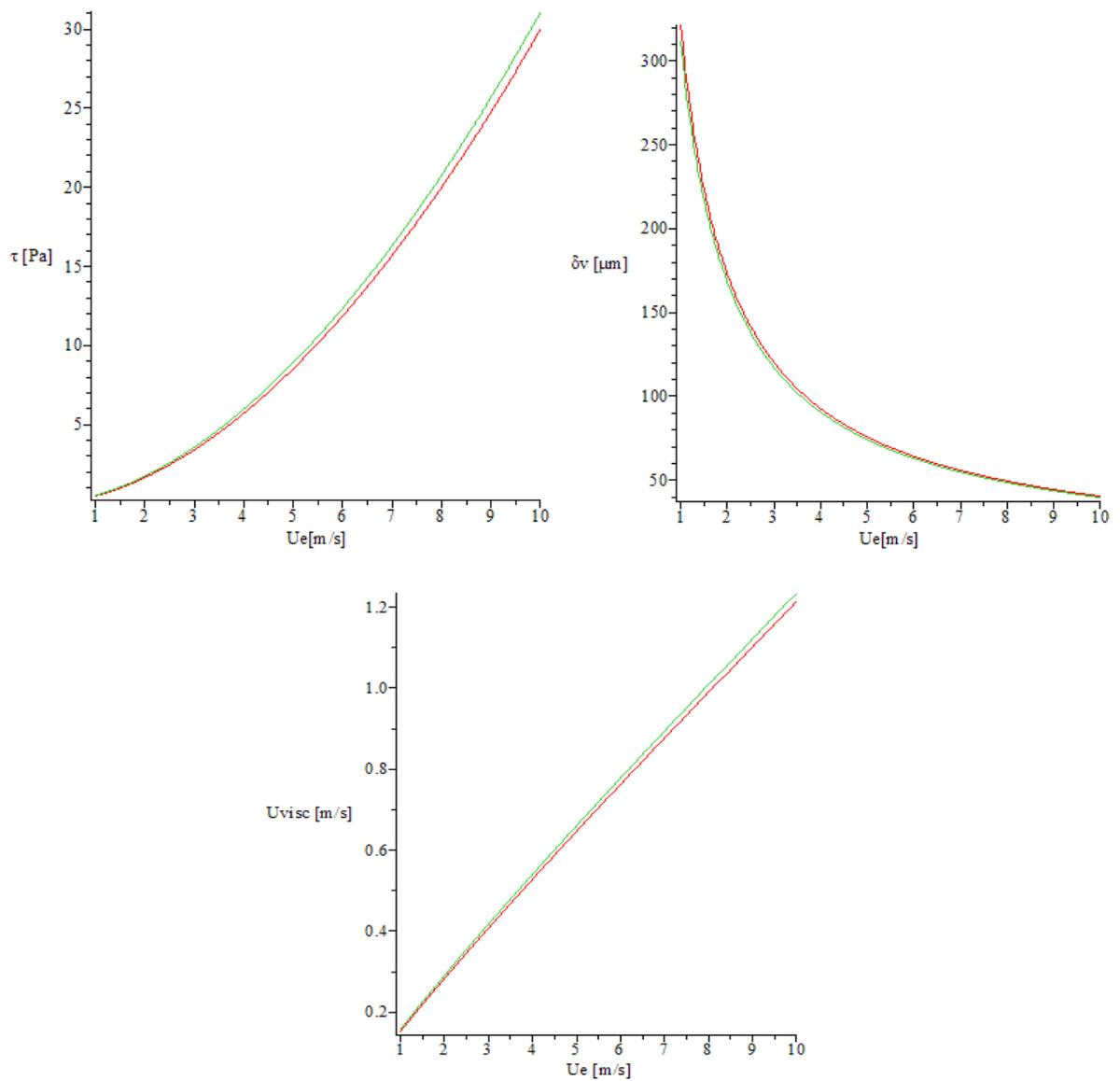


*Fig. 2.7 – Curve locali e globali del coefficiente d'attrito in funzione di Reynolds locale e globale*

La curva del coefficiente globale è più alta siccome per una data  $U_e$  essa tiene conto di tutti i valori del  $c_F$  corrispondenti a  $x < L$ .

Conoscendo il coefficiente d'attrito, è possibile valutare i parametri che caratterizzano il substrato viscoso dalle equazioni (2.16) fino a (2.24).

Nei plottaggi seguenti lo sforzo d'attrito, lo spessore di strato limite, e la velocità all'interno del substrato viscoso sono riportati come funzione della velocità del flusso indisturbato per una lastra lunga 100 m. Si può osservare che l'uso di un coefficiente locale (rosso) o globale (verde) produce all'incirca gli stessi risultati.



*Fig. 2.8 – Andamento dei parametri del moto al variare della velocità del flusso indisturbato.*

Nella fig. 2.8 possiamo osservare che al crescere di  $U_e$  lo sforzo d'attrito e la massima velocità nel substrato laminare aumentano, mentre lo spessore del substrato stesso diventa via via sempre più sottile.

### 2.3.1 Influenza della rugosità superficiale

La rugosità è un parametro di somma importanza per valutare l'efficienza del rivestimento dello scafo nell'ottica di riduzione dell'attrito. Una parete si può considerare idraulicamente liscia secondo Schlichting quando la sua rugosità, espressa come spessore dello strato sabbioso equivalente  $h_s$  (come se la superficie fosse ricoperta con uno strato di sabbia di grani ad altezza uniforme con riferimento agli esperimenti di Nikuradse), rispetta la condizione [5]:

$$h_s^+ = \frac{h_s U_\tau}{\nu} \leq 5 \quad (2.25)$$

Ossia quando l'altezza dello strato sabbioso è minore dell'altezza del substrato viscoso. Per una velocità del flusso indisturbato di 10 m/s, l'altezza dello strato viscoso è uguale a 30-40  $\mu\text{m}$ . La tipica rugosità di una vernice di rivestimento adottata nei cantieri navali è all'incirca 50-100  $\mu\text{m}$  (maggiore della rugosità di una superficie di acciaio nudo pari a 35  $\mu\text{m}$ ): ciò significa che un incremento dell'attrito rispetto a una superficie liscia idraulicamente è prevedibile con l'utilizzo di una superficie verniciata.

L'effetto della scabrezza della parete sul profilo di velocità all'interno dello strato limite è quello di spostare la curva logaritmica verso il basso e verso destra.

Perciò, ad una coordinata  $y$  fissata, si ha una riduzione della velocità. Per tenere conto della scabrezza, la legge valida per pareti lisce è stata modificata nel modo seguente:

$$U^+ = \frac{1}{k} \ln(y^+) + B - \Delta U^+ \quad (2.26)$$

A regime completamente sviluppato, quando si ha  $h_s^+ > 70$ , Hama ha assunto [5]:

$$\Delta U^+ = \frac{1}{k} \ln(h_s^+) + C_0 \quad (2.27)$$

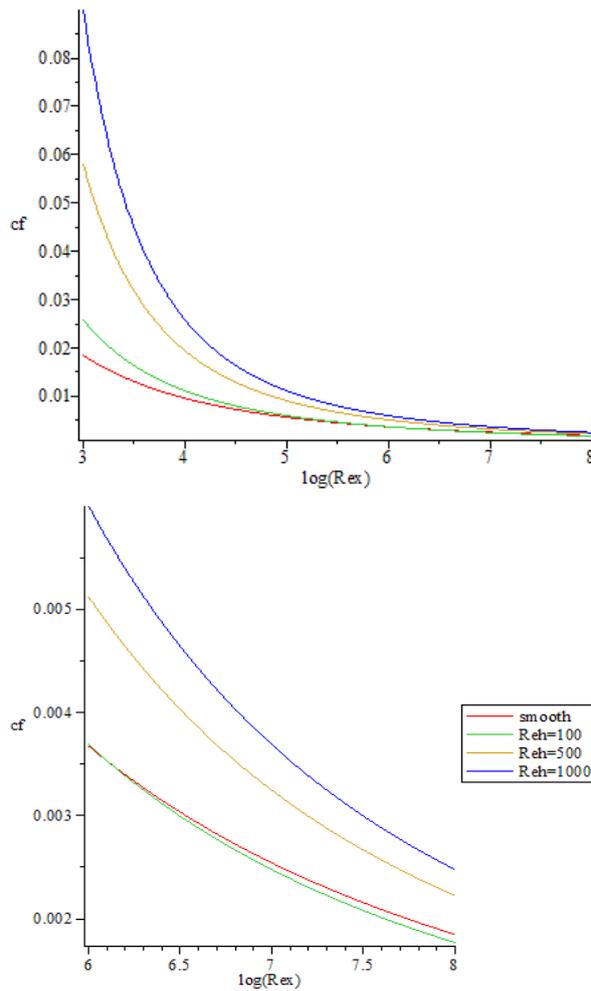
In cui  $C_0$  è una costante correlata alla  $\chi$  di Nikuradse ( $\chi=8,5$ ) attraverso l'equazione:

$$C_0 = B - \chi \quad (2.28)$$

Sostituendo l'ultima equazione nella penultima e introducendo il coefficiente d'attrito  $c_F$  precedentemente definito, si arriva alla seguente equazione:

$$\left(\frac{2}{c_F}\right)^{0,5} = \frac{1}{k} \ln(Re_x c_F) - \frac{1}{k} \ln\left(Re_{hs} \left(\frac{c_F}{2}\right)^{0,5}\right) + \chi \quad (2.29)$$

Dove  $Re_{hs} = \left(\frac{h_s U_e}{\nu}\right)$ . Quest'espressione, risolta per  $c_F$  e parametrizzata al variare di  $Re_{hs}$ , conduce al grafico della figura 2.9, il quale ci permette di stimare gli effetti della rugosità nella condizione di regime turbolento completamente sviluppato.



*Fig. 2.9 – Andamento del coefficiente locale d’attrito al variare del numero di Reynolds. L’immagine inferiore è un dettaglio della superiore e le curve sono tracciate mantenendo la rugosità come parametro.*

È facile calcolare che in presenza di un flusso indisturbato di velocità pari a 10 m/s, passando da una rugosità di  $h_s = 10 \mu\text{m}$  (parete liscia) a  $100 \mu\text{m}$ , l’incremento della resistenza è già intorno al 25% alla distanza di 10 metri dal bordo d’ingresso del piatto. Questa stima è calcolata per eccesso, essendo ottenuta dalla condizione di flusso completamente sviluppato, ma è sufficiente per evidenziare l’importanza del problema.

Assimilare la rugosità di un rivestimento alla granulometria dei grani di sabbia è, senz’altro, un’approssimazione troppo grezza. Inoltre, può essere messo in discussione il fatto che un singolo parametro unidimensionale, qualunque esso sia, relazionato all’altezza dei picchi e/o delle valli rispetto al riferimento di superficie idealmente piana, sia sufficiente a spiegare la complessità del fenomeno che avviene quando un fluido scorre su una superficie che è, in realtà, un oggetto tridimensionale. Sarà utile menzionare il fatto che superfici caratterizzate da particolari dimensioni delle scabrezze, distanti da quelle per cui si ha un aumento della resistenza, abbiano proprietà di riduzione della forza di resistenza: è abbastanza noto il caso dei “riblets”, ma esistono altri esempi di strutture superficiali irregolari.

Alcuni produttori di vernici usano formule empiriche per valutare l'effetto della scabrezza del rivestimento sul coefficiente di attrito degli scafi marini. Per esempio, una casa ha sviluppato un calcolo del tasso di incremento dell'attrito con la seguente formula:

$$FIR(\%) = 2,62 \frac{R_z^2}{RSm} \quad (2.30)$$

In cui  $R_z$  e  $RSm$  sono rispettivamente dei parametri di altezza e spaziatura (in  $\mu m$ ) della rugosità superficiale. ( $R_z$ = scarto quadratico medio sulla superficie,  $RSm$  è un indice dei vuoti della superficie)

## 2.4. Metodi di misura

Come analizzato precedentemente, per puntare alla riduzione dei consumi è necessario anzitutto stimare il coefficiente d'attrito viscoso dei rivestimenti. Esistono varie soluzioni per misurare tale quantità. Il compito di convertire accuratamente i coefficienti d'attrito viscoso ottenuti per la scala ridotta in quelli validi per le scale reali è piuttosto complesso, sia per superfici lisce sia per quelle presentanti strati di bio-fouling; infatti in letteratura non esistono prove a dimostrazione del successo dell'operazione di trasferimento di scala sui coefficienti. Inoltre, anche se tale azione risultasse efficace, ci sarebbe il problema che la struttura del fouling realmente presente sugli scafi sarebbe molto più eterogeneo di quello che si forma sui modelli mantenuti in immersione. Tuttavia i confronti della resistenza dei rivestimenti a piccola scala può essere utile per indicare differenze nelle capacità di risparmio energetico, nonostante le stime siano correlabili con una certa incertezza. I test sui modelli sono vantaggiosi perché sono più economici di quelli sui prototipi; permettono una conduzione più rapida delle prove e consentono di variare soltanto una o un gruppo ristretto di variabili per volta, caratteristica che risulta molto utile per determinare le performance di una vernice. [2]

### 2.4.1. Apparato a disco rotante immerso

Il sistema a disco rotante immerso, anche noto come FDM dall' Inglese Friction Disk Machine, è stato utilizzato da vari autori passati per valutare la resistenza indotta dalle superfici, e funziona seguendo un metodo indiretto, che richiede la misurazione del momento e della velocità angolare (espressa in giri al minuto, RPM) di un disco immerso e ruotante, uniformemente ricoperto con lo strato di vernice o scabrezza che deve essere studiato. L'apparato è costituito dai componenti visibili nella figura 2.10:

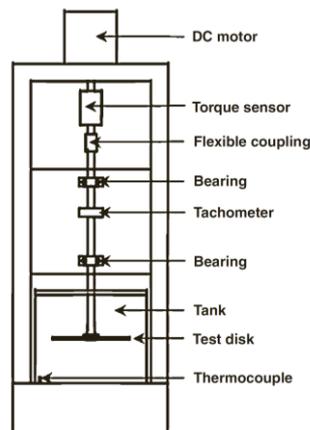
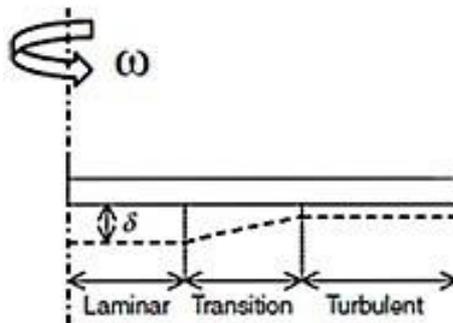


Fig. 2.10 – Rappresentazione schematica del sistema a disco rotante

L'apparato FDM usato da Holm et al montava dischi di 22,86 cm di diametro e 0,3 cm di spessore. I dischi venivano immersi in una camera di prova cilindrica di 25 cm in altezza e 33 cm in diametro. I provini erano poi messi in rotazione con legge di moto caratteristica, da 700 RPM a 1500 RPM, con incrementi a gradino di 200 RPM per volta. I dischi rivestiti con le vernici erano preventivamente stati esposti per un periodo di tempo pari a 21/24 giorni in acqua di mare. In tutti i casi, i rivestimenti studiati sperimentavano un incremento nella forza di resistenza. I risultati migliori furono evidenziati da un particolare rivestimento, denominato 'ablative coating', il quale, funzionando con tecnologia antifouling, mostrò gli aumenti minori, pari al 9% rispetto al caso non immerso, mentre tre rivestimenti del tipo 'fouling release' mostrarono incrementi del 17%, 27% e 29%, basandosi sullo sviluppo del loro coefficiente d'attrito volvente.



*Fig. 2.11 – Illustrazione schematica dei diversi tipi di regimi di moto (laminare, di transizione e turbolento) presenti lungo il disco rotante. E' mostrato solo metà disco.*

Come evidenziato nella figura 2.11, lungo la superficie del disco, possono essere distinte 3 regioni diverse: una zona a flusso laminare, nei pressi del centro di rotazione, una zona di transizione e una zona di moto turbolento [6]. Diversi autori hanno impiegato il FDM per correlare in modo proficuo la rugosità con la forza di resistenza. Una caratteristica interessante di questo device sperimentale è il fatto che lo sforzo di taglio agente sulle superfici esaminate cambia in funzione del raggio. Il metodo proposto dal FDM quindi fornirà dei risultati ottenuti sotto l'azione di sforzi di taglio diversi, in opposizione, ad esempio, a quanto si verifica nel caso di provino a doppio cilindro coassiale, in cui si stabilisce quel particolare regime di moto definito alla Couette. Quest'ultimo punto trattato può essere considerato un vantaggio, poiché esso consentirà la valutazione della resistenza sotto un'ampia gamma di sforzi tangenziali. Il FDM è anche apprezzato per il fatto che lo strato di verniciatura superficiale è semplice da applicare a causa della geometria piatta e la resistenza per la superficie in esame è facilmente misurabile. Inoltre, per le superfici trattate sono possibili ispezioni ottiche, al fine di analizzare la microgeometria del corpo prima e dopo l'applicazione della vernice. Tuttavia, la variabilità degli sforzi alla parete potrebbe essere considerata un limite, in quanto non consente la sollecitazione della superficie del disco con un unico sforzo uniforme. La distribuzione dello sforzo ricalca la distribuzione del campo di velocità, essendoci sforzi di piccola entità nei pressi del centro di rotazione, i quali vanno via via incrementandosi lungo la direzione radiale. Come ultimo inconveniente presentato da questa struttura va ricordato il contenitore in cui è allocato il fluido: l'interazione tra disco, fluido e recipiente potrebbe causare delle incertezze in merito alla misura delle varie grandezze (tra cui la velocità di rotazione) a causa dell'instaurarsi dei cosiddetti effetti di bordo; questi ultimi, sempre presenti, possono tuttavia essere limitati con

l'adozione di un recipiente molto grande (assimilabile a un fluido libero, senza restrizioni), o essere compensati nelle misure grazie alla valutazione del fattore di swirl.

#### 2.4.2. Apparato a cilindro rotante

Per misurare la resistenza prodotta dalle superfici, molti autori hanno usato un impianto rotativo, costituito da due cilindri coassiali, con quello più interno tra i due posto in moto relativo rispetto a quello più grande, statico, ed essendo il tutto immerso nel fluido di prova (che potrebbe in alcuni casi anche differire dall'acqua). Le parti principali di questa tipologia di setup sono di seguito mostrate (fig. 2.12):

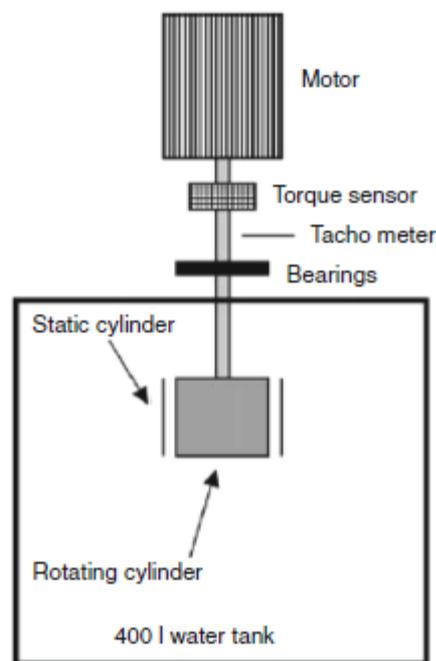


Fig. 2.12 – Illustrazione del setup sperimentale della macchina a cilindro rotante

In questo caso, il cilindro più interno, scelto come sede della vernice da testare, ha un diametro di 30 cm e un'altezza di 17 cm. Il diametro dell'altro cilindro, statico, è di 38 cm, con un'altezza sempre di 17 cm. Il volume del contenitore del fluido è di 400 litri, e la sua temperatura può essere controllata usando uno scambiatore di calore. La velocità tangenziale della superficie esterna del cilindro è stata fatta variare nel range dei 10-15 nodi negli esperimenti condotti da Weinell et al. Anche in questo caso, il metodo indiretto descritto consiste nel misurare esclusivamente il momento torcente e la velocità angolare del cilindro sotto esame. Questo sistema ha dato prova della sua efficacia per misure di resistenza di contrasto tra superfici lisce e ruvide; infatti questa tipologia di misurazione viene utilizzata nelle industrie che fabbricano le vernici e negli istituti scientifici. I vantaggi forniti da quest'apparato sono costituiti dal suo basso costo di funzionamento, facile manutenzione, dimensioni ridotte e semplice costruzione. Rispetto ai piattelli d'attrito (utilizzati ad esempio nei towing tanks), il cilindro rotante offre un considerevole vantaggio siccome non soffre delle complicazioni risultanti dallo sviluppo dello strato limite di velocità su tutta la lunghezza della sezione di prova. Uno svantaggio di questo rotore è invece causato dagli effetti di bordo alle due estremità dei cilindri (che non sono infinitamente lunghi), in cui si ha un regime di flusso di transizione tra la geometria cilindrica e quella planare tipica del

disco piatto. Ulteriori svantaggi sono correlati alla difficoltà di ottenere uno strato di verniciatura uniforme su tutta la superficie, con la sua microgeometria caratteristica, rispetto al caso piatto, che sotto quest'aspetto riesce a avvicinarsi maggiormente alle superfici reali rivestite sulle navi. A causa di questi inconvenienti, la strumentazione connessa al rotore potrebbe eventualmente misurare una superficie più rugosa di quella che i sistemi piani misurerebbero. Infine, il sistema a cilindri coassiali potrebbe produrre risultati che sono difficili da interpretare, in seguito alla formazione del cosiddetto moto alla 'Taylor-Couette'. Il flusso di Couette è quella tipologia di moto che viene a instaurarsi tra due superfici che sono poste a brevissima distanza tra loro, così che nell'equazione di Navier-Stokes siano dominanti gli effetti viscosi sul resto, con gli effetti inerziali trascurabili e la presenza di una direzione privilegiata per il moto (unidimensionale). Considerando il flusso all'interno di una corona circolare, le equazioni del moto di Navier-Stokes possono appunto essere risolte esattamente in modo analitico, ma quando le approssimazioni introdotte per lo studio del sistema iniziano a essere abbastanza restrittive, in modo particolare quella di moto laminare, l'applicazione della soluzione trovata è fortemente limitata. Nelle applicazioni sperimentali, c'è l'esigenza di quantificare la potenza richiesta per prevalere sulla resistenza d'attrito di un albero ruotante alle diverse velocità angolari, le quali superano notevolmente le velocità per cui si verifica moto laminare. Nei casi in cui non esiste la possibilità che il gradiente di pressione in direzione radiale e le forze viscosi riescano a smorzare e ripristinare i cambiamenti nella spinta centrifuga causati da piccoli disturbi locali del flusso, il moto fluido non è più stabile, dando vita a un flusso secondario, chiamati vortici di 'Taylor-Couette'. Quantunque i vortici di Taylor-Couette si verificano di solito a velocità di rotazione sufficientemente elevate, essi possono anche presentarsi a regimi di rotazione inferiore se il gap (interstizio) tra i due cilindri non è abbastanza contenuto. L'interpretazione dei vortici suddetti sui risultati di misura del fattore di attrito non è assolutamente facile; sebbene esistano diversi studi per analizzarla e quantizzarla, ancora non si è stabilito il modo in cui effettivamente condiziona le letture ottenute e sono necessari ulteriori approfondimenti.

### **2.4.3. Esperimenti in vasca**

Tra tutti i setup possibili, gli esperimenti in vasca sono tra quelli più frequentemente utilizzati per stimare la resistenza al moto delle navi. Infatti ci sono lavori da parte di numerosi autori. Essenzialmente l'apparato consiste di un lungo recipiente tipo vasca, aperto superiormente, di forma rettangolare lungo la sezione trasversale e contenente acqua. Un binario scorre lungo l'estremità superiore di ogni parete per tutta l'estensione in lunghezza di essa. Un carrello, a cui può essere attaccato un provino di qualsiasi forma, sia essa una lastra piana o lo scafo di una nave di dimensioni ridotte, può essere trainato da motori collocati indifferentemente sul pezzo stesso (on board) e azionanti direttamente la ruota del carrello, oppure nei pressi della vasca e azionanti un lungo cavo fissato al carrello mosso quindi per trascinamento. Nello spazio interposto tra il carrello e la lastra piana o la geometria navale, un misuratore di forza resistente è allocato allo scopo di misurare il drag agente lungo la direzione longitudinale.

Ci sono svariati vantaggi nell'utilizzo di esperimenti in vasca con una lastra piana. Per esempio, il flusso sopra una siffatta geometria è stato analizzato con dovizia di particolari ed esiste per esso una vasta gamma di correlazioni empiriche. Oltretutto, una lastra piana, se comparata ad un corpo di diverso profilo, risulta in una minima forza di resistenza di forma (legata alle onde e alla scia); così, questi effetti sono ridotti al minimo, con la conseguenza che il fattore d'attrito viscoso risalti distintamente. In confronto a un corpo profilato, una lastra piana simula più accuratamente gli scafi delle navi grandi in merito al solo attrito. Su

una lastra piana, non ci sono gradienti di pressione paralleli lungo la direzione del flusso e in grado di influenzare lo strato limite. I piatti sono relativamente redditizi dal punto di vista economico, facili da produrre, e semplici da maneggiare. Infine, i rivestimenti degli scafi possono facilmente essere applicati su di essi. Tuttavia, gli esperimenti condotti in vasca soffrono anch'essi di alcuni seppur pochi lati negativi. Per esempio, un tunnel molto lungo è necessario per ottenere risultati affidabili, a causa del tempo richiesto per l'instaurarsi dei meccanismi di moto a regime (stazionario). Lo sviluppo di un confine di strato limite per la lunghezza della sezione di prova è garantito esclusivamente per la parte iniziale dello scafo, senza includere l'effetto della parte del campo di moto più lontano dallo scafo. Applicare la scabrezza sul bordo anteriore può, comunque, causare un flusso turbolento, con l'effetto di simulare le condizioni di flusso presenti nella parte più lontana (a valle) dello scafo. Le teorie derivanti dall'analisi dimensionale sono largamente impiegate per la similitudine tra le dimensioni dei modelli e dei prototipi, allo scopo di minimizzare questo inconveniente, sebbene alcune incertezze nell'operazione di scalare i risultati sono destinate a comparire. Infine, gli effetti di bordo alle estremità del piatto, dove il regime di flusso appare di transizione, causano cambiamenti al coefficiente di attrito viscoso locale; quest'ultimo lato negativo può essere migliorato adottando un piatto più ampio, che in quel modo sarebbe influenzato in modo minore dagli effetti di transizione presenti ai bordi. Una rappresentazione dell'apparato usato nei test in vasca è fornita nella fig. 2.13:



*Fig. 2.13 – Esperimenti in vasca navale usate per le misurazione di resistenza di forma e attrito*

#### **2.4.4. Tunnel d'acqua**

I tunnel d'acqua sono largamente usati e, in linea di principio, essi forniscono gli stessi identici risultati degli esperimenti condotti in vasca [2]. Questi ultimi necessitano che la sezione da testare sia messa in moto relativo all'interno dell'acqua, mentre un tunnel d'acqua richiede solo che l'acqua sia spinta verso la sezione da testare. Barton & co hanno fornito un esempio di un tunnel d'acqua usato per misurare la forza di resistenza:

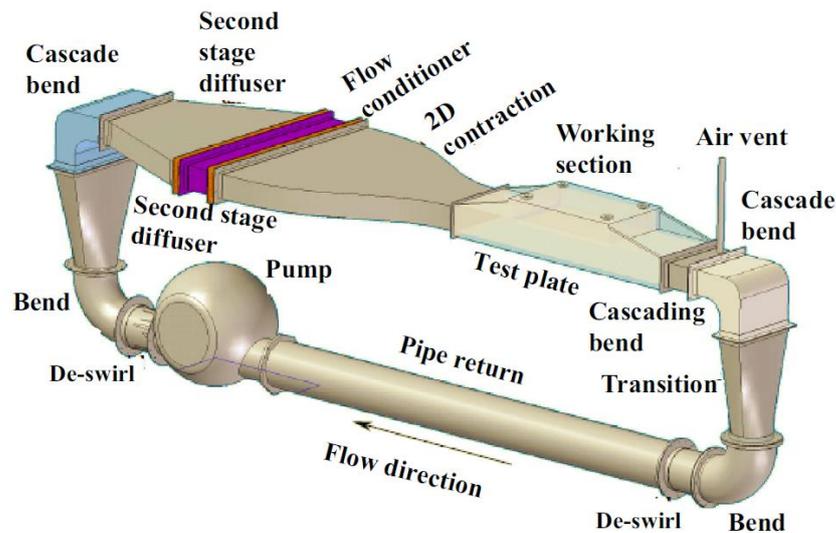


Fig.2.14 – Tunnel d'acqua

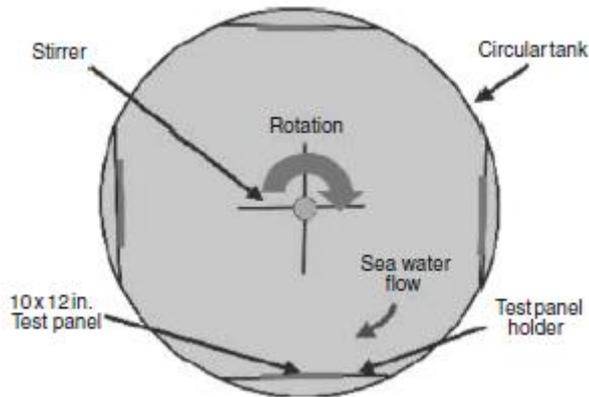
L'apparato strumentale (fig. 2.14) consiste di un circuito chiuso in cui l'acqua compie un percorso ciclico all'interno di un tunnel designato in modo specifico per avere misure controllate e dettagliate dell'attrito viscoso locale, della resistenza e in generale dello sviluppo dello strato limite legato all'interazione solido-liquido soprattutto in applicazioni di ricerca. Un certo numero di componenti richiedono di essere progettati in modo accurato in modo da ottenere condizioni di flusso controllate e uniformi su tutta la sezione di lavoro (operativa), che sarebbe la zona in cui l'attrito e le altre grandezze del moto fluido vengono misurate.

La maggior parte del campo di moto attraverso la sezione di lavoro risulta in un range di velocità che va da 0,3 m/s a 2 m/s, fornendo un  $Re$  variabile approssimativamente all'interno dell'intervallo  $5 \cdot 10^5 - 2 \cdot 10^6$ , assumendo come dimensione caratteristica la lunghezza della sezione di lavoro. Nell'apparato a tunnel d'acqua descritto da Barton et al, la sezione di lavoro aveva le dimensioni di 220 cm in lunghezza, 20 cm in altezza e 60 cm in profondità. In aggiunta, la superficie da testare all'interno della sezione di lavoro misurava 99,1 cm in lunghezza, 59,7 cm in larghezza e 0,3 cm in spessore. Un setup di questo tipo offre diversi vantaggi, in confronto a un'esperienza condotta in vasca. E' spesso di dimensioni contenute, e permette, grazie all'adozione di particolari componenti, tipo la struttura a nido d'ape, di ottenere condizioni di flusso controllate e di regime laminare anche per velocità tipicamente più elevate di quelle a cui si assiste alla transizione. Ulteriormente, è possibile equipaggiare l'apparato con misuratori ottici collocati in posizioni fisse, allo scopo di analizzare visivamente il campo di moto generato dal rivestimento in esame. La sezione di lavoro relativamente piccola e i numeri di Reynold ottenibili abbastanza contenuti sono tuttavia annoverati come svantaggi dell'utilizzo di questi tunnel d'acqua rispetto che condurre gli esperimenti in vasca.

#### 2.4.5. Test su barca di pannelli esposti staticamente e dinamicamente

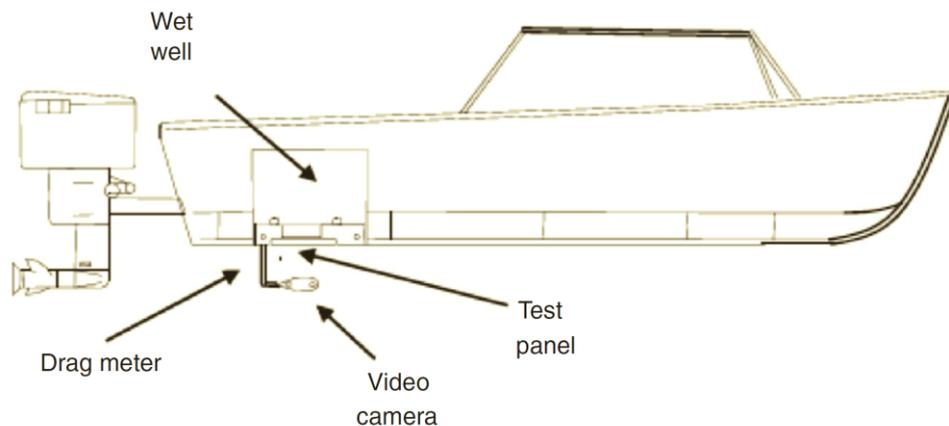
Un metodo particolare è stato sviluppato da Swain et al presso l'Istituto Tecnologico della Florida, USA. Il test consiste nell'eseguire un'esposizione combinata, statica e dinamica, in acqua di mare, di pannelli di prova e successivamente nella misurazione della forza di

resistenza risultante usando una piccola imbarcazione. I pannelli, aventi le dimensioni di  $25 \times 30 \text{ cm}^2$ , vengono esposti in condizioni di acqua di mare naturale. La figura 2.15 rappresenta l'apparato usato per l'esposizione dinamica dei pannelli, in cui fino a 4 provini possono essere esposti contemporaneamente.



*Fig. 2.15 - Vista dell'apparato per l'esposizione dinamica*

Un agitatore ruotante è stato installato sul fondo di un profondo recipiente circolare, che misura 5 piedi in diametro e 4 in profondità (altezza). L'agitatore è stato mantenuto in rotazione ad una velocità di 60 giri al minuto, risultando in una velocità dell'acqua di approssimativamente 5 metri al secondo sopra la superficie dei pannelli.



*Fig. 2.16 – Illustrazione schematica del setup sperimentale per test su barca*

La figura 2.16 illustra la disposizione della strumentazione nel test vero e proprio, consistente in un pozzo bagnato costruito presso la sezione di poppa dello scafo di un'imbarcazione modello Chris Craft Commander di 9 metri modificata.

L'imbarcazione è in grado di testare i provini a velocità sostenute, fino a  $17 \text{ m/s}$ , con un numero di Reynolds locale di circa  $5,5 \times 10^7$ . I pannelli di prova, terminata la preventiva esposizione al fouling marino, sono montati su un supporto che attraversa lo scafo. Lo strumento è equipaggiato con un elemento misuratore di forza galleggiante, il quale valuta gli sforzi d'attrito sul rivestimento dello scafo; è inoltre presente una videocamera, allo scopo di filmare e osservare le condizioni di superficie del rivestimento e le specie di

microorganismi ivi presenti. Un importante vantaggio di questo apparato è rappresentato dal fatto che i pannelli sono stati esposti alle condizioni di naturale acqua di mare durante ogni singola parte della prova. L'immersione statica riproduce le condizioni di una nave ferma in porto, mentre quella dinamica, fornendo velocità di valore assoluto fino a 5 m/s (10 nodi), riproduce le condizioni di sforzo tangenziale che sperimentano alcuni tipi di nave lungo i loro scafi, quantunque si possa argomentare che la velocità non è una rappresentazione sufficiente per la maggior parte delle navi commerciali abbastanza grandi. L'apparato per le misurazioni di forza resistente potrebbe fornire velocità fino a 17 m/s (33 nodi), procurando un vasto range di possibilità di prove dinamiche. Inoltre è presente l'eventualità di variare i periodi di esposizione statica e dinamica, per simulare le condizioni di stazionamento in porto- percorso in rotta, con un notevole grado di flessibilità. Questo metodo fornisce un eccellente confronto per i vari pannelli esposti in condizioni variabili anche di poco, al fine di determinare la vernice più ottimale per ogni singola evenienza specifica.

#### 2.4.6. Test all'interno di tubi

Il moto all'interno dei tubi gioca una discreta importanza per le industrie dei rivestimenti per gli scafi siccome la resistenza in siffatta tipologia di flusso è correlata esclusivamente alle proprietà di superficie e, di conseguenza, legata alla resistenza viscosa delle vernici per gli scafi. Test sperimentali e modelli fisici di rappresentazione del flusso nei condotti sono stati portati avanti da numerosi autori. La figura 2.17 mostra un esempio di un sistema a tubo usato per la determinazione dell'attrito viscoso dei rivestimenti, nel modo descritto da 'Leer-Andersen and Larsson'[2].

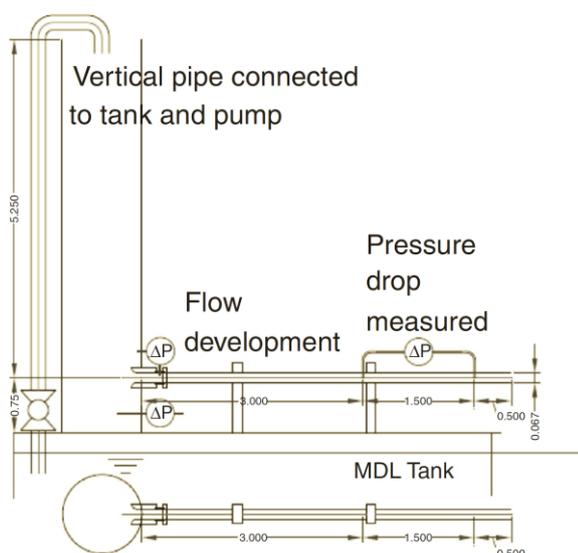


Fig 2.17 – Progetto dell'apparato per test con tubazioni

L'apparato è costituito da un recipiente cilindrico in PVC molto largo e posizionato in verticale, a cui è raccordato un condotto cilindrico, e da una pompa progettata in modo da alimentare il sistema pompando l'acqua da un grosso bacino fino al recipiente suddetto. La sezione operativa del condotto gode della possibilità di essere aperta assialmente, così da poter rivestirne l'interno e poi richiuderla in un secondo momento. Un tratto antecedente alla sezione operativa (caratterizzata da una caduta di pressione in termini di carico di 1,5 metri),

lungo 3 metri e rivestito colla vernice oggetto di studio, è usato per ottenere un flusso completamente sviluppato. Il condotto del sistema studiato ha un diametro di 6,7 cm. Leer-Andersen e Larsson hanno misurato i coefficienti di attrito viscoso per tre tipologie di superfici rivestite, conosciute col nome di ‘fiberflocs’, e per dieci superfici rivestite e presentanti uno strato di cirripedi ben adeso. Esistono diversi vantaggi in favore del sistema utilizzato da questi autori. Innanzitutto il setup sperimentale è di facile realizzazione, richiede di costruire un ridotto numero di pezzi, e gode di un contenuto costo per la sua manutenzione. Grandi incrementi del coefficiente di attrito viscoso possono essere valutati velocemente e accuratamente tramite semplici misurazioni di cadute di pressione. Inoltre, è presente una estesa letteratura a riguardo del moto dei fluidi nei condotti e di come esso sia influenzato dalla rugosità. Tuttavia, gli stessi autori che hanno messo a punto l’apparato hanno anche elencato alcuni difetti che esso presenta. Ad esempio, con questo device, lo sbocco si trova troppo vicino alla sezione operativa. Un flusso rigorosamente sviluppato non può essere ottenuto in prossimità della sezione di test a causa della lunghezza del condotto, insufficiente per tale scopo. Un cattivo allineamento delle valvole di pressione può influenzare la misura della differenza di pressione relativa, causando incertezze nella stima del coefficiente di attrito viscoso. La presenza di un condotto a diametro non uniforme provoca differenze di pressione e, anche in questo caso, ulteriori fonti di incertezza. In aggiunta, la precisione del sistema di misura è limitata, in seguito alle basse tolleranze sulla lunghezza del diametro. Materiali in PVC sono stati scelti particolarmente per il fatto che sono facilmente apribili e in seguito richiudibili nel modo indicato sopra, che fa sì che non tutti i materiali possano essere impiegati. La tolleranza dei condotti in PVC utilizzati è di 0,6 mm e il diametro misurava 6,7 cm; in questo modo una sostanziale porzione dell’incertezza riscontrata nelle letture è stata facilmente attribuita al fattore della tolleranza sul diametro. Infine, si è palesata la presenza di una riduzione dell’estensione della sezione trasversale utile del tubo, a causa della presenza del biofilm, di cirripedi, o dell’accumulo di altri materiali. Svantaggi generali intervengono in merito alla vernice di rivestimento, trattando qualunque tipo di setup a condotti, come ad esempio tutti i sistemi chiusi che creano problemi in fase di esame (è difficile investigare sulla tipologia della scabrezza, crescita del biofilm, e profilo di velocità se interni al tubo); la vernice non è facilmente applicabile come nel caso in cui si debba rivestire una lastra piana o lo scafo di una nave, e questo si traduce in incertezze nella fase di up-scale dei dati o nel fare confronti con altri esperimenti attuati in apparati testanti geometrie piane o piatte.

## 2.5. Valutazione finale

I metodi fin qui descritti hanno vantaggi e svantaggi che possono essere riassunti nella tabella di seguito fornita [6]:

*Tab. 2.1 – Tabella riassuntiva*

Test setup	Advantages	Disadvantages
Rotating disk	Small size Easy application of coatings Fairly low cost	Varying shear stress over the test surface
Rotating cylinder	Small size Fairly low cost	Complex interpretation of friction coefficient
Towing tank	No pressure gradients Resemblance to ship geometry Vast amount of literature for flow over flat plates	Large tank necessary
Water tunnel	Small size Controlled flow	Complicated flow stability to two- and three-dimensional controlled disturbances
Static and dynamic panel exposure tested on a boat	Flexible immersion conditions (static and/or dynamic)	Dynamic immersion could deviate some from actual hull conditions of a moving ship
Pipes	Vast amount of literature for flow in pipes	Large uncertainty Complicated visual inspection
Optical methods for drag measurements	Accurate flow pattern measurements	Expensive equipment Indirect drag evaluation

Sulla base di tutte le considerazioni fatte, abbiamo scelto di operare ricostruendo un apparato a disco rotante immerso, per poter misurare la resistenza di attrito delle varie vernici commerciali esaminate.

Infatti in rapporto ad un apparato a cilindro rotante, un FDM presenta i seguenti punti di forza:

- 1) È più facile verniciare una superficie piatta rispetto che una cilindrica, volendo ottenere uno spessore omogeneo;
- 2) I dischi piatti possono essere immersi direttamente nell'acqua di mare al fine di studiare gli effetti dovuti al bio-fouling, che dipendono anche dalla curvatura della superficie in esame;
- 3) Le strutture LIS che sono state elaborate come parte integrante del progetto globale sono più facilmente ottenibili nel caso di geometria piatta piuttosto che in quello di superficie curva.

### 3. Soluzioni analitiche

Le specifiche che un apparato FDM deve soddisfare sono state studiate prendendo spunto dall'analisi svolta nel report della US NAVY di J.Nelka [7].

#### 3.1 Confronto tra gli sforzi tangenziali del disco e delle navi

In ogni apparato per misure in scala ridotta, generalmente, il presupposto da cui partire per la progettazione del sistema è il soddisfacimento della similitudine tra prototipo e modello. Nelle nostre circostanze la condizione di similitudine completa è irrealizzabile, vista la diversità intrinseca dei campi di moto che si sviluppano (uno di tipo rotazionale, l'altro traslazionale); tuttavia è possibile operare in similitudine parziale di Reynolds, andando a ricreare nella scala ridotta gli stessi valori medi di sforzo di taglio effettivamente agenti nella scala reale, grazie alla rotazione del disco ad elevati valori di velocità angolare. Per avere una stima dei valori di  $\omega$  che devono essere raggiunti, è possibile procedere in questo modo. Dal momento che la coppia è fornita esclusivamente dal contributo degli sforzi tangenziali in direzione circonferenziale, che la distribuzione di questi ultimi ricalca la distribuzione del campo di velocità, e che la velocità risulta crescente in direzione radiale come per ogni oggetto in rotazione, si assume che l'unica parte di area che contribuisce al momento resistente sia quella della corona circolare compresa tra  $0,5 R$  ed  $R$ . Così, scrivendo l'espressione del momento agente su uno dei 2 lati del disco:

$$M = F_{av} \times r_{av} \quad (3.1)$$

Risulta che  $r_{av}$ , il braccio medio, sia pari a  $0,75 R$ , mentre  $F_{av}$ , la forza media, prodotto dello sforzo medio in direzione circonferenziale per l'area della corona suddetta, sia pari a  $(\tau_{av})_c 0,75\pi R^2$

E pertanto :

$$M = (0,75)^2 \pi R^3 (\tau_{av})_c \quad (3.2)$$

Che può essere riscritta isolando  $(\tau_{av})_c$  :

$$(\tau_{av})_c = \frac{M}{(0,75)^2 \pi R^3} \quad (3.3)$$

La teoria del moto fluido su lastra piana ci fornisce i valori medi del coefficiente d'attrito per le condizioni di moto tipiche delle navi di dimensione reale (sforzi di taglio reali) :

$$(c_\tau)_{ship} = \frac{\tau_{ship}}{\frac{1}{2} \rho_s U_\infty^2} = 0,0015 \quad (3.4)$$

per valori del numero di Reynolds pari a  $10^9$ , come evidenziato dalla trattazione precedente del moto su lastra piana.

Quindi si ha:

$$\tau_{ship} = \frac{1}{2} \rho_s U_\infty^2 (c_\tau)_{ship} \quad (3.5)$$

In cui  $\tau_{ship}$  è lo sforzo di taglio agente sullo scafo marino

$\rho_s$  è la densità del fluido in cui la nave è immersa

$U_\infty$  è la velocità della nave.

Uguagliando gli sforzi,  $\tau_{ship} = (\tau_{av})_c$ , si può scrivere:

$$\frac{M}{(0,75)^2 \pi R^3} = \frac{1}{2} \rho_s U_\infty^2 (C_\tau)_{ship} \quad (3.6)$$

Si è quindi introdotto un coefficiente di momento,  $C_M$ , in modo da poter adimensionalizzare la coppia. Per il caso oggetto di studio, essendo un problema di idrodinamica, le variabili usate come parametri adimensionalizzanti devono essere solo tre, e si è scelto, seguendo la letteratura presente in materia, di utilizzare il raggio del disco  $R$ , la densità dell'acqua  $\rho$  e la velocità di rotazione angolare  $\omega$ , ottenendo :

$$C_M = \frac{2M}{\frac{1}{2} \rho \omega^2 R^5} \quad (3.7)$$

In cui il 2 al numeratore è dovuto al contributo di entrambe le superfici del disco, superiore e inferiore, mentre il gruppo al denominatore altro non è che la coppia esercitata dalle forze d'inerzia della corrente fluida.

Riscrivendo il momento con l'utilizzo del coefficiente appena introdotto si ha:

$$\frac{\frac{1}{4} C_M \rho \omega^2 R^5}{(0,75)^2 \pi R^3} = \frac{1}{2} \rho_s U_\infty^2 (C_\tau)_{ship} \quad (3.8)$$

Risolvendo quest'ultima equazione rispetto a  $\omega$  si ha:

$$\omega = 1,88 \left[ \frac{\rho_s}{\rho_D} \right]^{0,5} \left[ \frac{C_\tau}{C_M} \right]^{0,5} \frac{U_\infty}{R} \text{ [rad/s]} \quad (3.9)$$

In cui abbiamo introdotto i pedici  $S$  e  $D$  secondo la trattazione generale per cui nell'esperimento condotto sul modello si può utilizzare un fluido diverso da quello in cui è inserito il prototipo; tuttavia, nel nostro caso questi coincidono, e per stimare il valore della velocità angolare abbiamo fatto le seguenti ulteriori considerazioni:

- $U_\infty \cong 18$  nodi (pari a 33,336 Km/h, valore indicativamente medio per una rotta)
- $R = 0,025$  m
- $C_\tau = 0,0015$  per  $Re \cong 10^9$  (dalle correlazioni per moto su lastra piana)
- $C_M = 4,5 \times 10^{-3}$  per  $Re \cong 10^9$  (estrapolato dai dati forniti in [7])

che portano ad avere  $\omega = 402,04$  rad/s. Tale valore non è raggiungibile in laboratorio con lo strumento utilizzato e quel determinato set-up di cui si è parlato sopra, pertanto si è resa opportuna la realizzazione e la sperimentazione di dischi di dimensioni maggiori; tuttavia, l'analisi svolta per le velocità inferiori e, di conseguenza, i  $Re$  più bassi è relativamente utile essendo rappresentativa di tutte le condizioni di moto avventisi prima del flusso a regime e fornendo stime che fanno intuire molto bene l'andamento dei grafici anche per le regioni di moto non esaminate.

### 3.2. Descrizione dello strato limite

Il moto di un fluido viscoso a contatto con una superficie è caratterizzato dalla presenza di uno strato limite di velocità (ma il discorso può essere esteso a qualunque altra grandezza trasportata dal campo di moto) di spessore finito collocato presso la parete stessa. Con il termine di strato limite si intende quella regione del campo di moto dove si risente degli effetti dovuti alla presenza del solido, avendosi al suo interno variazioni di velocità rispetto ai valori del flusso indisturbato pari al 99%; questa è infatti la definizione usata per tracciare  $\delta$ , spessore di strato limite. Nel caso di fluido viscoso sopra lastra piana semi-infinita (moto monodimensionale), lo strato limite è bidimensionale, come mostrato nella figura sottostante:

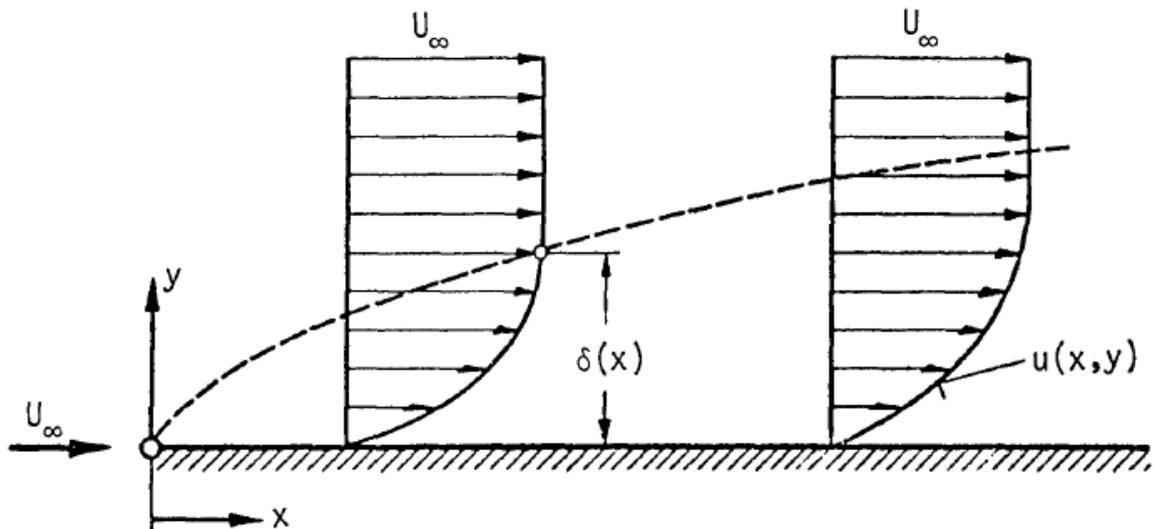


Fig 3.1 – Strato limite su lastra piana

Per fluttuazioni di velocità contenute o trascurabili all'interno dello strato limite, si parla di strato limite laminare, rispecchiando la caratteristica del flusso definito tale, di avere traiettorie parallele tra di loro; a seguito di incrementi nella velocità delle fluttuazioni, lo strato limite diventa di transizione e, continuando a crescere il numero di Reynolds, man mano che gli sforzi inerziali dominano quelli viscosi, diventa turbolento, condizione di moto in cui i parametri caratteristici iniziano a essere funzione anche del tempo, con elevate oscillazioni attorno a dei valori medi. L'intensità di queste fluttuazioni e il loro verificarsi dipendono primariamente dalla componente di velocità del tratto indisturbato, dalla rugosità della superficie e dalla distanza dal punto in cui si genera inizialmente lo strato limite. Nelle applicazioni tradizionali la velocità del fluido soddisfa sempre la condizione di non slittamento all'interfaccia con la parete, andando o ad aumentare o a diminuire lungo la direzione perpendicolare al flusso a seconda che sia la parete o il fluido ad essere posto in moto.

### 3.3. Flusso dovuto a un disco rotante

Il fluido che circonda il disco rotante è inizialmente a riposo. Non appena il disco inizia a ruotare, il liquido vicino alla sua superficie (entro i confini dello strato limite di cui si è parlato sopra) viene fortemente influenzato dall'attrito viscoso tra strati di fluido adiacenti, dovendo aderire alla parete del disco. Se si ipotizza che i cambiamenti nel campo di pressione si presentino solo in direzione normale alla superficie del provino, si realizza un disequilibrio tra la forza d'attrito e la forza centrifuga in direzione radiale, essendo quest'ultima la più grande tra le due. Questo fenomeno provoca un moto di fuoriuscita del fluido in direzione radiale e in modo simmetrico rispetto al centro del disco. Nasce dunque una componente assiale di velocità verso il disco che compensa il flusso uscente, per soddisfare la legge di continuità, portando in fine alla seguente configurazione di strato limite [7]:

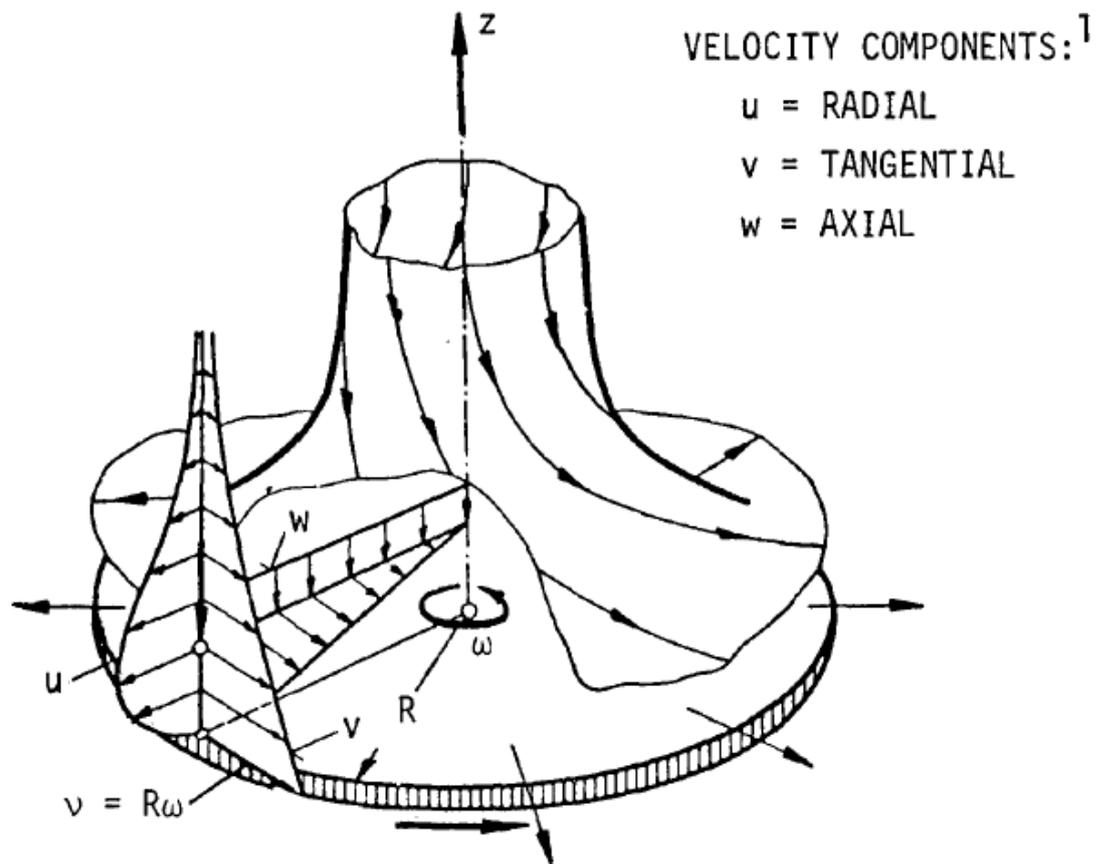


Fig 3.2. – Strato limite su piattello rotante

### 3.4. Bilancio delle forze sul disco

Per comprendere come le forze in gioco contribuiscano al momento risultante sul disco che ruota, viene sviluppato brevemente un bilancio di forze con l'ausilio della fig 3.3:

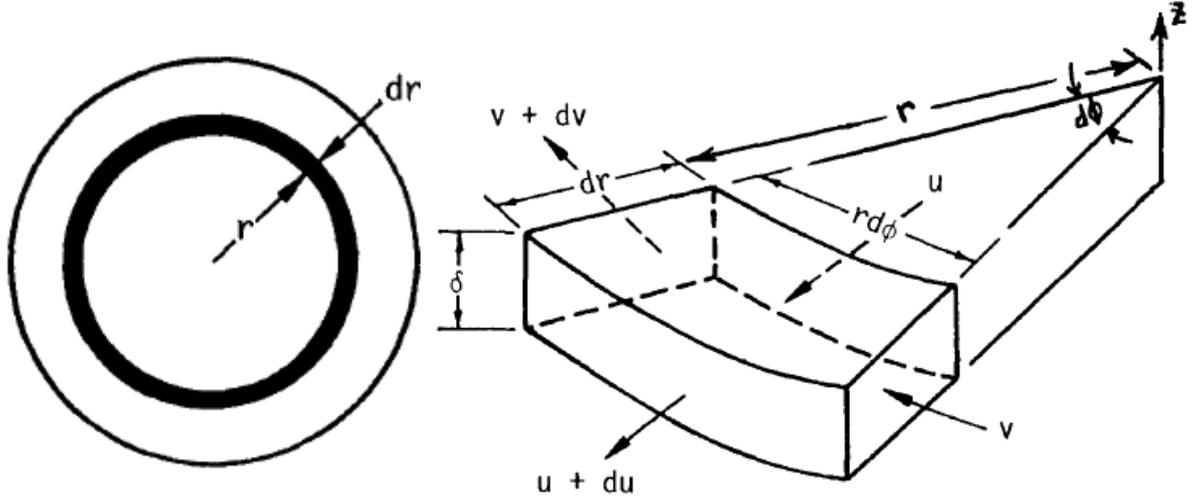


Fig. 3.3 – Elemento infinitesimo di fluido

Dove  $r$  è il raggio,

$u, v$  sono le componenti di velocità in direzione radiale e tangenziale

$z$  è la direzione assiale

$\delta$  è lo spessore di strato limite

$\varphi$  è la direzione tangenziale

L'applicazione dell'equazione della quantità di moto per flusso permanente, espressa lungo la direzione radiale per un elemento di fluido di spessore  $\delta$  è la seguente[7]:

$$dF_c + dF_s = \int_0^\delta \rho(u + du)^2 [2\pi(r + dr)dz] - \int_0^\delta \rho u^2 (2\pi r dz) \quad (3.10)$$

In cui

$$dF_c = 2\pi r \left[ \rho \int_0^\delta \frac{v^2}{r} dz \right] dr \quad (3.11)$$

rappresenta la forza centrifuga,

$$dF_s = -2\pi r \tau_r dr \quad (3.12)$$

costituisce la forza di taglio,  $\rho$  è la densità del fluido e  $\tau_r$  è lo sforzo di taglio in direzione radiale.

Per questa analisi, si assume che  $p = p(z)$ . Se i termini di infinitesimo superiore vengono trascurati, l'equazione della quantità di moto in direzione radiale si semplifica in:

$$dF_c + dF_s = \int_0^\delta 2\pi \rho (2ur du + u^2 dr) dz = \int_0^\delta 2\pi \rho \frac{d(u^2 r)}{dr} dr dz \quad (3.13)$$

oppure

$$dF_s = \frac{d}{dr} \left( 2\pi r \rho \int_0^\delta u^2 dz \right) dr - dF_c \quad (3.14)$$

Applicando l'equazione del momento della quantità di moto per flusso permanente lungo la direzione circonferenziale sempre considerando un elemento di fluido di spessore  $\delta$  si ha:

$$-dM = \int_0^\delta \rho(u + du)(v + dv) 2\pi(r + dr)^2 dz - \int_0^\delta \rho u v r^2 2\pi dz \quad (3.15)$$

In cui

$$-dM = -\tau_\phi (2\pi r^2) dr \quad (3.16)$$

è il momento esercitato su un anello infinitesimo di fluido da parte di una soltanto delle facce del disco attorno al suo centro, e  $\tau_\phi$  è lo sforzo di taglio in direzione circonferenziale. Anche stavolta trascurando gli elementi infinitesimi di ordine più elevato, l'espressione di bilancio del momento in direzione tangenziale si riduce a:

$$-\tau_\phi (2\pi r^2) dr = \int_0^\delta 2\pi \delta r^2 \frac{d(uv)}{dr} dr dz \quad (3.17)$$

oppure

$$\frac{d}{dr} r^2 \int_0^\delta u v dz = -\frac{\tau_\phi r^2}{\delta} \quad (3.18)$$

Integrando l'equazione (3.18) si ottiene il momento dovuto a un disco di dimensioni finite, nel caso in cui siano trascurati gli effetti di bordo. Osservando sempre la medesima equazione si nota che la coppia resistente esercitata dal fluido inizialmente a riposo è una misura delle forze di taglio circonferenziali agenti sulla superficie del disco e può essere calcolata se sono noti i profili di velocità radiale e tangenziale attraverso tutta la regione dello strato limite. Per risolvere questo problema si ricorre alle equazioni di Navier-Stokes unite all'equazione di continuità.

### 3.5. Navier Stokes

Applicando le condizioni al contorno del flusso che si genera in tale situazione, il sistema di equazioni di Navier-Stokes e di continuità può essere risolto analiticamente trovando i profili di velocità radiale e tangenziale per il caso laminare. Le condizioni al contorno per un disco rotante a velocità  $\omega$  in un fluido inizialmente a riposo sono[7]:

per  $z=0$  (quota della superficie del disco):

$$\begin{aligned} u &= 0 \\ v &= r\omega \\ w &= 0 \end{aligned}$$

per  $z=\delta$ :

$$\begin{aligned} u &\approx 0 \\ v &\approx 0 \end{aligned}$$

Introducendo un sistema di coordinate cilindriche  $(r,\phi,z)$  con origine nel centro del disco nel suo piano medio, le equazioni di Navier-Stokes si esprimono in questa maniera[3]:

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial u}{\partial \phi} - \frac{v^2}{r} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ = F_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \phi^2} \left( \frac{u}{2} \right) - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \phi} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$\begin{aligned} \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial v}{\partial \phi} + \frac{uv}{r} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ = F_\phi - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \phi} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \phi^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u}{\partial \phi} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (3.20)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial w}{\partial \phi} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = F_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.21)$$

In cui  $t$  è il tempo

$F_r$  è la forza di volume in direzione radiale

$F_\phi$  è la forza di volume in direzione circonferenziale

$F_z$  è la forza di volume in direzione assiale

$p$  è la pressione

$\mu$  è il coefficiente di viscosità dinamica

L'equazione di continuità si esprime invece attraverso la:

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.22)$$

Che indica che il campo di velocità ha divergenza nulla (flusso comprimibile); Introducendo le condizioni al contorno di cui si è parlato all'inizio all'interno di Navier-Stokes e continuità, assumendo la condizione di flusso permanente (che per noi è valida solo nel caso di prove a step o nel caso in cui ci blocchiamo in un istante della nostra scala temporale), l'assialsimmetria del moto ( $\frac{\partial}{\partial \varphi} = 0$ ) e trascurando le forze di volume, il sistema di equazioni da risolvere si riduce a:

$$u \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{v^2}{r} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{u}{r} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.23)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{uv}{r} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v}{r} \right) + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.24)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \left( \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.26)$$

In cui  $\nu$  rappresenta il coefficiente di viscosità cinematica.

Per risolvere il sistema è conveniente introdurre la coordinata adimensionale :  $\zeta = z \sqrt{\frac{\omega}{\nu}}$  al posto della variabile  $z$ ; si ricerca una soluzione per somiglianza, ipotizzando che il campo di velocità abbia la forma :

$$\begin{aligned} u &= r\omega F(\zeta) \\ v &= r\omega G(\zeta) \\ w &= \sqrt{\nu\omega} H(\zeta) \end{aligned} \quad (3.27)$$

E supponendo per la pressione il seguente andamento :

$$p = p(z) = \rho\nu\omega p(\zeta) \quad (3.28)$$

Nelle espressioni precedenti  $F$ ,  $G$  e  $H$  sono i profili di velocità adimensionalizzati nelle direzioni rispettivamente:  $r, \varphi, z$ ; essi sono funzioni incognite esclusivamente di  $\zeta$  sopra introdotta.

Introducendo le equazioni dei profili e del campo di pressione all'interno del sistema di Navier-Stokes ridotto, si ottiene quanto segue [7] :

$$\begin{aligned} 2F + H' &= 0 \\ F^2 + F'H - G^2 - F'' &= 0 \\ 2FG + HG' - G'' &= 0 \\ p' + HH' - H'' &= 0 \end{aligned} \quad (3.29)$$

In cui l'apice ' denota che deve essere sviluppata la derivata della funzione rispetto a  $\zeta$ .

Anche le condizioni al contorno vengono riformulate nel seguente modo:

$$\begin{aligned} \text{per } \zeta = 0: & F = 0, G = 1, H = 0, p = 0 \\ \text{per } \zeta = \infty: & F = 0, G = 0 \end{aligned}$$

La soluzione del sistema ridotto e adimensionalizzato è ricavata tramite integrazione (per somiglianza) dallo Schlichting [8], che ha fornito i seguenti risultati per il caso di moto laminare:

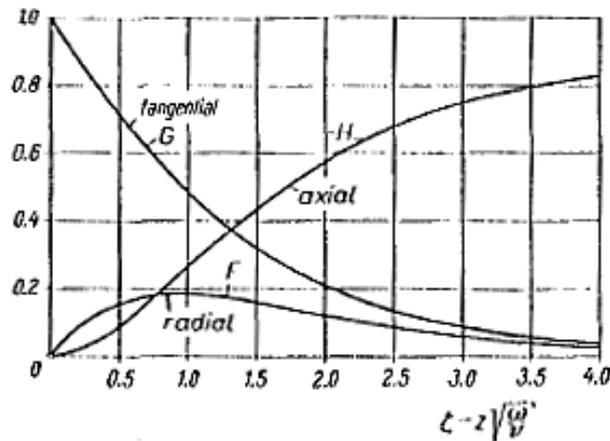


Fig. 3.4 - Andamento dei profili di velocità in funzione di  $\zeta$

Tabella 3.1 – Valori delle funzioni necessarie per la descrizione del flusso sul disco

$\zeta$	$F''$	$G'$	$H$	$p$
0	0,510	0,6159	0	0
$\infty$	0	0	0,8845	0,3912

Sebbene la validità della soluzione sia, parlando rigorosamente, applicabile solo al caso di un disco di dimensioni infinite, possiamo estenderla al nostro caso di disco di estensione finita, a patto che il suo raggio  $R$  sia  $\gg \delta$ , spessore di strato limite generato dal provino. [8] Possiamo quindi valutare il momento torcente di tale disco. Richiamando l'equazione:

$$-dM = -\tau_\varphi (2\pi r^2) dr \quad (3.30)$$

si ha che:

$$-M = -2\pi \int_0^R r^2 \tau_\varphi dr \quad (3.31)$$

E vengono di seguito sviluppati i calcoli per ottenere un'espressione analitica che dia il coefficiente di momento precedentemente elaborato al variare del numero di Reynolds del regime di rotazione:

$$M_{TOT} = 2 \int_0^{2\pi} \int_0^R \tau_\varphi \Big|_{z=0} r (rd\varphi) dr \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned} \tau_\varphi &= \mu \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \right) = \mu \frac{\partial}{\partial z} (r\omega G(\zeta)) \Big|_{z=0} = \\ \mu r \omega \frac{\partial G}{\partial \zeta} \frac{\partial \zeta}{\partial z} &= \mu \omega r \sqrt{\frac{\omega}{\nu}} 0,6159 = 0,6159 \mu \omega^{\frac{3}{2}} r \nu^{-0,5} \end{aligned} \quad (3.33)$$

In cui il valore 0,6159 è stato estrapolato dai risultati della tabella numerica esposta precedentemente;

$$M_{TOT} = 1,2318\mu\omega^{\frac{3}{2}}v^{-0,5}2\pi \int_0^R r^3 = 1,9349\mu\omega^{\frac{3}{2}}v^{-0,5}R^4 \quad (3.34)$$

richiamando  $C_M$

$$C_M = \frac{2M_{TOT}}{\rho\omega^2R^5} = 3,8698 \frac{v^{0,5}}{\omega^{0,5}R} = 3,8698 Re^{-0,5} \quad (3.35)$$

Che coincide con la soluzione proposta da Cochran.[7]

### 3.6 Caso di flusso turbolento

Per il caso di moto turbolento (la transizione tra i due regimi di moto per la geometria in questione è stata individuata indicativamente per valori di Reynolds nell'intorno di 500), Theodore Von Karman, ha utilizzato l'equazione del momento della quantità di moto e ha assunto profili di velocità per gli strati limite derivati dal flusso nei condotti della forma [7]:

$$u = \alpha r \omega \left(\frac{z}{\delta}\right)^{\frac{1}{7}} \left(1 - \frac{z}{\delta}\right) \quad (3.36)$$

$$v = r \omega \left[1 - \left(\frac{z}{\delta}\right)^{\frac{1}{7}}\right] \quad (3.37)$$

in cui  $\alpha$  è uguale al rapporto tra  $\tau_r$  e  $\tau_\phi$ ;

le equazioni di equilibrio sono soddisfatte quando

$$\alpha = \frac{\tau_r}{\tau_\phi} = 0,162 \quad (3.38)$$

$$\delta = \beta r^{\frac{3}{5}} \quad (3.39)$$

dove,

$$\beta = 0,522 \left(\frac{\nu}{\omega}\right)^{\frac{1}{5}} \quad (3.40)$$

Il momento dovuto a entrambe le facce del disco per questo caso turbolento è:

$$2M = 0,0728R^5\omega^2\rho Re^{-\frac{1}{5}} \quad (3.41)$$

che porta a un coefficiente di momento

$$C_M = \frac{0,146}{Re^{\frac{1}{5}}} \quad (3.42)$$

Oltre elevati valori di Reynolds, come accade per il moto dei fluidi all'interno dei condotti e sulle lastre piane, si evidenzia un comportamento dei valori di  $C_M$  che dipendono sempre meno dal numero di Reynolds diventando funzione prevalentemente della scabrezza relativa. Un legame di questo tipo è stato proposto da Dorfman che ha estrapolato, da ulteriori esperimenti alla stregua di quelli compiuti da Von Karman, Cochran e Goldstein, la seguente legge sperimentale:

$$C_M = 0,108 \left(\frac{k_s}{R}\right)^{0,272} \quad (3.43)$$

In cui  $k_s$  è l'altezza della rugosità caratteristica

### 3.7 Effetto di bordo

Tra le variabili che incidono sul comportamento di  $C_M$  sia nella sperimentazione sia nelle teorie analitiche, rientrano le singolarità che assume il campo di moto in prossimità dei bordi del disco, chiamate generalmente effetti di bordo o “effetti swirl”. Vi sono varie formulazioni per tenerne conto, ma quelle più utilizzate sono quelle proposte sempre da Dorfman secondo la relazione[7]:

$$C'_M = C_M \left(1 + 2,5 \frac{b}{R}\right) \quad (3.44)$$

In cui  $C'_M$  è il momento dovuto al disco e il suo bordo;

$C_M$  è il momento dovuto solo al disco(quello ricavato analiticamente nei conti precedenti);

$b$  è lo spessore del disco ;

$R$  è il raggio del disco espresso.

## 4. Materiali e metodi

### 4.1 Vernici esaminate

L'oggetto dei nostri studi sono state alcune tipologie di vernici, attualmente in commercio, allo scopo di caratterizzarle dal punto di vista dell'attrito viscoso, nell'ottica di valutarne la possibilità d'impiego per il rivestimento degli scafi navali. Sono state testate 5 varietà diverse di vernici, le cui proprietà sono di seguito riassunte;

- Vernice antifouling 1 (fig.4.1): si tratta di una vernice studiata per limitare l'adesione degli organismi marini sugli scafi, basata sull'incorporazione di silicone e hydrogel che non contengono componenti attivi come biocidi, conforme con le regole imposte dalla International Convention on the Control of Harmful Antifouling Systems. Pur non contenendo sostanze biocide, la non adesione del fouling è garantita dalla presenza di uno strato microscopico di hydrogel, mentre i polimeri di silicone facilitano il processo di autopulizia. Il componente principale è appunto il silicone, che si secca solo dopo l'aggiunta di un reticolante; risulta una superficie liscia a bassa energia superficiale che, pertanto, agisce da repellente nei confronti dell'acqua; questa vernice possiede grande potenzialità di risparmio energetico essendo idonea sia per navi che operano per lunghi intervalli di servizio, sia per imbarcazioni che sono soggette a grande periodi di inattività [9].



*Fig 4.1 – Campione di vernice A/F 1*

- Vernice antifouling 2 (fig 4.2): anche questo è un rivestimento privo di componente biocida, basato sulla stessa tecnologia degli elastomeri di silicone. Una bassa resistenza d'attrito utile per prevenire l'adesione degli organismi è ottenuta tramite gli elastomeri di silicone che hanno proprietà repellenti nei confronti dell'acqua. Questa vernice differisce anch'essa dagli altri prodotti antifouling in commercio per l'assenza di biocidi, tenendo in considerazione le problematiche ambientali; è stata designata specialmente per le imbarcazioni ad alta velocità e lunghi periodi di attività. Essa, in base a quanto riferito dai produttori, dovrebbe mostrare minore deterioramento del film superficiale e minor alterazione chimica rispetto ai prodotti autopulenti, assicurando una performance antifouling stabile e duratura che potrebbe permettere di prolungare gli intervalli intercorrenti tra un ormeggio e l'altro.



*Fig. 4.2 – Campione di vernice A/F 2*

- Vernice antifouling 3 (fig. 4.3) : essa è una vernice idrolitica, che rientra nella categoria di quelle a rilascio di fouling, e contiene uno speciale co-polimero di acrilato di rame che, basandosi su una tecnologia brevettata, viene a separarsi dal solido tramite processo di lisciviazione e assolve a funzioni biocide. E' stata progettata specialmente per le imbarcazioni che viaggiano nell'Oceano. Secondo la casa produttrice, il rivestimento assicura delle eccellenti performance anti-biofouling a lunga durata, come comprovato dagli ingenti dati raccolti [9].



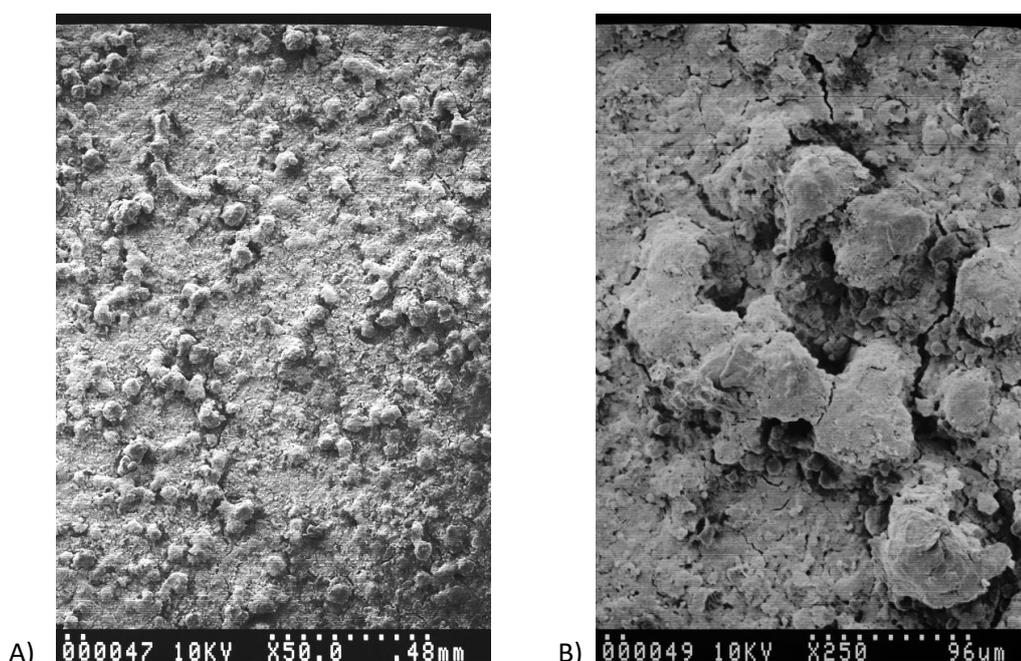
*Fig. 4.3 – Campione di vernice A/F 3*

- Vernice commerciale 4 (fig. 4.4) : questa copertura è una vernice antifouling, a basso coefficiente d'attrito, e biomimetica (non arreca danni all'ambiente circostante); il rivestimento è costituito da una struttura porosa che, essendo in grado di intrappolare l'acqua, diminuisce l'impronta idrodinamica dello scafo. Le proprietà antifouling a lungo termine sono garantite dall'utilizzo di un copolimero di acrilato di rame e silicone che ha la capacità di 'autolivellarsi': può essere applicata su coperture antifouling preesistenti e fornisce ulteriori miglioramenti sotto il punto di vista del risparmio energetico se usato in concomitanza con sistemi anti-corrosione.



*Fig. 4.4 – Campione di vernice commerciale 4*

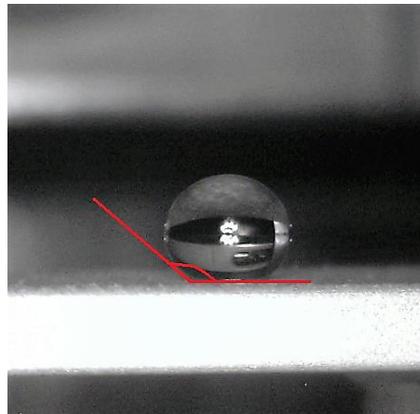
- Vernice super-idrofobica di uso commerciale: La vernice in questione è un rivestimento super-idrofobico (acqua) e oleorepellente (idrocarburi), in grado di respingere quasi qualsiasi liquido. Esso utilizza la nanotecnologia brevettata per rivestire in modo particolare la superficie di un oggetto e creare una barriera d'aria sulla sua superficie (vedi fig. 4.5).



*Fig.4.5 – Immagini ottenute tramite tecnica SEM a diversi livelli d'ingrandimento (A  $\times 50$  d'ingrandimento e B  $\times 250$  d'ingrandimento)*

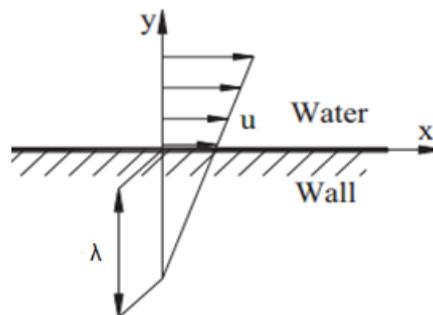
I valori di rugosità misurati per tale rivestimento sono tipicamente più elevati rispetto a quelli trovati per le coperture tradizionali, ed è proprio questa caratteristica che permette l'intrappolamento dell'aria, in una zona esterna molto sottile. Tale barriera respinge acqua, olio e altri liquidi in maniera decisamente superiore ai rivestimenti classici. Altri vantaggi, secondo il costruttore, sono costituiti dalla resistenza all'abrasione del rivestimento e la sua resistente aderenza, che consentono il suo impiego in tutte le applicazioni in cui è richiesta la durezza. Risulta ideale

per l'utilizzo su metalli, plastica, legno e tessuto. La copertura è formata da 2 fasi che asciugano all'aria e si applicano facilmente con spray. Il rivestimento inferiore è applicato approssimativamente a 1,5 mils (0,0381 mm), necessita di 15 minuti o più per asciugare e successivamente viene applicato il rivestimento superiore. Quest'ultimo di solito asciuga in 10 minuti. La vernice è adatta sia per uso esterno che interno e offre performance altamente idrorepellenti e oleorepellenti, mostrando buone prestazioni in svariate condizioni e per lunga durata. Il sistema si presta particolarmente bene nel mantenersi asciutto, non ghiacciato, auto-pulito, privo di batteri e difficilmente attaccabile dalla corrosione. Il rivestimento produce una superficie strutturata ed opaca. La finitura è al 70% trasparente, con un alone leggermente bianco. Essendo fortemente idrorepellente, le soluzioni acquose scivolano velocemente sulla superficie e formano goccioline sferiche che si adagiano su di essa con angoli di contatto estremamente elevati, superiori ai 150 gradi.



*Fig. 4.6 – Angolo di contatto di una goccia d'acqua sulla superficie trattata*

Tale proprietà ha suggerito l'idea di testare il prodotto per applicazioni ad immersione, come gli scafi delle imbarcazioni, al fine di osservare se, anche in tali condizioni, l'attrito viscoso risulti diminuito rispetto alle superfici rivestite con coperture tradizionali. In linea teorica infatti, vernici in grado di impregnarsi d'aria potrebbero consentire interazioni diverse, rispetto al caso classico, tra solido e liquido in moto relativo, come mostra la fig 4.7:



*Fig. 4.7 - Profilo di velocità nella condizione di slip.*

Tale condizione di moto, definita di Navier-Stokes, è una condizione più generale per la velocità tangenziale rispetto al caso di assenza di scivolamento (*no-slip*), e, per essere compresa maggiormente, necessita dell'introduzione del parametro  $\lambda$ , che è chiamato lunghezza di scorrimento (*slip length*) ed è una distanza fittizia al di sotto della superficie di riferimento alla quale la velocità del liquido diventa zero [10]. In presenza di *no-slip*, quando  $\lambda=0$ , per l'interfaccia potrebbero essere scritte le stesse condizioni al contorno che caratterizzano le superfici tradizionali (velocità tangenziale alla parete nulla, sforzo di taglio tra le due superfici che risulta proporzionale al gradiente di velocità secondo la legge di Newton), quando invece è presente questo fenomeno di scorrimento relativo, per il contorno si potrebbe scrivere la seguente formulazione dell'ipotesi di Navier:

$$u(y=0) = \lambda \left. \frac{du}{dy} \right|_{y=0} \quad (4.1)$$

Dove  $\lambda$  è la *slip length* e  $\frac{du}{dy}$  è il gradiente di velocità o *shear rate* nella direzione normale alla superficie. La velocità del flusso alla parete  $u(y=0)$  è chiamata velocità di *slip*.

Lo strato d'aria responsabile della condizione di slip, grazie ad una nano strutturazione particolare della superficie, viene denominato *air-plastron* ed esistono esempi in natura del suo sfruttamento da parte di specie animali.

Un fluido in movimento su di una superficie super-idrofobica, cioè in presenza di *air-plastron*, riesce facilmente a vincere l'energia interfacciale della superficie e a scorrere in condizioni di *slip*. E' stato teorizzato che su queste superfici si ottengono notevoli risultati di riduzione dell'attrito che aumentano con l'aumentare della *slip length* [10].



*Fig. 4.8 – Campione di vernice super-idrofobica*

Tra le proprietà possedute dai rivestimenti, giocano un ruolo chiave il modulo di Young e l'energia superficiale. Il primo infatti deve essere scelto attentamente adottando valori di compromesso per le due tendenze che influenza: da un lato crescendo, aumenta la resistenza meccanica della copertura garantendo elevata durata, dall'altro, diminuendo, fa decrescere la capacità di adesione degli organismi allo scafo, quantificata tramite la legge sperimentale (4.2) [9]:

$$F = (E\gamma)^{\frac{1}{2}} \quad (4.2)$$

Dove F è il fattore di adesione, misura della forza normale necessaria a staccare due materiali diversi, E il modulo di Young e  $\gamma$  l'energia superficiale. Per quest'ultima può essere fatto un discorso simile, in quanto oltre alla legge sovraesposta, essa interviene a influenzare la bagnabilità delle superfici, in modo tale da diminuire tale proprietà al suo crescere. Alla luce di ciò, i produttori di rivestimenti devono compiere delle scelte progettuali sulla strategia da adottare per limitare il fouling (intervenire su E,  $\gamma$ , o usare eventuali sostanze biocide, etc). Possiamo osservare un riscontro delle considerazioni nella seguente tabella:

*Tabella 4.1: Moduli di elasticità delle vernici*

<i>Tipo di rivestimento</i>	<i>E [MPa]</i>	<i>Strategia antifouling</i>
<i>Vernice A/F nr.1</i>	15.0	FDC
<i>Vernice A/F nr.2</i>	8.2	SPC
<i>Vernice A/F nr.3</i>	41.5	FR

Dove FDC (Fouling Defense Coating) e SPC (Self-polishing coating, auto-livellante) adottano una strategia basata sul contenimento del modulo di Young, mentre la FR (Fouling release) ricorre al biocida poiché ha resistenza meccanica maggiore e quindi risulta più facilmente attaccabile.

## 4.2. Setup sperimentale

### 4.2.1. Provini

Per testare le varie vernici si sono utilizzati dei provini intercambiabili di alluminio a forma di disco, prodotti tramite processo di tornitura eseguita nell'officina associata al laboratorio, e rivestiti unicamente sulla faccia inferiore, secondo i metodi e gli standard industriali. I dischi sono calettati sul rotore della macchina tramite una vite di pressione e le dimensioni dei piattelli utilizzati sono le seguenti:

*Tabella 4.2 – Dimensioni dei provini*

	<i>Diametro [mm]</i>	<i>Spessore [mm]</i>
<i>Piattello 1</i>	50	1,5
<i>Piattello 2</i>	100	3,2
<i>Piattello 3</i>	108	3,2
<i>Piattello 4</i>	150	3,2

Come si può osservare dalla tabella, gli spessori dei dischi aumentano con le dimensioni del diametro; infatti in fase di rifinitura, le forze messe in gioco dall'utensile generano un momento flettente che per spessori minori di quelli adottati causerebbe sollecitazioni di piega non sostenibili.



*Fig. 4.9 – Perno e rotore intercambiabili.*

#### **4.2.2. Contenitore**

Per poter effettuare l'immersione del disco si è utilizzato una vaschetta di forma rettangolare avente come dimensioni 19 cm di larghezza, 33 cm di lunghezza e 19 di altezza (vedi fig. 4.10), dimensioni obbligate dalla lunghezza che può essere servita in altezza dalla colonna del reometro e dall'estensione del piano di misura che offre quest'ultimo. Si è pertanto scelto di adottare il contenitore più ampio possibile entro quei limiti in modo da aumentare la massa d'acqua e ridurre al massimo gli effetti del confinamento del fluido in uno spazio finito, tra cui l'interazione del flusso, in direzione radiale uscente, con le pareti. Durante le prove si è riempita la vaschetta con un volume indicativo di 9,5 L, a causa dei limiti già descritti.

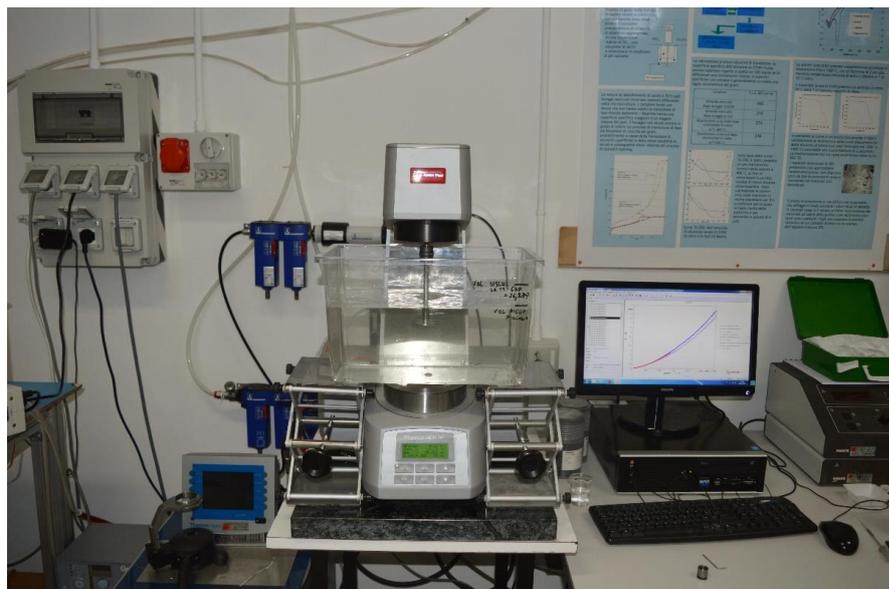


*Fig. 4.10 – Vaschetta*

### 4.2.3 Reometro

Nelle nostre esperienze abbiamo utilizzato il reometro Physica Anton Paar MCR 301.[11] Il sistema è realizzato in modo da ridurre al minimo il numero delle variabili indipendenti che influenzano le misurazioni di coppia. Esso monta un motore sincrono con un encoder incrementale ad alta risoluzione ottica ( $< 1 \mu\text{rad}$ ) e cuscinetti ad aria compressa, alimentati mediante apposito compressore ad una pressione pari a 5 bar, che minimizzano l'attrito della coppia cinematica. Tutto il sistema propulsivo viene montato su giunti flessibili, così da eliminare le vibrazioni causate dalla rotazione del rotore. La misura di coppia che si ottiene ha la risoluzione dello  $0.1 \text{ nNm}$  in un range di misure, che va da un fondo scala pari a  $0.05 \mu\text{Nm}$  fino ad un valore massimo di  $200 \text{ mNm}$ . Il reometro può funzionare con velocità di rotazione continua che varia tra i  $10^{-7} \text{ rpm}$  e  $3000 \text{ rpm}$  e in oscillazione rotazionale con frequenza tra i  $10^{-5}$  e  $100 \text{ Hz}$  e con una risoluzione dello  $0.01 \mu\text{rad}$ . [11] L'azionamento del motore elettrico sfrutta un apparato che opera in retroazione, e, grazie a sensori e centralina elettronica, consente di attuare un controllo sulle variabili meccaniche. Per ridurre i cimenti dinamici che si accentuano ad alte velocità di rotazione, il rotore è stato progettato e realizzato con tolleranze molto fini, per garantire che la struttura sia giroscopica, e in seguito è stato sottoposto a processo di equilibratura statica e dinamica. Possono inoltre essere misurate le forze normali agenti sull'asse in un range di misure tra lo  $0.01 \text{ N}$  e i  $50 \text{ N}$  con una risoluzione dei  $2 \text{ mN}$ . L'apparato monta anche un termostato con un sistema a Peltier in modo da garantire una termoregolazione in un ventaglio di temperature che va dai  $-40$  ai  $200 \text{ }^\circ\text{C}$  con una velocità di riscaldamento massima di  $60 \text{ K/min}$  e una velocità di raffreddamento massima di  $50 \text{ K/min}$ .

Per poter interagire con il reometro, si ha in dotazione il programma Rheoplus, sviluppato dalla casa produttrice; esso ci permette di settare a pc le modalità di prova ed ottenere i dati oggetto delle misurazioni anche in tempo reale, grazie all'interfaccia grafica. In particolare, i dati per noi più rilevanti sono stati i grafici della coppia in funzione della velocità angolare. Come fluidi per le prove sono stati impiegati acqua comune e acqua di mare, in modo da osservare possibili variazioni nelle misure effettuate a causa del cambiamento dei parametri principali (salinità, viscosità, densità, etc.).



*Fig. 4.11 – Setup sperimentale completo*

### 4.3 Metodologia di prova

Per condurre le prove si è operato in condizioni dinamiche di vario genere, scegliendo preventivamente una legge di moto da conferire al rotore (grazie al controllo in retroazione, che si è deciso di imporre alla velocità di rotazione). Si sono adottate essenzialmente due differenti leggi orarie, lo step (velocità costante) e la rampa lineare (accelerazione costante), la quale consente di avere un range molto ampio di variazione del numero di Reynolds associato al moto fluido e di osservare il modo in cui si modifica il momento all'aumentare della velocità di rotazione in modo continuo, ottenendo così confronti tra le vernici per tutti i singoli valori di velocità reali. In particolare la nostra legge oraria prevedeva per i piattelli da 5 cm di diametro di aumentare la velocità di rotazione da valore nullo a 3000 rpm in 300 secondi con andamento lineare; durante le prove per i dischi più grandi invece, si è adottata la stessa rampa lineare, cioè avente la stessa inclinazione nel tempo, ma si sono dovute interrompere preventivamente le sperimentazioni per non oltrepassare i limiti di carico dello strumento, avendosi infatti un incremento consistente della coppia risultante con l'aumentare delle dimensioni dei dischi. La variabile misurata e acquisita è la coppia resistente, pari esattamente al momento erogato dal motore grazie al controllo attuato dalla centralina; la macchina fornisce un valore medio di momento per ogni giro compiuto, dopo aver effettuato un campionamento multiplo, in modo che ci sia una riduzione degli effetti che contribuiscono al rumore di fondo. Essendo le condizioni di prova dinamiche, si avrebbe anche l'influenza sul momento totale della coppia associata alle forze inerziali legate alla massa del piattello stesso:

$$M_j = J \cdot \alpha \quad (4.3)$$

In cui  $J$  è il momento d'inerzia riferito all'asse  $z$  e  $\alpha$  rappresenta l'accelerazione angolare, ricavabile come pendenza della retta che fornisce  $\omega$  in funzione del tempo:

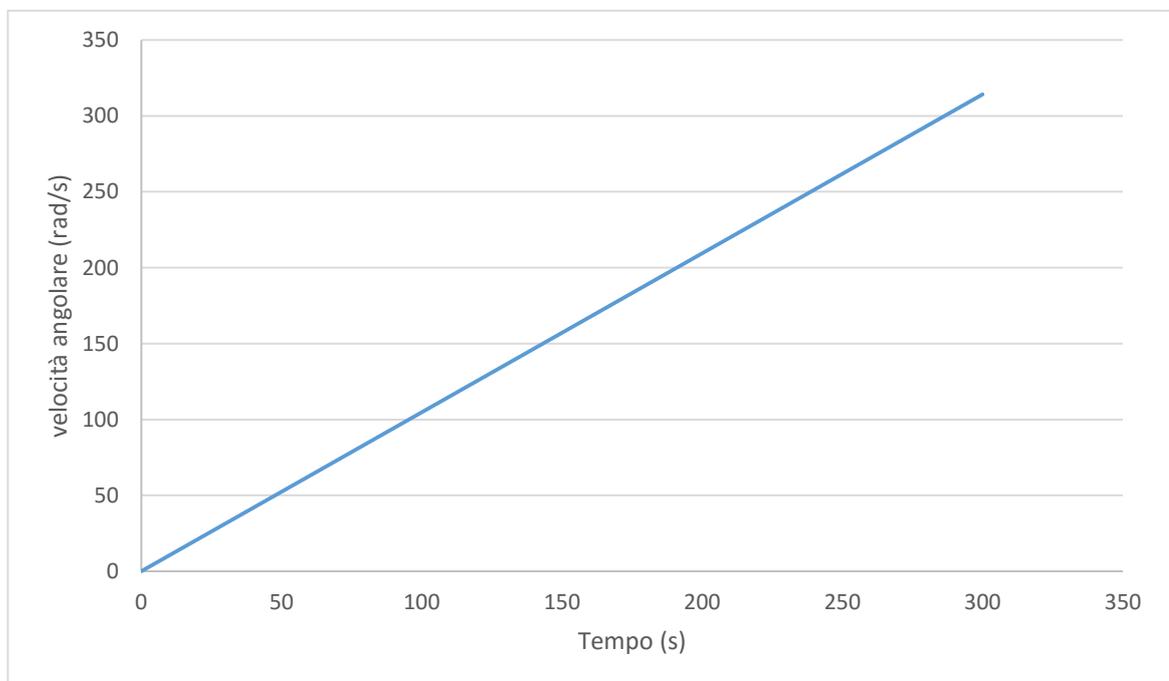
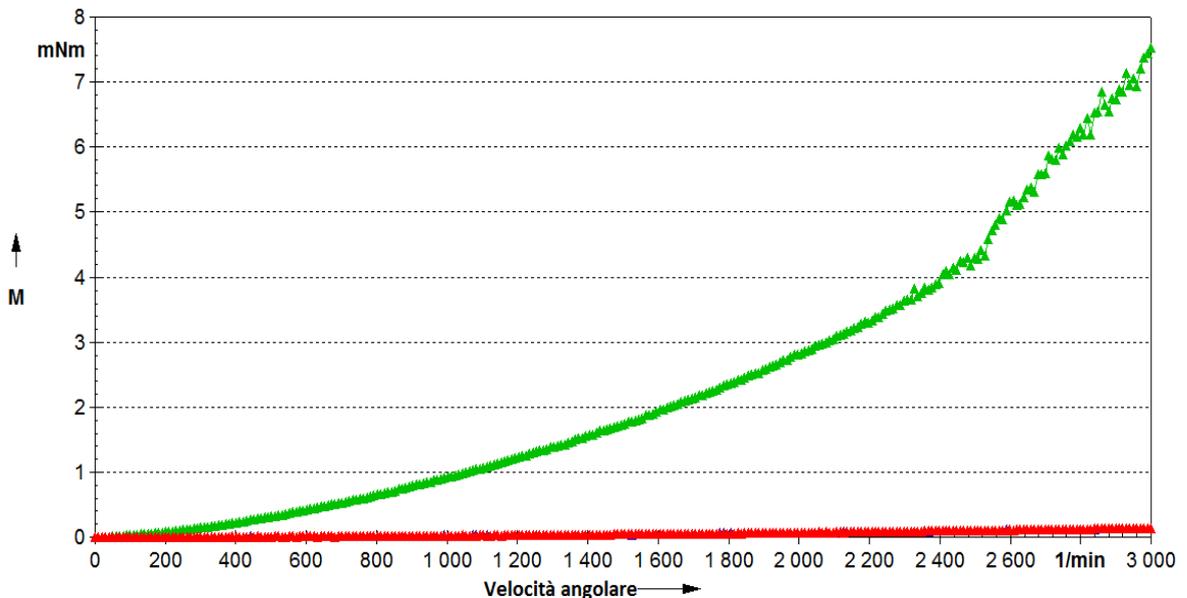


Fig. 4.12 – Legge oraria

$$\omega = \alpha t \quad (4.4)$$

per eliminare il loro contributo, si è effettuata una calibrazione dello strumento usando un rotore di alluminio di dimensioni pari ai dischi piccoli, in modo che nelle misurazioni successive sia dato direttamente il valore netto di momento. Per quanto riguarda invece gli effetti legati all'attrito viscoso che si ha sul perno, si sono effettuate diverse prove senza disco stimando così tali contributi, che risultano minimi, come si può osservare nella figura 4.13:



*Fig. 4.13 – Curva del momento fornita dal programma Rheoplus.*

Tale grafico mostra l'andamento del momento resistente dovuto al disco verniciato con l'everdry (colore verde) e quello della coppia dovuta al perno da solo (colore rosso) in funzione del regime di rotazione; si nota come la curva relativa al perno sia molto piatta, quasi costante al variare di  $\omega$ ; tramite calcoli su fogli excel, riportati in appendice, si è stimato l'errore massimo commesso trascurando l'attrito del perno, che è risultato essere pari al 2,1% (sono stati omessi dai conti i primi due valori di coppia della serie campionata, siccome per i valori più piccoli di velocità angolare, la macchina non fornisce dati attendibili a causa del metodo di campionamento sovraesposto e della frequenza del sensore di torque.)

Per eliminare infine la variabilità delle misure rispetto al modificarsi del volume e dell'immersione, sono state condotte altre prove preliminari; in un primo momento, mantenendo costante il volume, si sono svolti dei test a diversi livelli di immersione, e, successivamente, si sono eseguite prove mantenendo costante l'immersione e variando il volume di fluido all'interno del recipiente.

Per quanto riguarda il primo aspetto, i risultati ottenuti sono i seguenti (Fig. 4.14) :

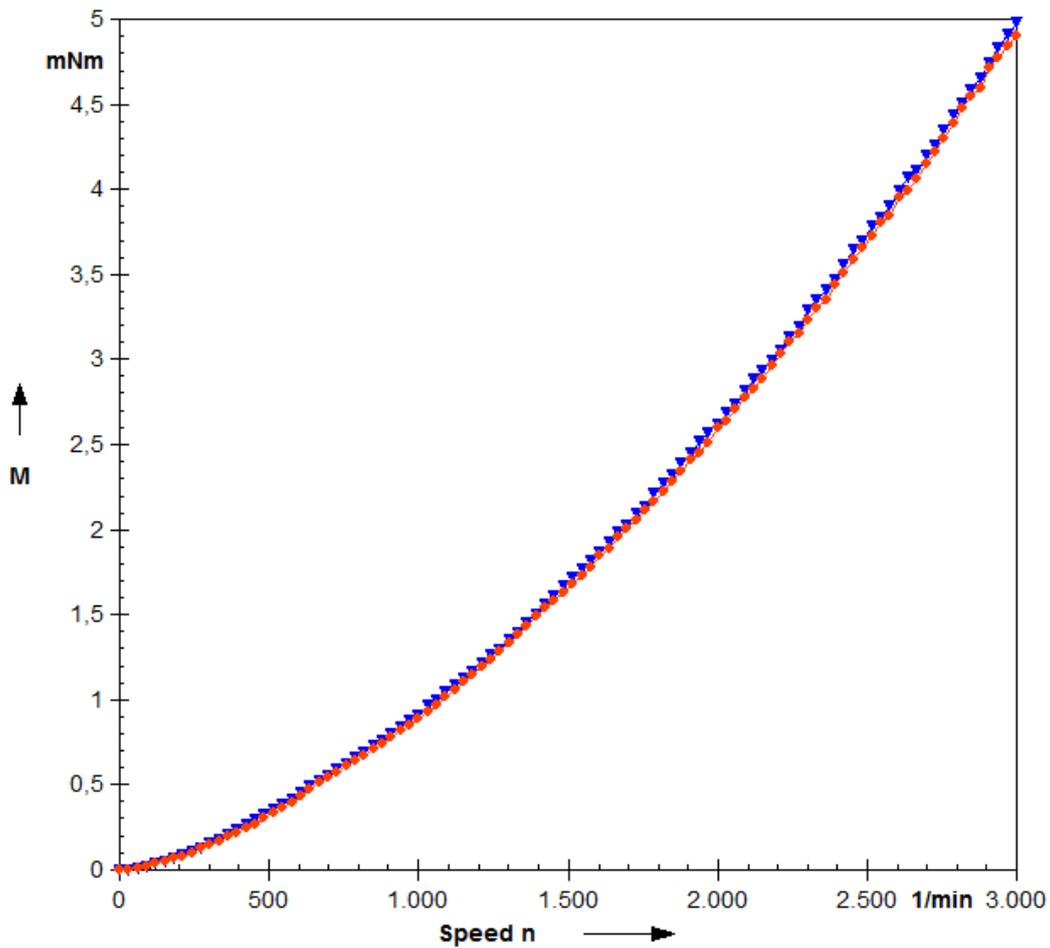


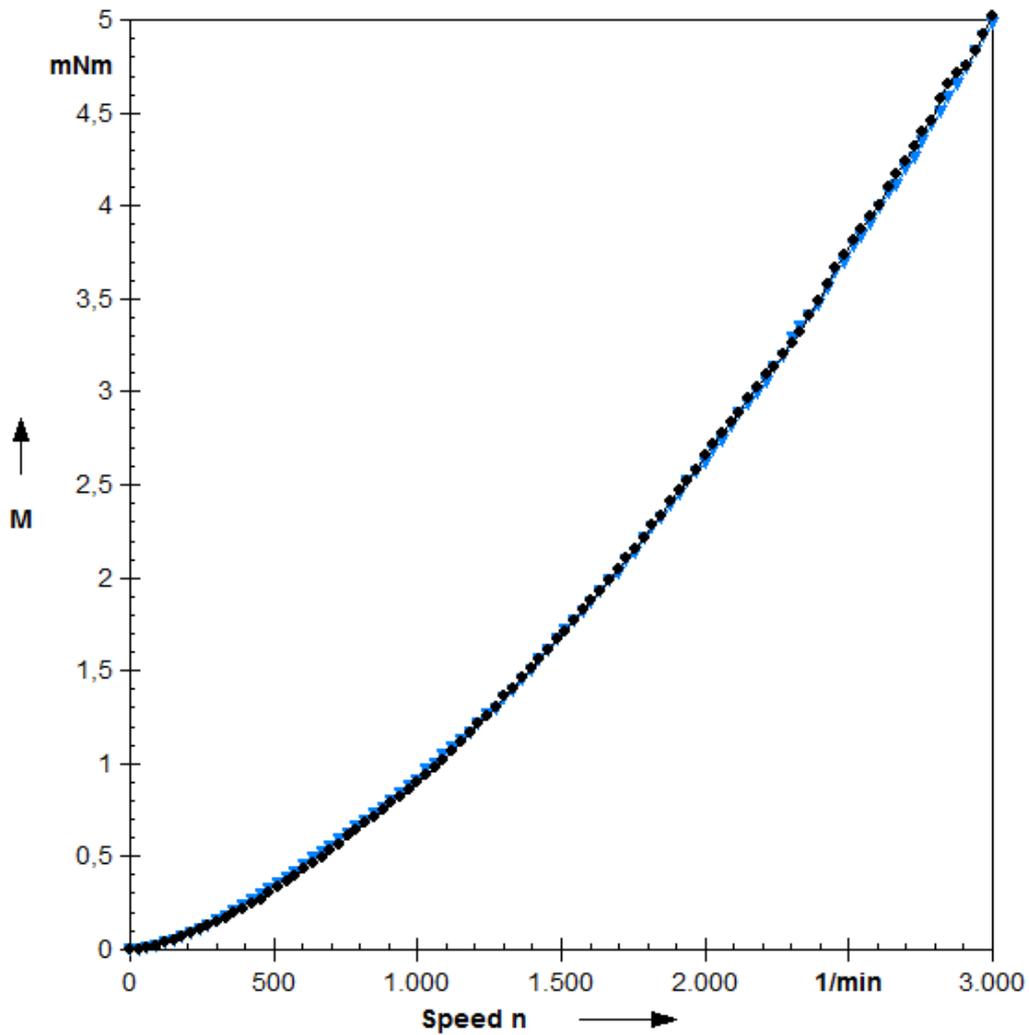
Fig. 4.14 – Confronto tra curva di momento per piattello non verniciato ad immersione pari a 70 mm (blu) e immersione pari a 40 mm (arancione)

Come da grafico, possiamo osservare che, variando unicamente l'immersione, otteniamo misure sovrapponibili, siccome gli effetti dovuti al perno e alla pressione idrostatica sono trascurabili vista la differenza di quota non ingente; quindi il cambiamento d'immersione non influenza le misure, a patto di operare a partire da una quota minima : questo avviene perché, altrimenti, subentrerebbero dei fenomeni, da noi non desiderati, quali vortici e onde, legati essenzialmente alla tensione superficiale e al numero di Froude del problema :

$$Fr = \frac{\omega R^{0,5}}{g^{0,5}} \quad (4.5)$$

Da cui si deduce il legame della quota minima di immersione con la velocità di rotazione e il raggio del piattello, interazione che deve essere presa in considerazione in sede di studi più approfonditi.

Per quanto concerne, invece, il secondo aspetto, sono queste le conclusioni (fig. 4.15):



*Fig.4.15 – Confronto dei grafici di momento al variare del volume dentro al contenitore*

Anche qui si nota come il volume non è una grandezza che altera l'esecuzione delle prove in modo importante, almeno secondo l'approccio con il quale abbiamo studiato il fenomeno.

## 5. Risultati ed elaborazione

Per ogni vernice studiata, si sono effettuate 3 prove secondo le modalità prima indicate, adottate al fine di ridurre la dipendenza della misura di coppia resistente unicamente all'attrito viscoso delle vernici; si sono quindi acquisiti tutti i dati delle misure e i relativi grafici di momento; quest'ultimi sono stati elaborati in ambiente Excel per ricavare i coefficienti adimensionali, visualizzarli e confrontarli.

### 5.1 Risultati delle misure

Per poter ridurre l'incertezza di misura, i risultati acquisiti mediante le tre prove sono stati mediati e si è calcolata la deviazione standard stimata al fine di fornire un'incertezza con il 95% di probabilità. Si sono ottenute le seguenti curve (fig. 5.1 : 5.12). Per trovare una legge che restituisse l'incertezza al crescere di  $\omega$ , si è usata un'approssimazione lineare come suggerito dall'andamento dei grafici; ognuno di essi riporta l'equazione della retta di tendenza.

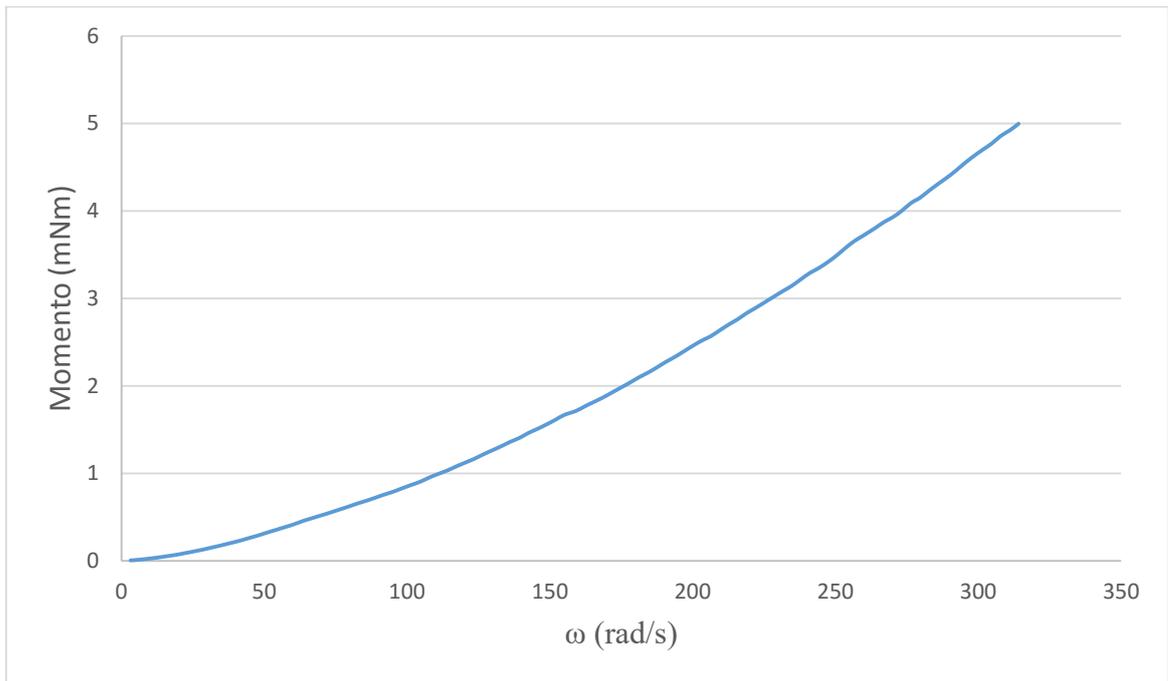


Fig. 5.1 – Grafico del momento per il rotore non verniciato (riferimento)

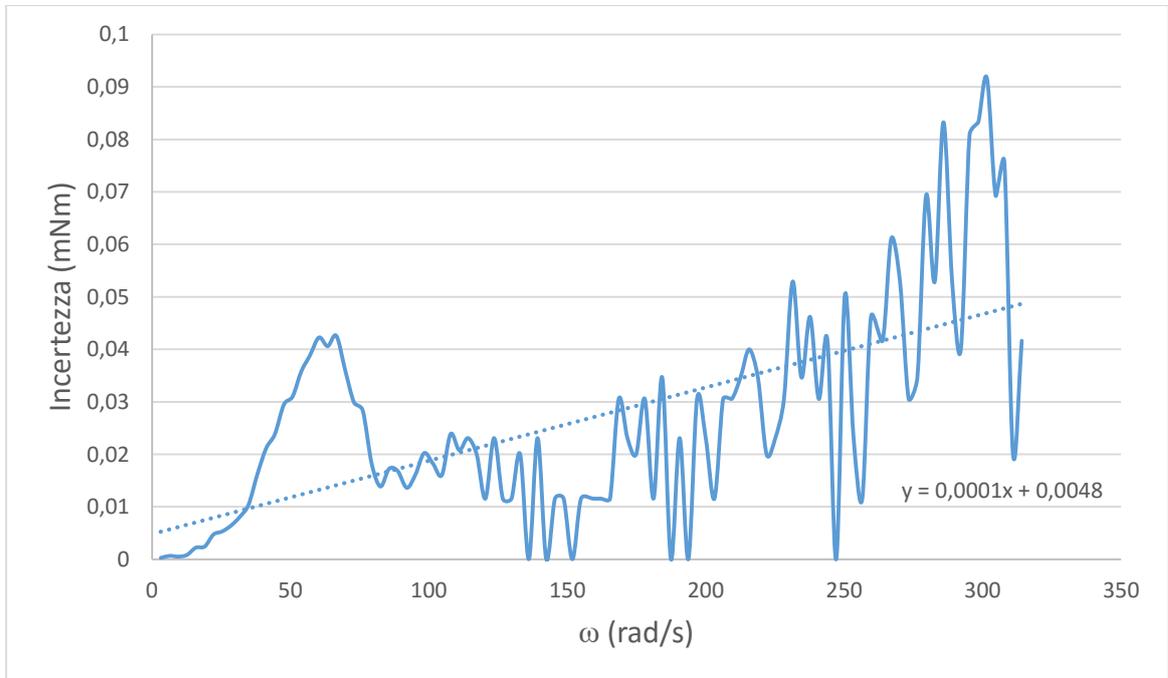


Fig. 5.2 – Grafico dell'incertezza delle misure del momento per il rotore non verniciato

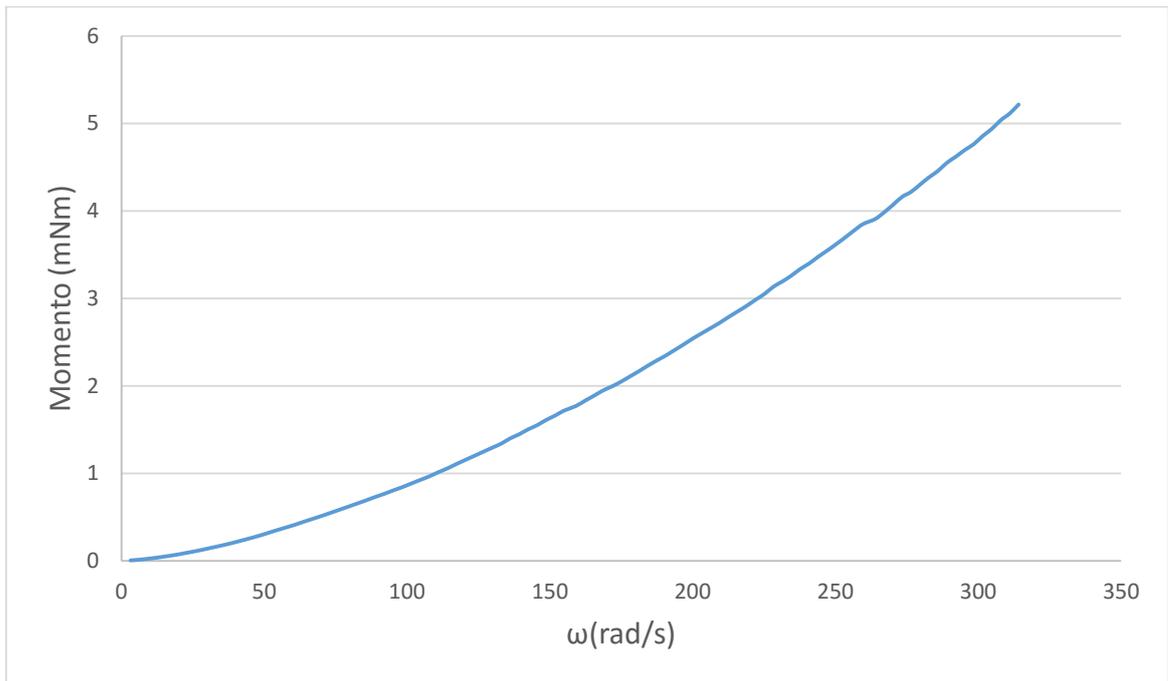


Fig. 5.3 – Grafico del momento per la vernice A/F 1

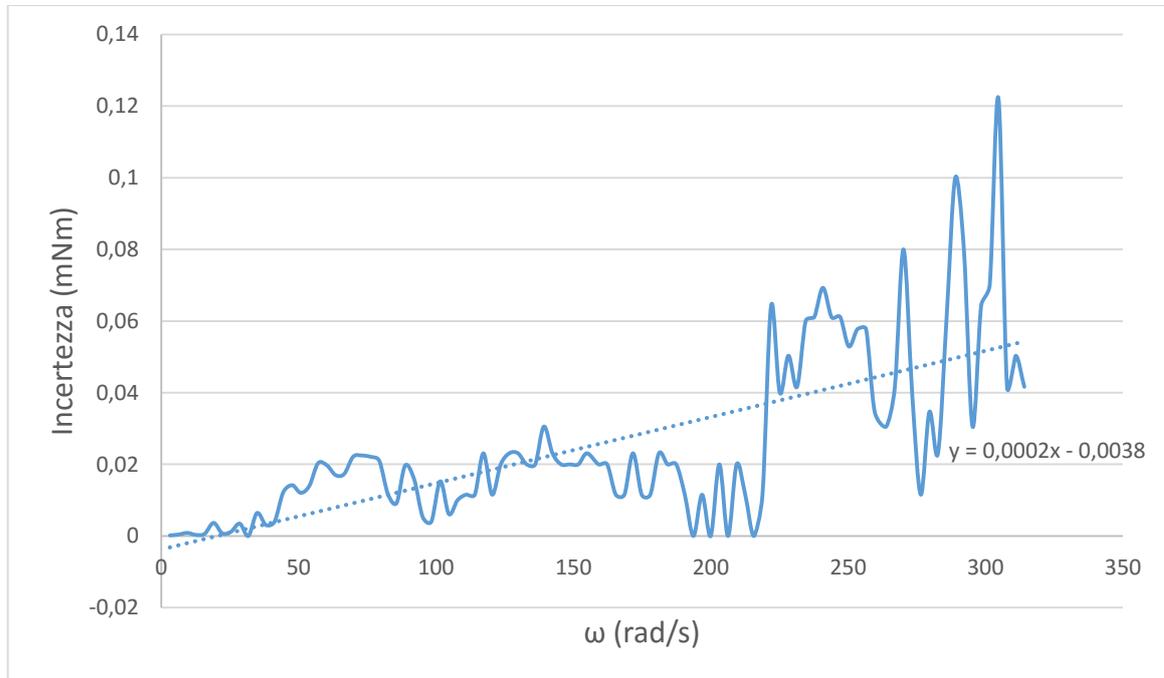
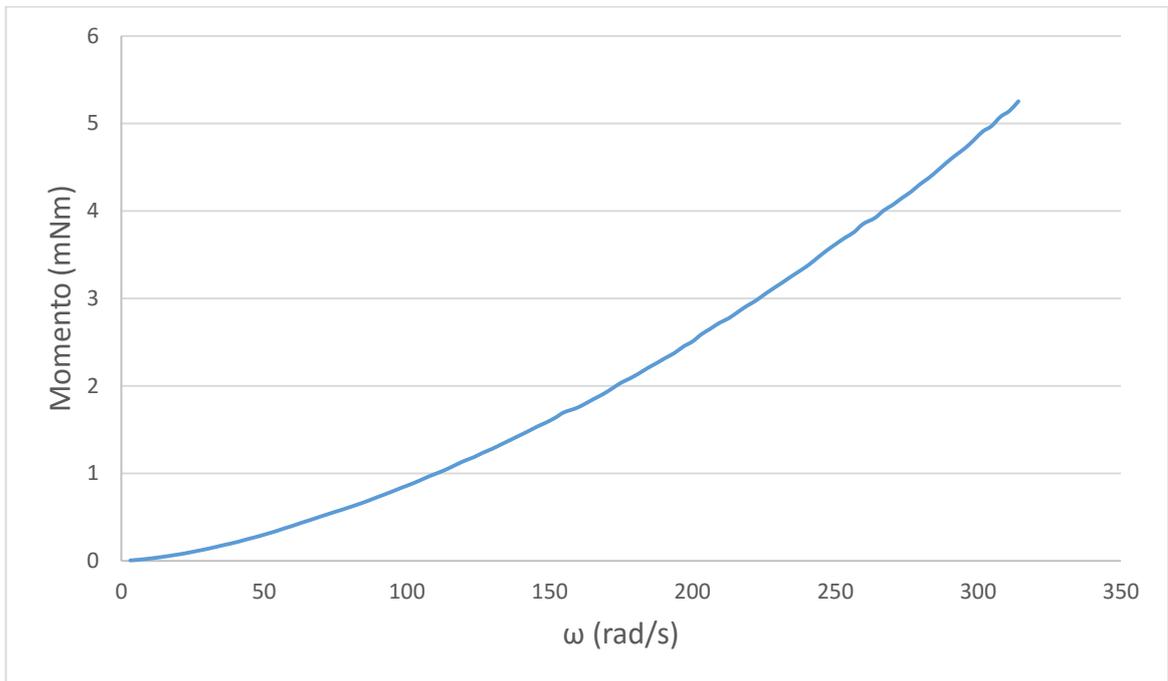
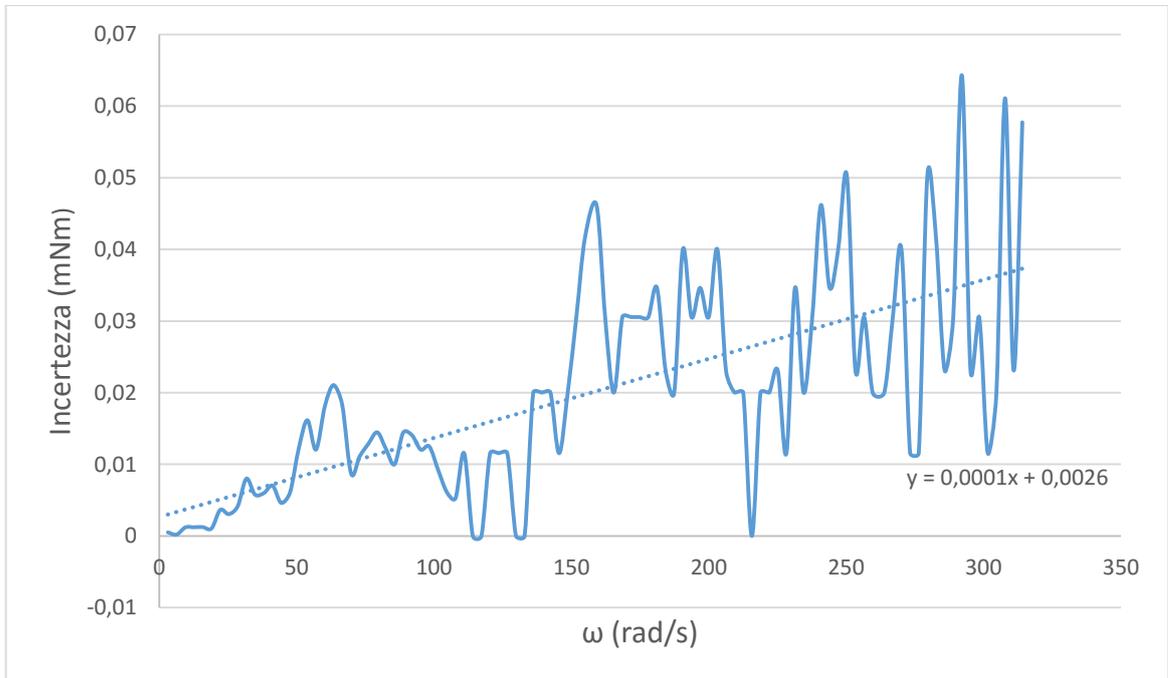


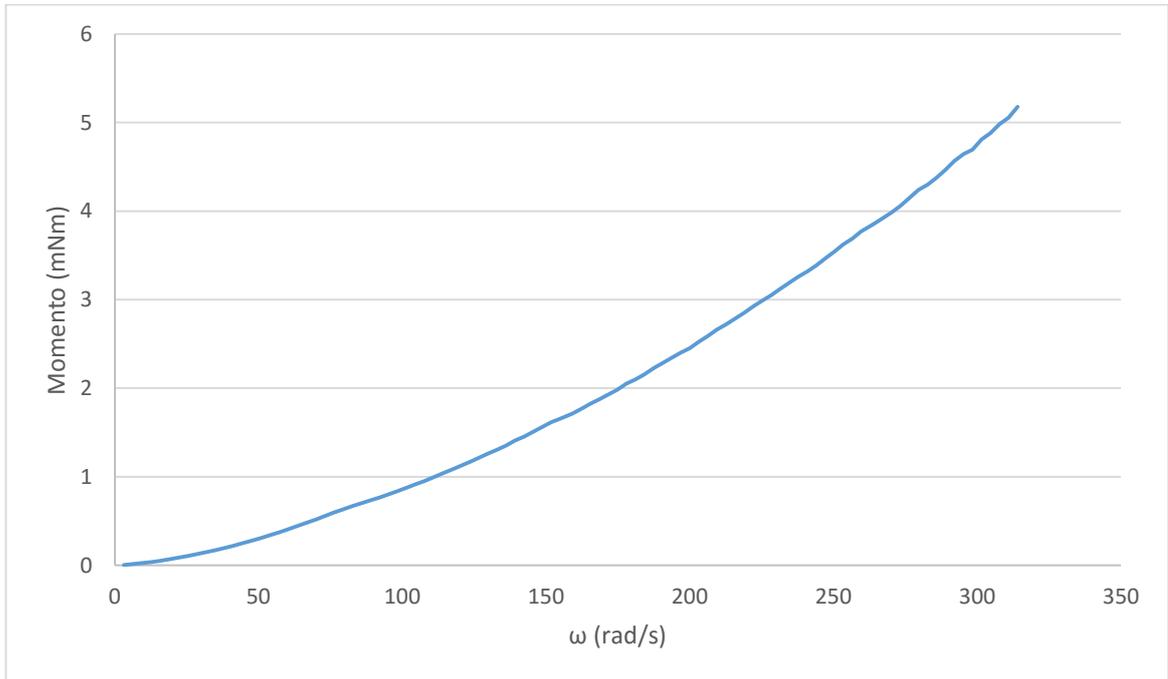
Fig 5.4 – Grafico dell'incertezza del momento per vernici A/F 1



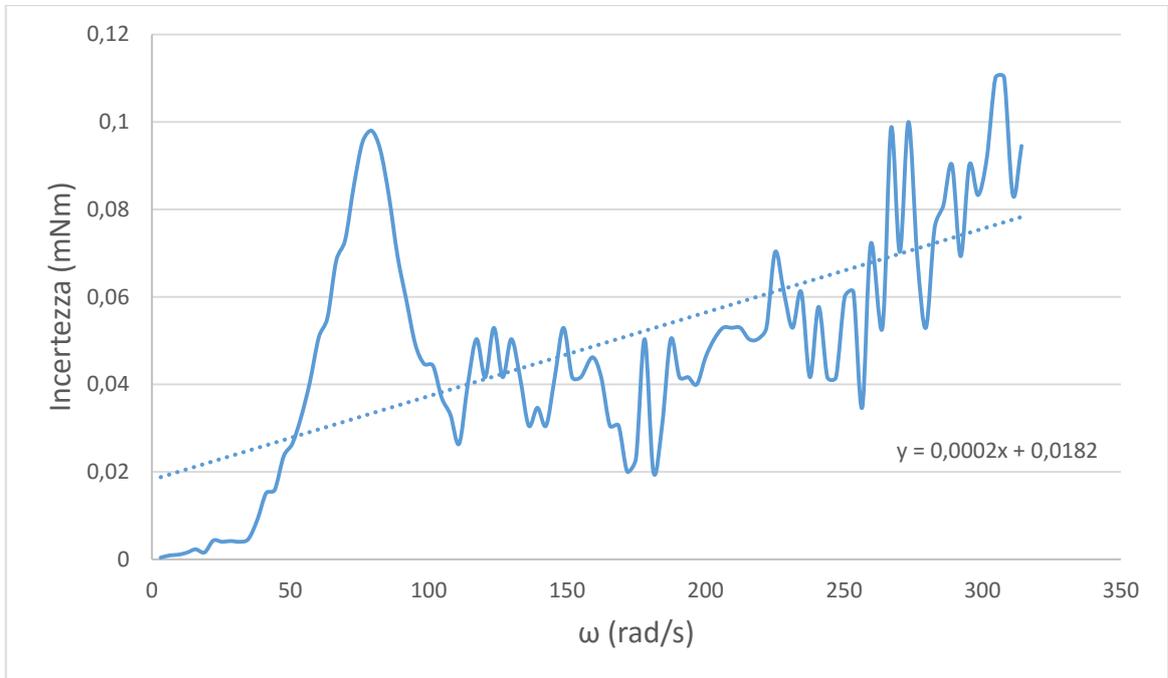
*Fig. 5.5 – Grafico del momento per la vernice A/F 2*



*Fig. 5.6 – Grafico dell'incertezza del momento per la vernice A/F 2*



*Fig. 5.7 – Grafico del momento per la vernice A/F 3*



*Fig. 5.8 – Grafico dell'incertezza per la vernice A/F 3*

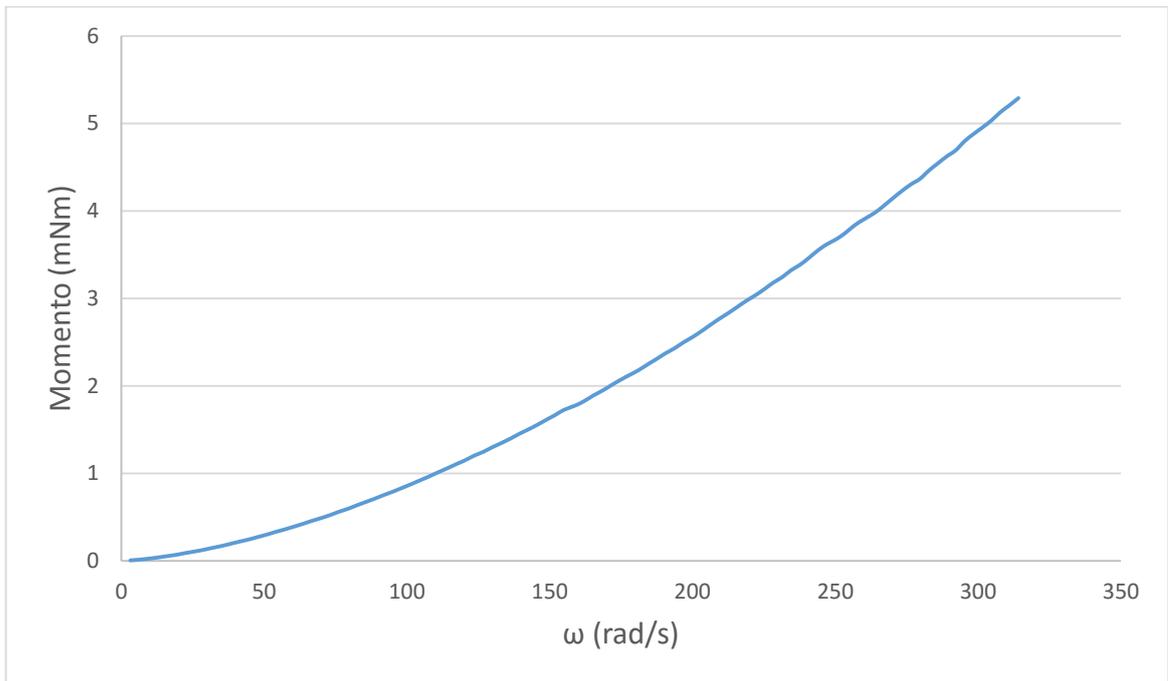


Fig. 5.9 – Grafico del momento della vernice commerciale 4

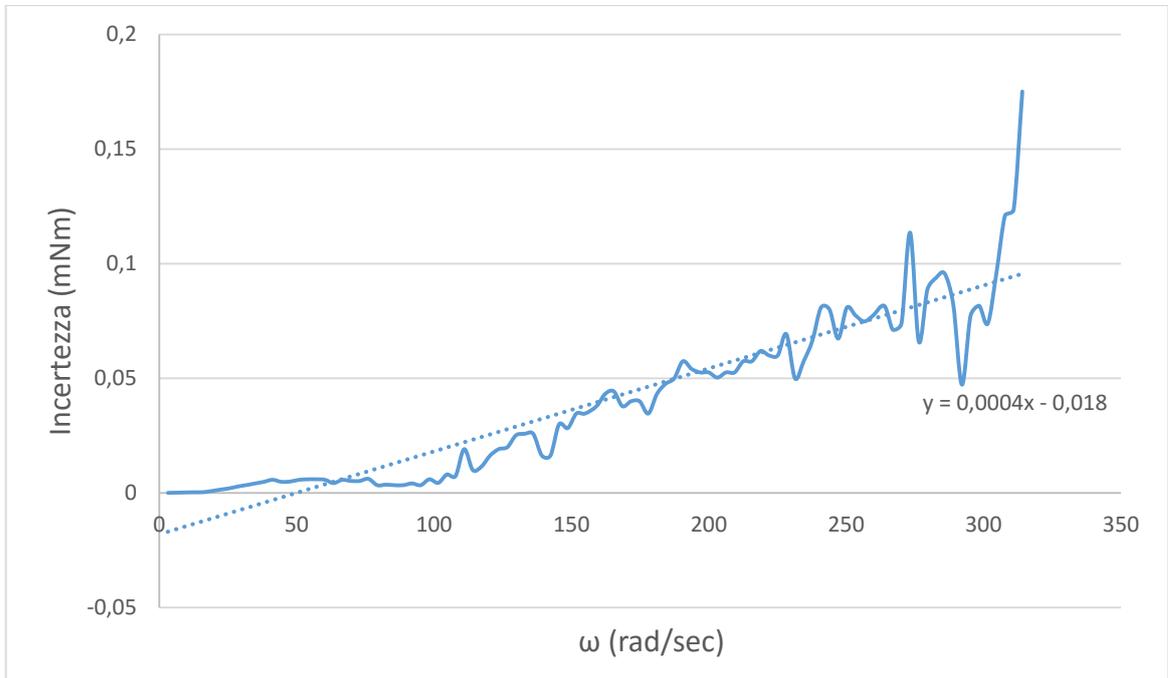


Fig. 5.10 – Grafico dell'incertezza della vernice commerciale 4

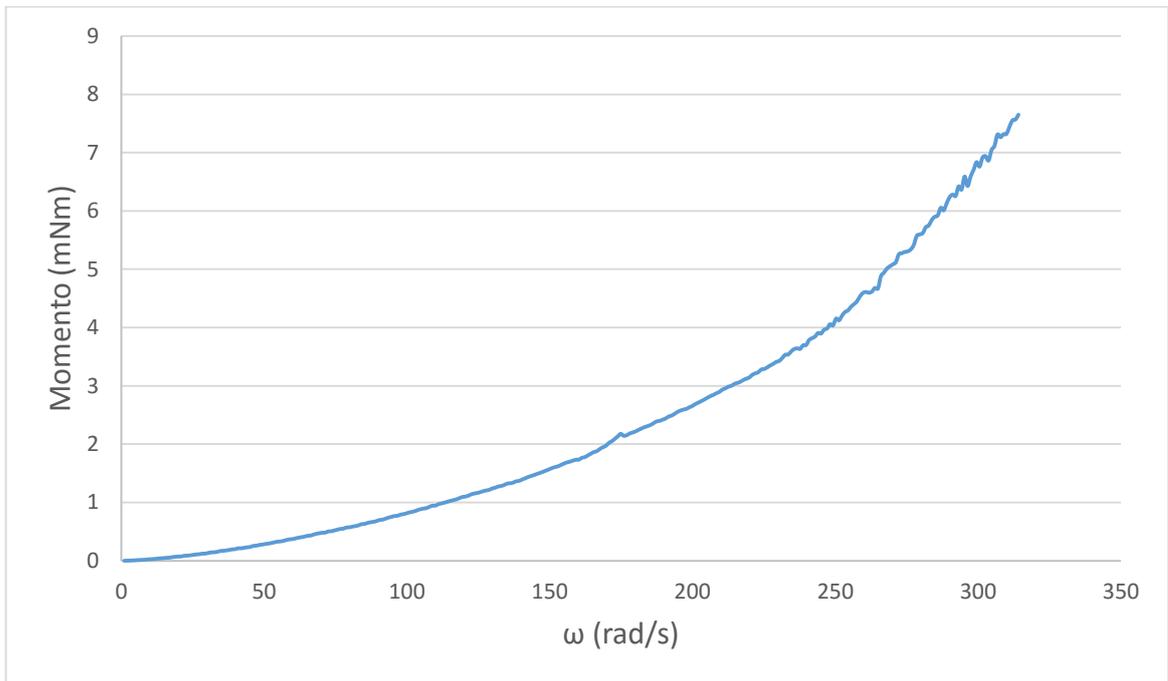


Fig. 5.11 – Grafico del momento della vernice super-idrofobica

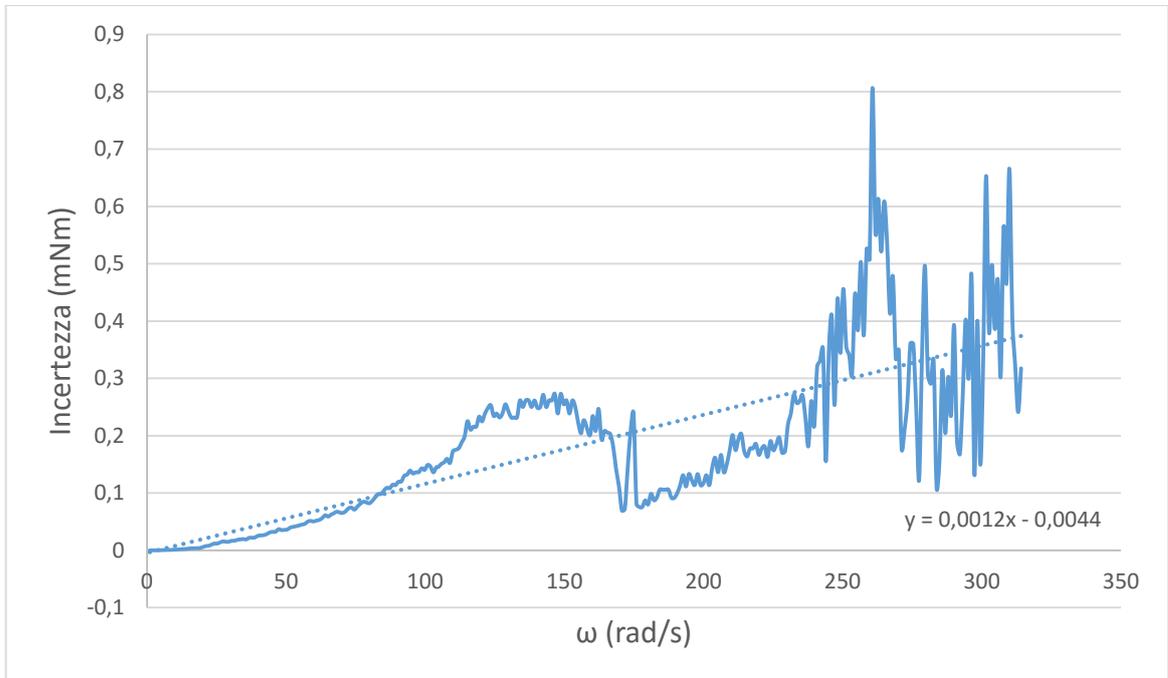


Fig. 5.12 – Grafico dell'incertezza della vernice super-idrofobica

## 5.2 Analisi adimensionale

Le prove sono state eseguite a temperatura ambiente (pari a circa 23 °C) senza l'impiego del termostato di regolazione; sono stati adottati acqua comune e acqua di mare come fluidi e piattelli di prova delle dimensioni dette precedentemente, per quanto fosse possibile, vista la mancanza di alcuni campioni di vernice per le scale più grandi.

Per quanto riguarda gli esperimenti condotti in acqua di mare, si possono evidenziare alcune conclusioni sulla base del seguente grafico (fig. 5.13):

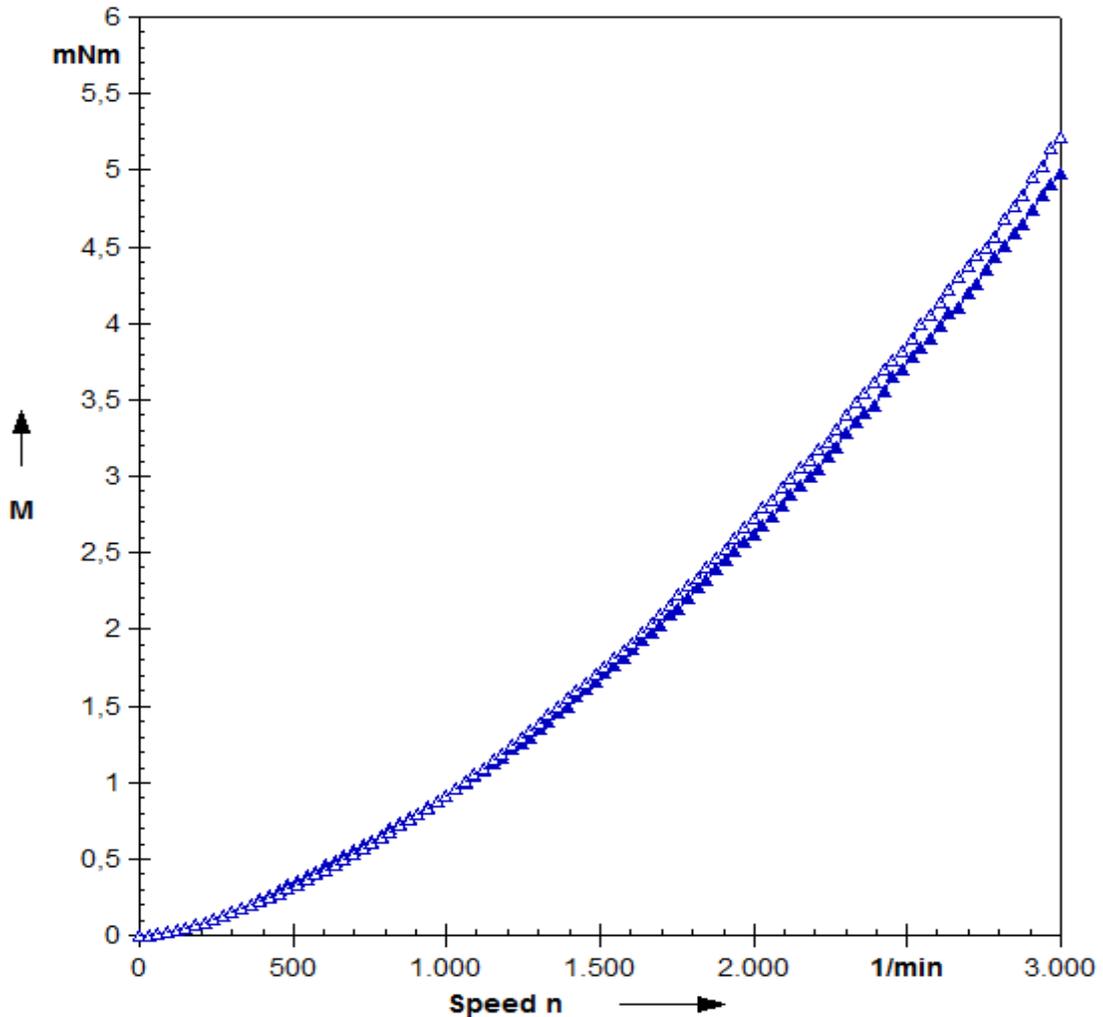
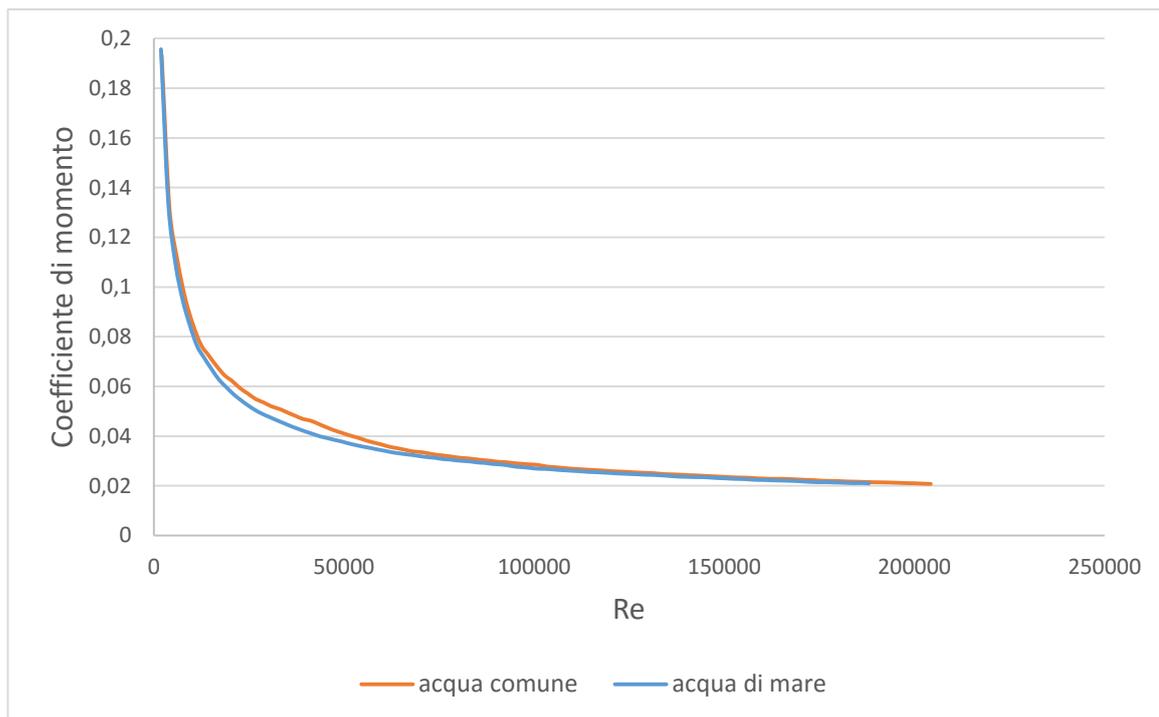


Fig. 5.13 – Grafico di confronto momento in funzione della velocità di rotazione per prove condotte in acqua comune (triangoli blu pieni) e acqua di mare (triangoli blu vuoti)

come si nota dalla figura, le differenze sono minime, avendosi un momento leggermente più alto per le prove eseguite in acqua di mare, siccome essa presenta valori di densità e viscosità cinematica più elevati, a causa dei sali disciolti; per stimare la presenza di ulteriori effetti, oltre all'innalzamento della coppia richiesta, si è proceduto con l'adimensionalizzazione delle grandezze, e si sono ottenuti i grafici successivi (fig.5.14):



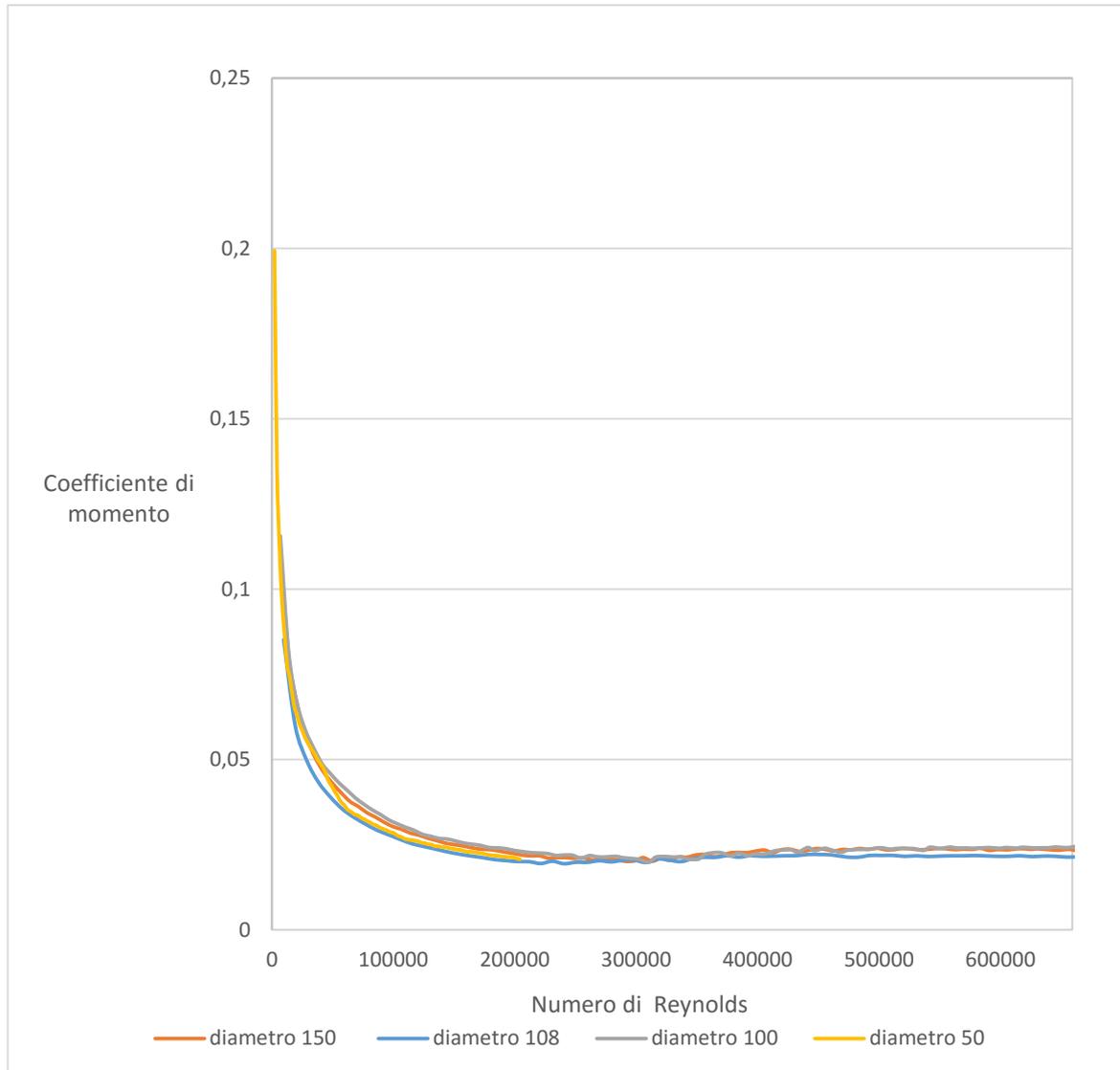
*Fig. 5.14 – Coefficienti di momento elaborati per i due fluidi impiegati*

Essi mostrano che per le due configurazioni gli andamenti del coefficiente di momento risultano circa sovrapponibili (con un errore marginale).

Per ricavare il  $C_M$  delle prove in acqua di mare si è usato un valore di densità pari a  $1025 \text{ kg/m}^3$  e, per il numero di Reynolds, si è utilizzato un valore di viscosità cinematica dell'acqua di mare pari a  $1,044 \text{ cS}$  [12];

La conclusione è pertanto che l'unico effetto correlato all' utilizzo di acqua marina è tale innalzamento in valore assoluto della coppia.

Trattando il secondo aspetto, il fattore di scala, possiamo dire che la stessa analisi adimensionale ci ha consentito di ottenere risultati esaurienti anche in assenza di alcuni provini da testare delle dimensioni maggiori, in quanto il fattore geometrico non è un elemento che influisce sull'esito dei test, come deducibile dal seguente grafico, che mostra i coefficienti di momento relativi a 4 piattelli, diversi di diametro (50, 100, 108, 150 mm), in alluminio non rivestito, i quali hanno prodotto essenzialmente effetti di innalzamento di coppia:

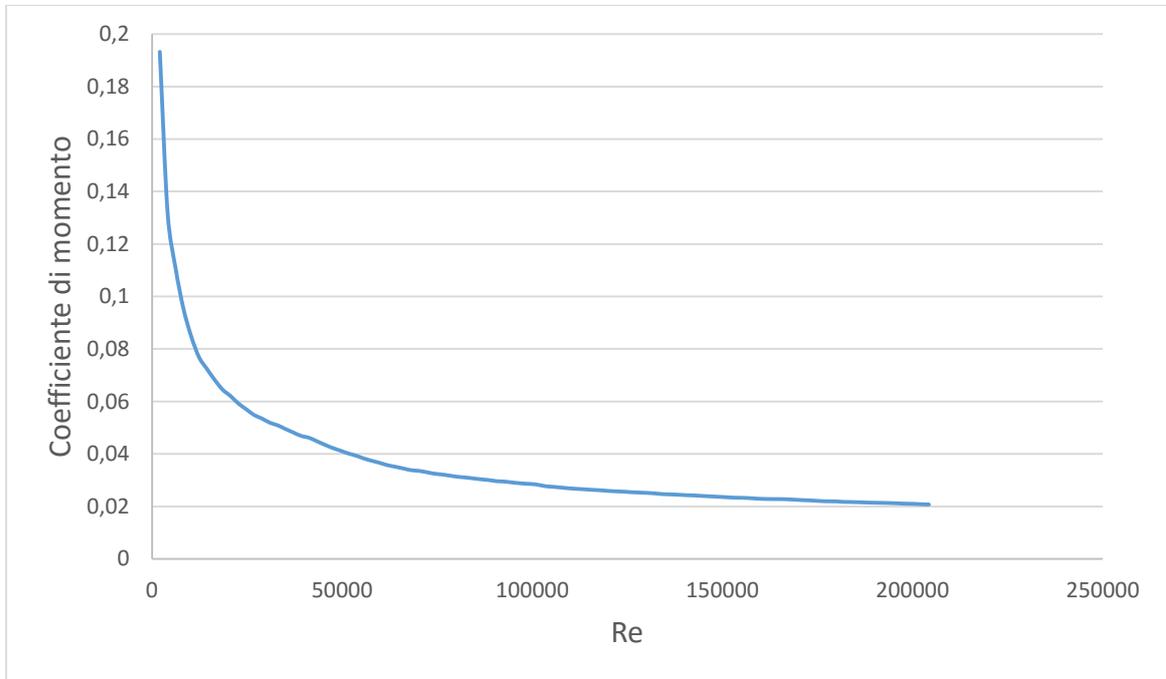


*Fig. 5.15 – Coefficienti di momento risultanti dai 4 rotori di riferimento testati (50,100,108 e 150 mm di diametro)*

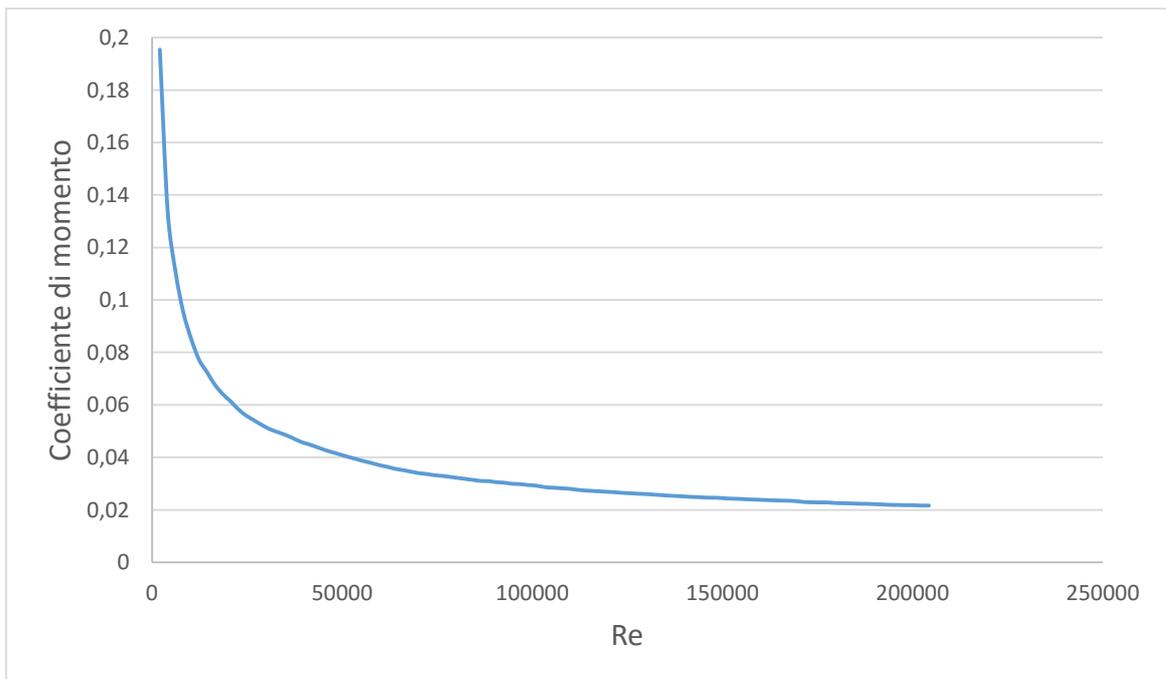
Si nota che le curve sono circa sovrapponibili, avendosi localmente dei gap variabili tra di esse, giustificabili col fatto che, nella nostra analisi, non si è tenuto conto degli effetti legati al numero di Froude (interferenza e generazione di onde superficiali), e dei fenomeni correlati all'aumento delle dimensioni del disco, cioè la crescente importanza degli effetti di bordo e di confinamento del fluido, oltre all'inerzia stessa che aumenta con il crescere del disco e, a rigore, sarebbe da sottrarre al momento totale come accennato precedentemente. Quindi i confronti definitivi sono stati eseguiti sui coefficienti adimensionali, siccome l'analisi adimensionale ci permette di eliminare anche la variabilità delle grandezze misurate al variare della scala e dei parametri del fluido utilizzato, inserendo tale dipendenza all'interno dei coefficienti introdotti.

### 5.3 Grafici dei coefficienti di momento

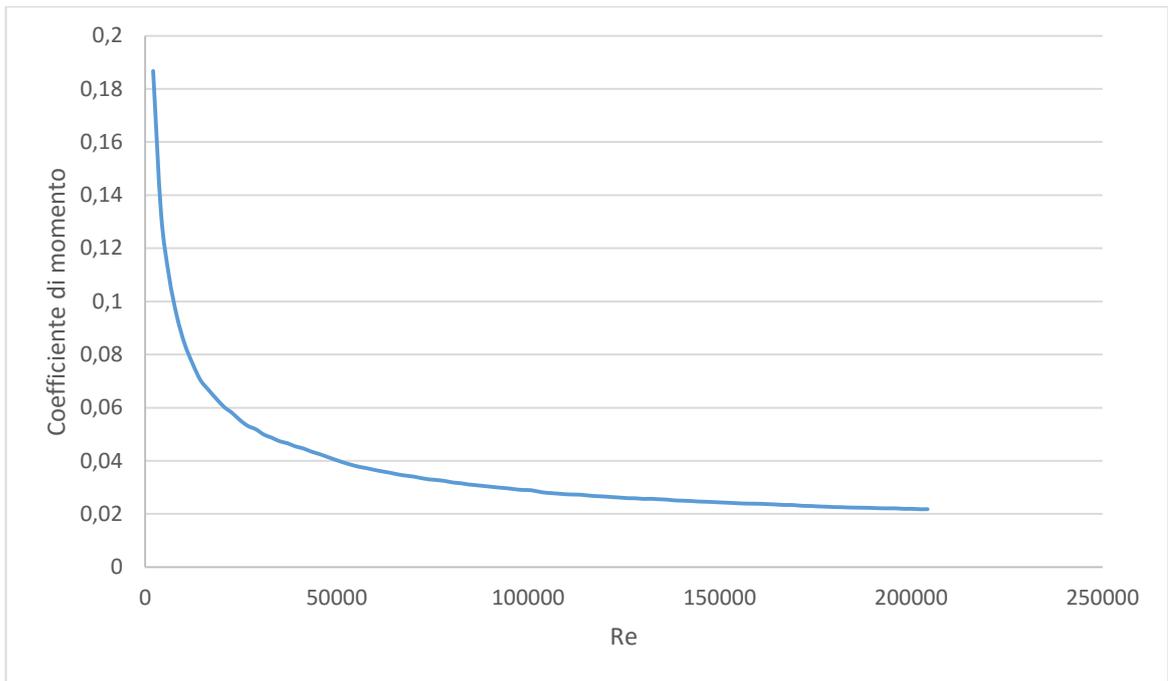
Esprimendo quindi le grandezze in termini di variabili adimensionali, utilizzando  $C_M$  per il momento e il numero di Reynolds al posto di  $\omega$  (esiste un legame lineare tra essi), si ottengono i seguenti grafici adimensionalizzati:



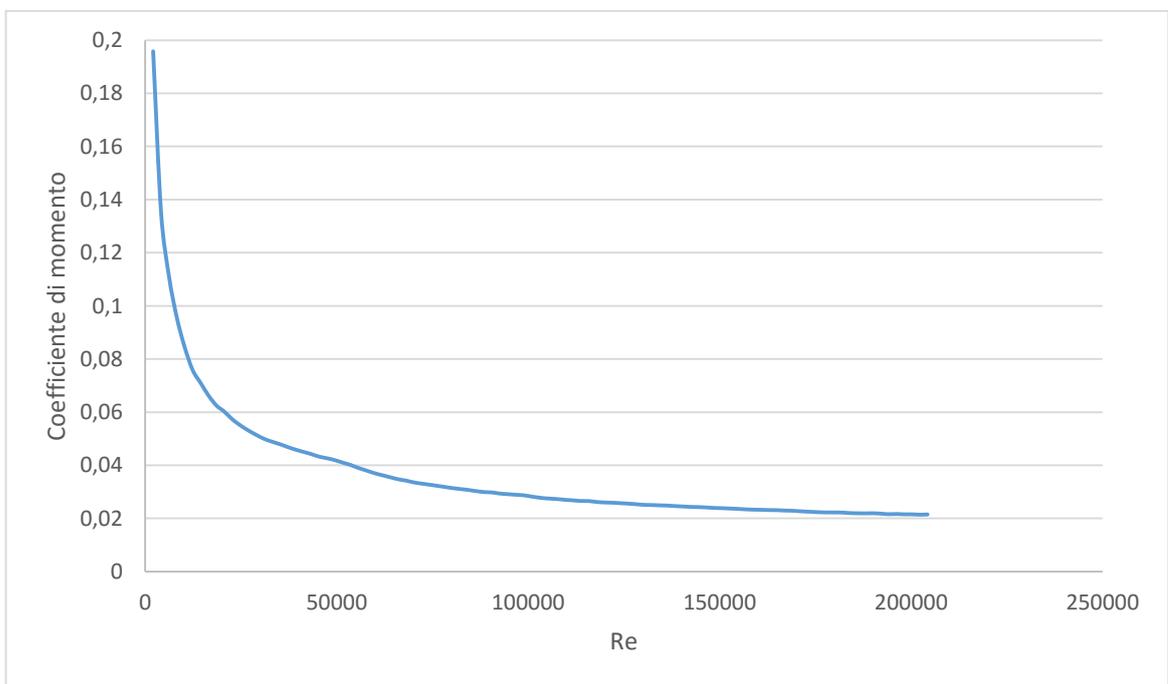
*Fig. 5.16 – Grafico del coefficiente di momento per rotore non verniciato*



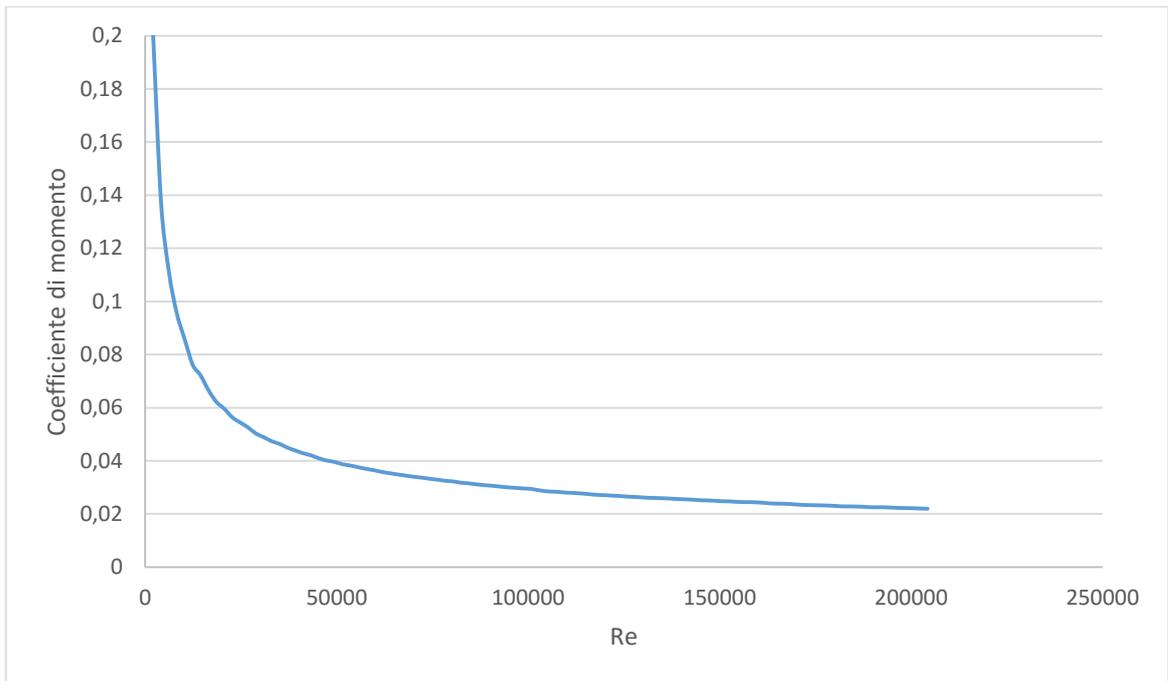
*Fig. 5.17 – Grafico del coefficiente di momento per vernici A/F 1*



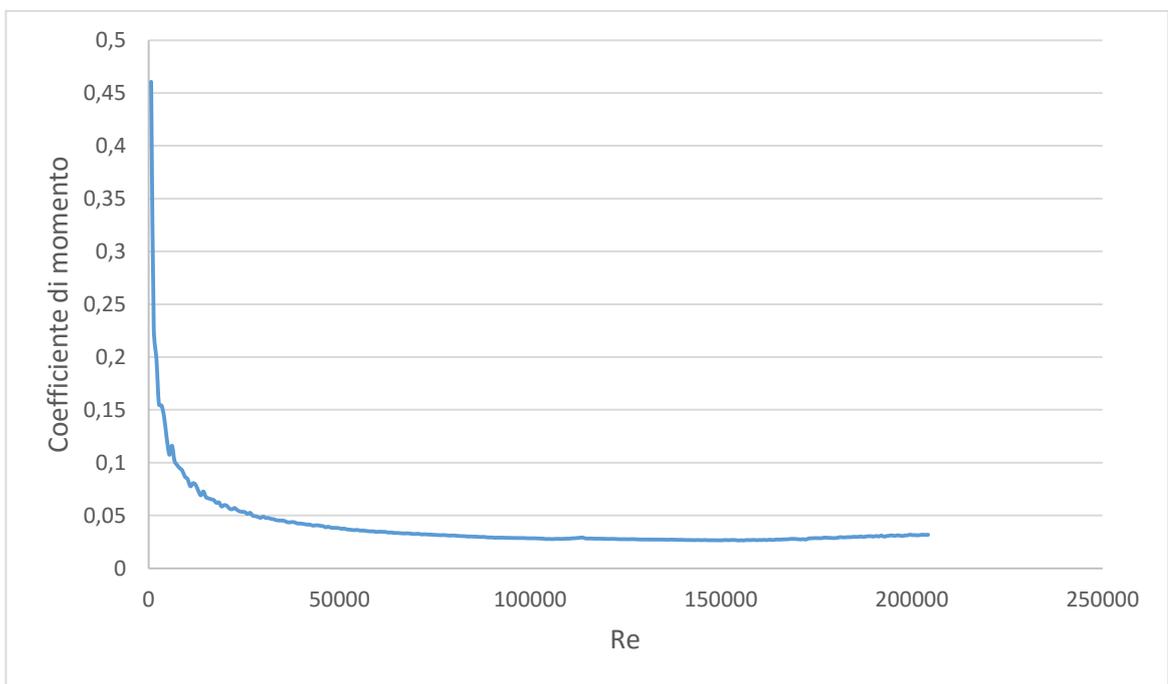
*Fig. 5.18 – Coefficiente del coefficiente di momento per vernici A/F 2*



*Fig. 5.19 - Grafico del coefficiente di momento della vernice A/F 3*



*Fig. 5.20 - Grafico del coefficiente di momento della vernice commerciale 4*



*Fig. 5.21 - Grafico del coefficiente di momento della vernice super-idrofobica*

## 5.4 Confronto tra le vernici

Plottando in un unico grafico le curve precedenti si ottiene la figura 5.22 sottostante:

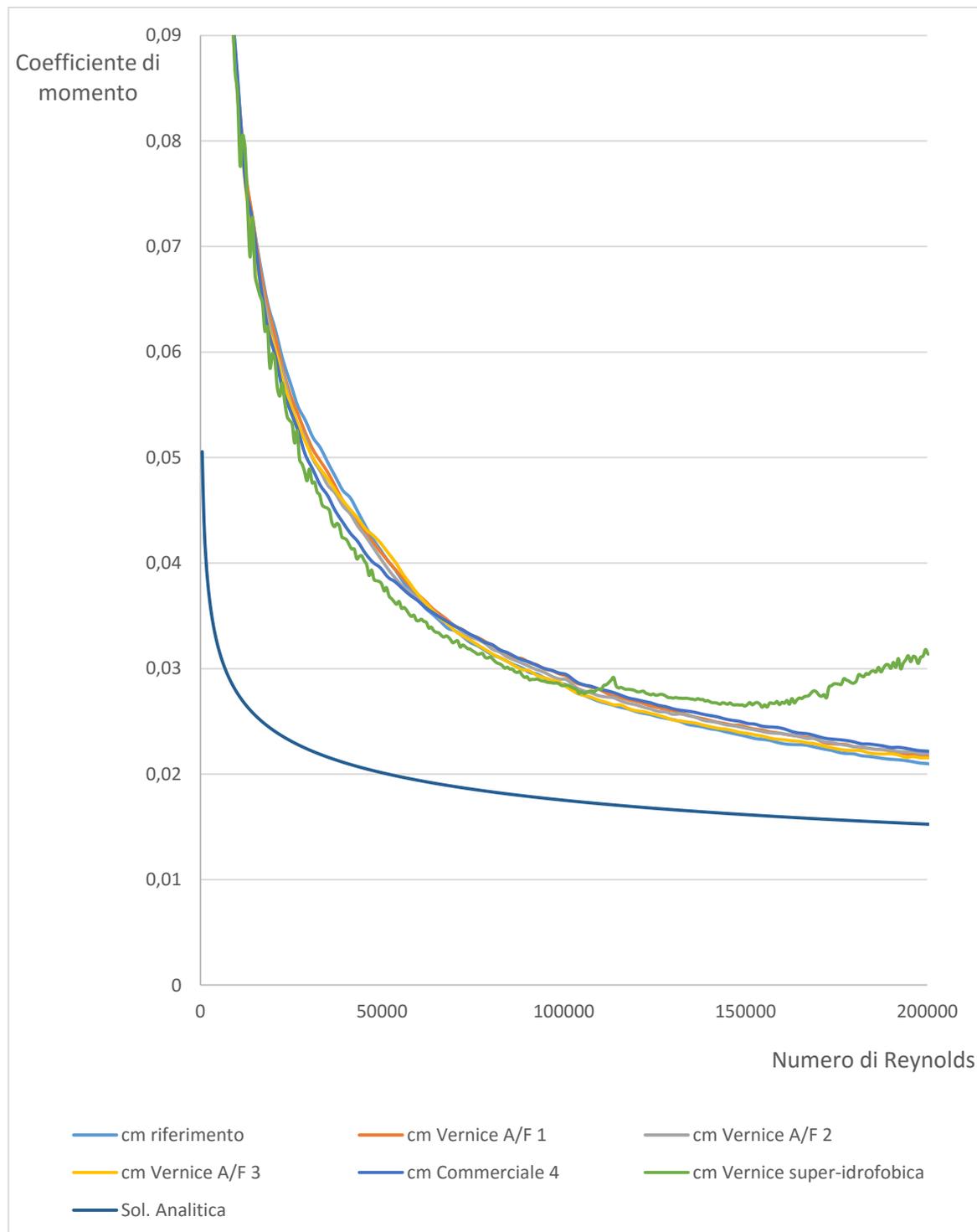
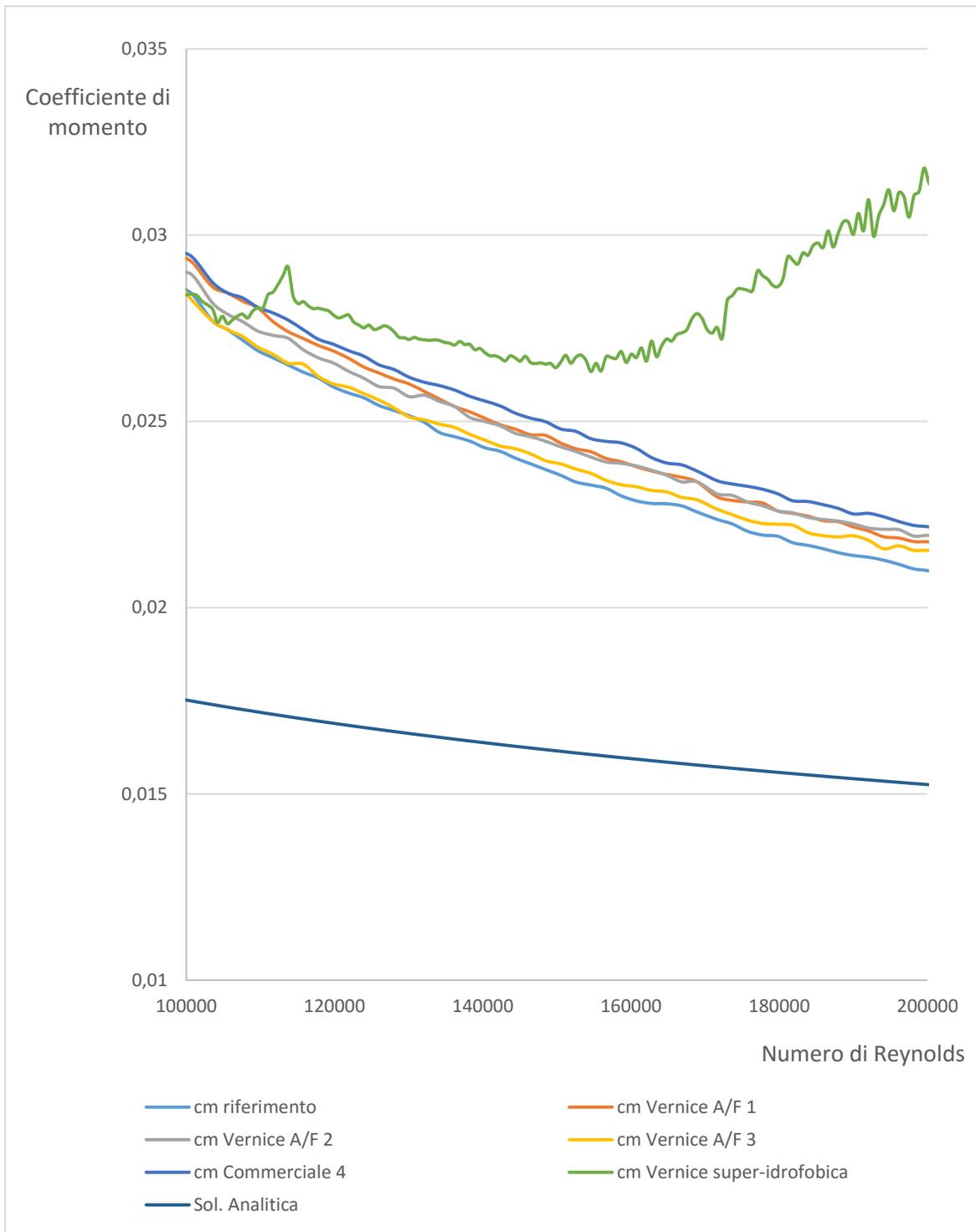


Fig. 5.22 – Grafico di confronto dei coefficienti di momento in funzione del numero di Reynolds



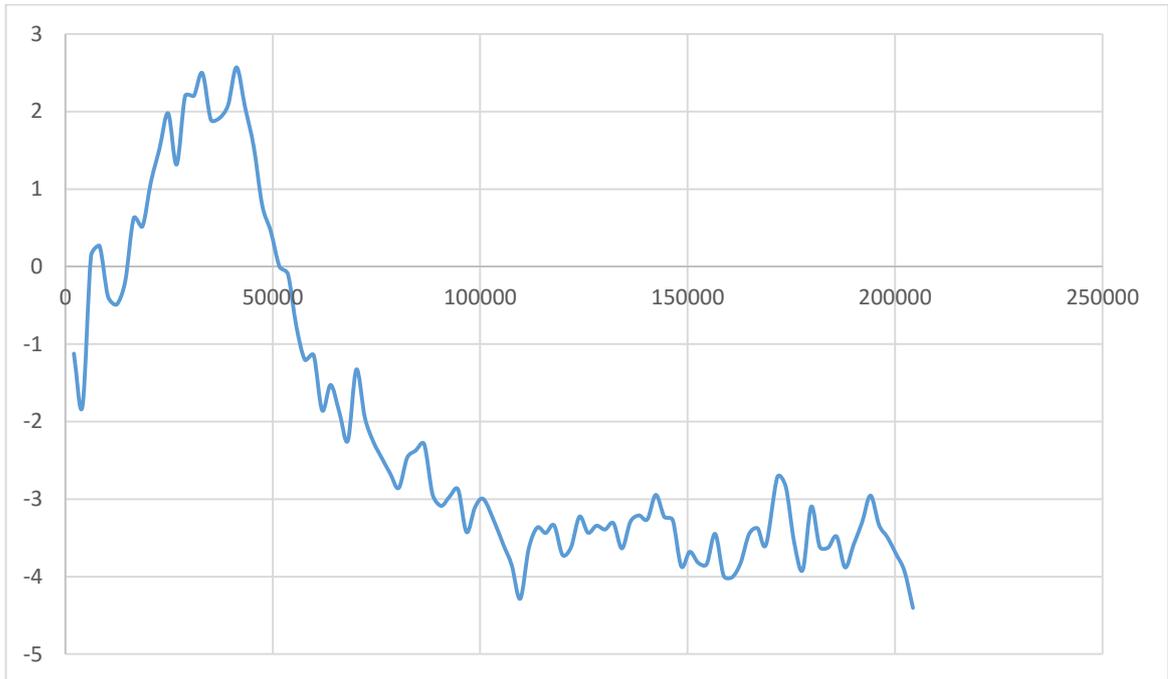
*Fig. 5.23 – Dettaglio del grafico di confronto ottenuto per valori di Reynolds elevati prossimi a quelli che si hanno per le navi*

La figura 5.23 mostra la caratterizzazione delle vernici al variare di  $Re$ , ponendo in rilievo il fatto che l'andamento è simile per tutti i rivestimenti e i provini, con variazioni molto contenute.

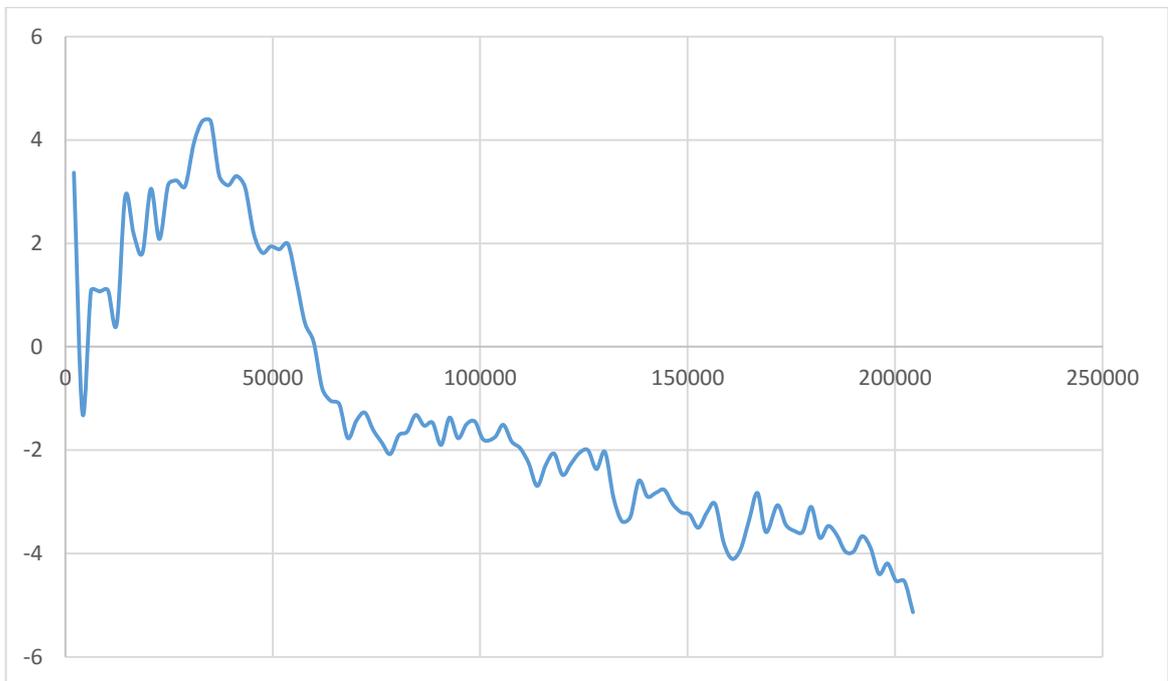
La soluzione analitica del disco rotante a regime di moto turbolento è stata calcolata e plottata nel grafico assieme alle curve sperimentali. Per elaborare tale soluzione, si è tenuto in conto degli effetti di bordo maggiorando il coefficiente di momento con un fattore correttivo, come discusso in precedenza. Si nota che la soluzione analitica e quella sperimentale tendono a coincidere sempre di più al crescere di Reynolds, siccome, man mano che  $Re$  alla periferia sale, il regime di moto nella regione sopra al disco diviene sempre più turbolento, dato che, per il caso del disco, si assiste alla presenza simultanea di tre distinte zone di moto fin dall'inizio, a causa della distribuzione della velocità in senso radiale, ma, essendo le condizioni di prova dinamiche e risultando, tramite dati sperimentali, una soglia di transizione da laminare a turbolento a circa  $500 Re$  per tale geometria [6], si verifica un progressivo e massiccio aumento della zona turbolenta a scapito di quella laminare (già a  $1000 \text{ rpm}$  si è calcolato che l'estensione della zona laminare risulta circa pari a un'area circolare attorno all'origine di raggio  $2 \text{ mm}$ ). Altri fattori che distanziano i dati sperimentali da quelli analitici sono correlati alla morfologia della superficie rivestita, la quale non viene considerata nella soluzione delle equazioni differenziali, e la caratteristica della soluzione analitica, che sarebbe applicabile a rigore solo per dischi infiniti o quando lo spessore di strato limite risulta decisamente trascurabile rispetto alle dimensioni del raggio (ipotesi non veritiera nel nostro caso siccome la presenza delle pareti del recipiente interagisce con  $\delta$ ). Essendo il moto completamente turbolento influenzato praticamente solo dalla scabrezza relativa, si osserva che 'a regime' il piattello che offre meno resistenza è il riferimento non verniciato, essendo il provino con il più alto grado di finitura superficiale. Conclusioni diverse possono essere tratte per i valori di Reynolds inferiori. Dal momento che le differenze tra i coefficienti di momento delle varie vernici sono contenute, e non è facile definire una vera e propria classifica in merito all'attrito, per analizzare meglio il fenomeno si è svolto uno studio sui 'rendimenti' dei rivestimenti valutando al variare della velocità la differenza di momento percentuale rispetto al rotore non trattato. Il rendimento sarà espresso mediante la seguente formula:

$$\eta = \frac{c_{M0} - c_M}{c_{M0}} 100 \quad (5.1)$$

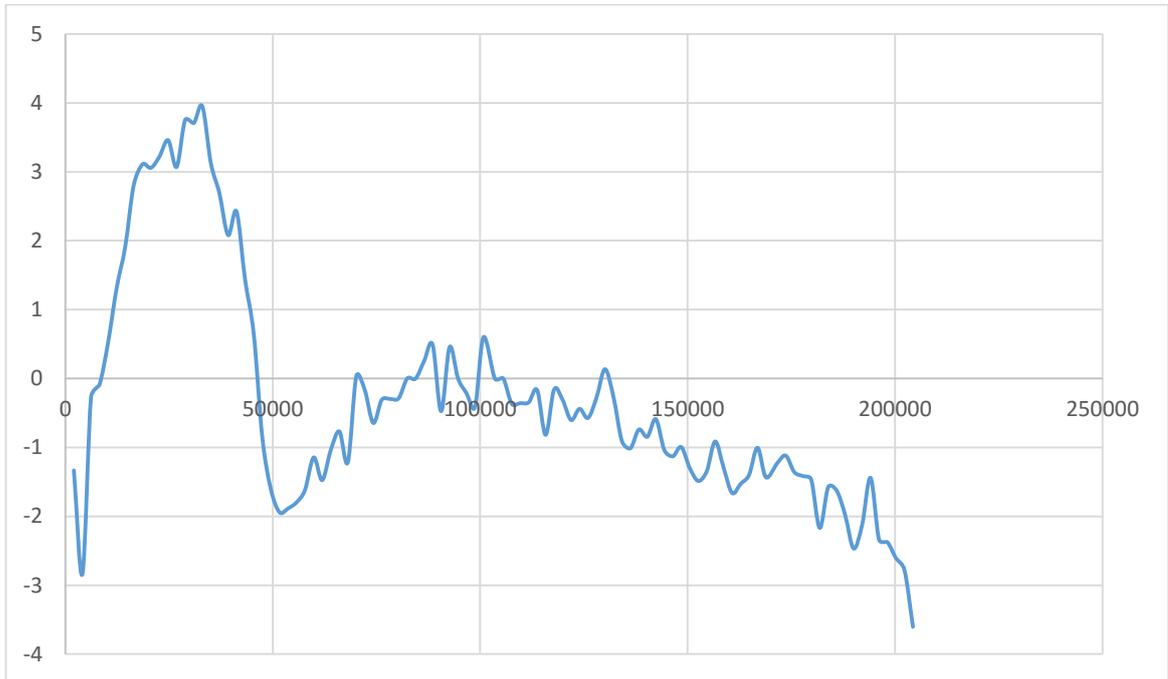
I risultati di tale elaborazione saranno rappresentati in funzione del numero di Reynolds nei grafici successivi:



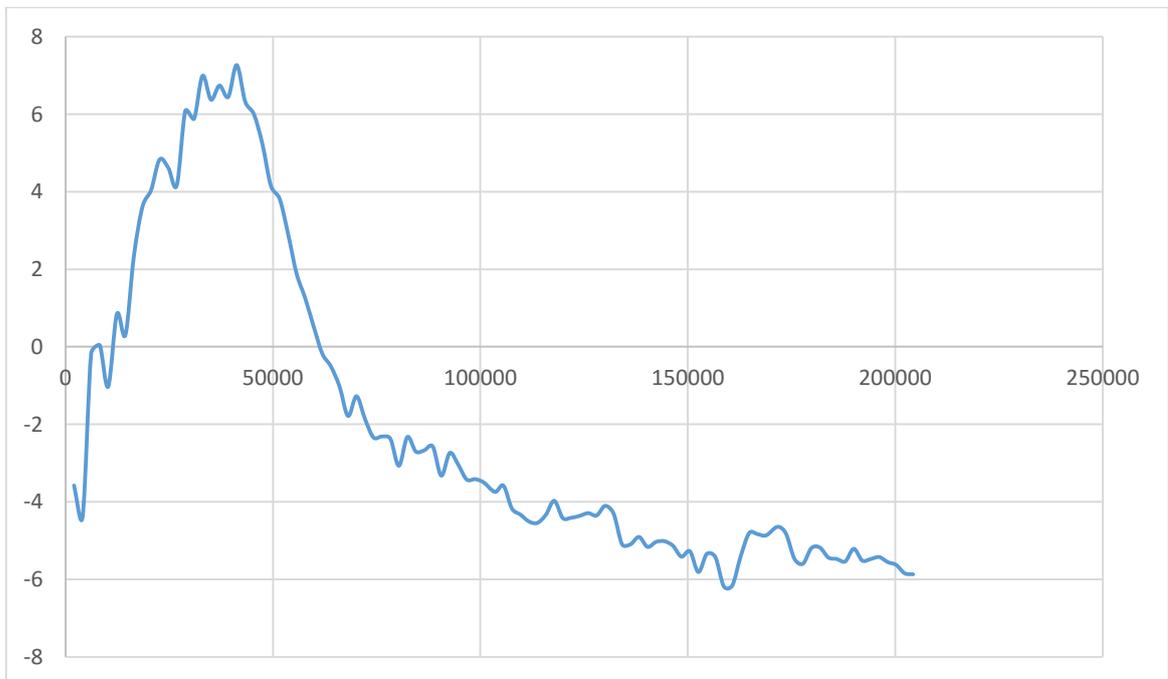
*Fig. 5.24 – Rendimento della vernice A/F 1*



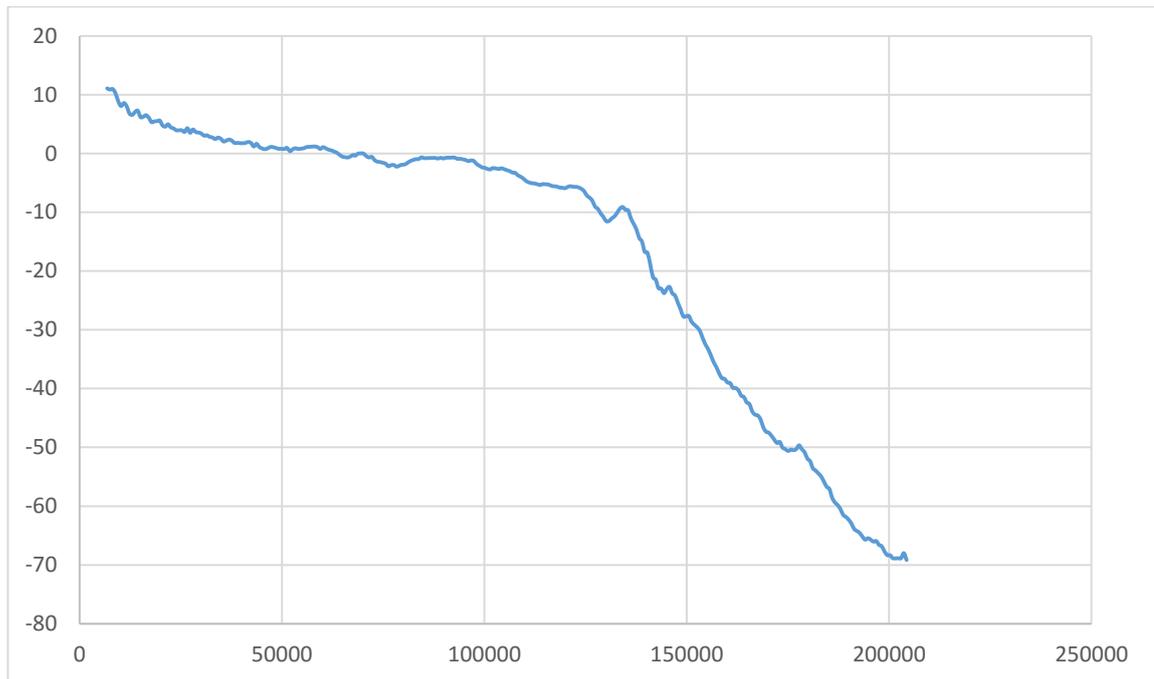
*Fig. 5.25 – Rendimento della vernice A/F 2*



*Fig. 5.26 – Rendimento della vernice A/F 3*



*Fig. 5.27 – Rendimento della vernice commerciale 4*



*Fig. 5.24 – Rendimento della vernice super-idrofobica*

Come si può riscontrare in tali curve, si assiste ad andamenti di diverso tipo in base alla famiglia di pitture considerata. Le vernici di tipologia tradizionale presentano un andamento a massimo nella parte dei bassi valori di Re, risultando in piccoli valori positivi di rendimento (si assiste a una coppia minore nel caso delle superfici rivestite rispetto che al rotore in alluminio); superato il picco, la curva si fa circa strettamente decrescente, assumendo andamenti diversi in base al rivestimento in esame, ma caratterizzati dall'elemento comune che tutti tendono ad azzerarsi intorno ai valori di Re pari a 50000 e diventano sempre più negativi per i Reynolds maggiori.

Un discorso diverso può essere sviluppato per la vernice super-idrofobica. Essa presenta valori di rendimento in modulo più elevati rispetto le vernici classiche (circa il doppio), con segno positivo per un range di velocità esteso per circa gli stessi numeri di Reynolds; l'andamento inoltre non presenta più un punto di massimo, ma è praticamente sempre decrescente, con una crescita negativa maggiore rispetto alle altre vernici una volta che si è oltrepassato il punto in cui cambia il segno. Ciò è giustificabile alla luce di quanto è stato osservato durante la conduzione dei test. Infatti la vernice super-idrofobica ha dimostrato di comportarsi egregiamente ai fini della riduzione di coppia solo fintanto che il plastron d'aria che si forma sulla superficie inferiore del disco rimane adeso al piatto. Tale circostanza si verifica fintanto che l'attrito tra metallo e aria risulta in grado di contenere la forza centrifuga causata dalla rotazione dello strumento, la quale tenderebbe a disperdere il gas all'interno del fluido aggiungendosi ad un naturale processo di diffusione che sortirebbe lo stesso effetto in tempi maggiori. Fino al numero di Reynolds per cui avviene la dispersione del plastron,

la condizione di slip alla parete riduce la coppia e consente rendimenti considerevolmente positivi; una volta che il plastron è scomparso, l'acqua lambisce la superficie come per le altre vernici, portando ad un aumento ingente della coppia necessaria al moto, dato che ormai si è giunti a velocità per cui si ha regime turbolento sul 99 % della parete del disco e il rivestimento super-idrofobico è caratterizzato da elevati valori di rugosità superficiale, funzionali all'intrappolamento dell'aria secondo i meccanismi precedentemente accennati. Si può ben osservare quanto detto dalla figura 5.25, che riporta il confronto tra i momenti misurati, al variare della velocità, sia della vernice super-idrofobica (indicatori blu vuoti) che quella per la superficie di riferimento (indicatori blu pieni):

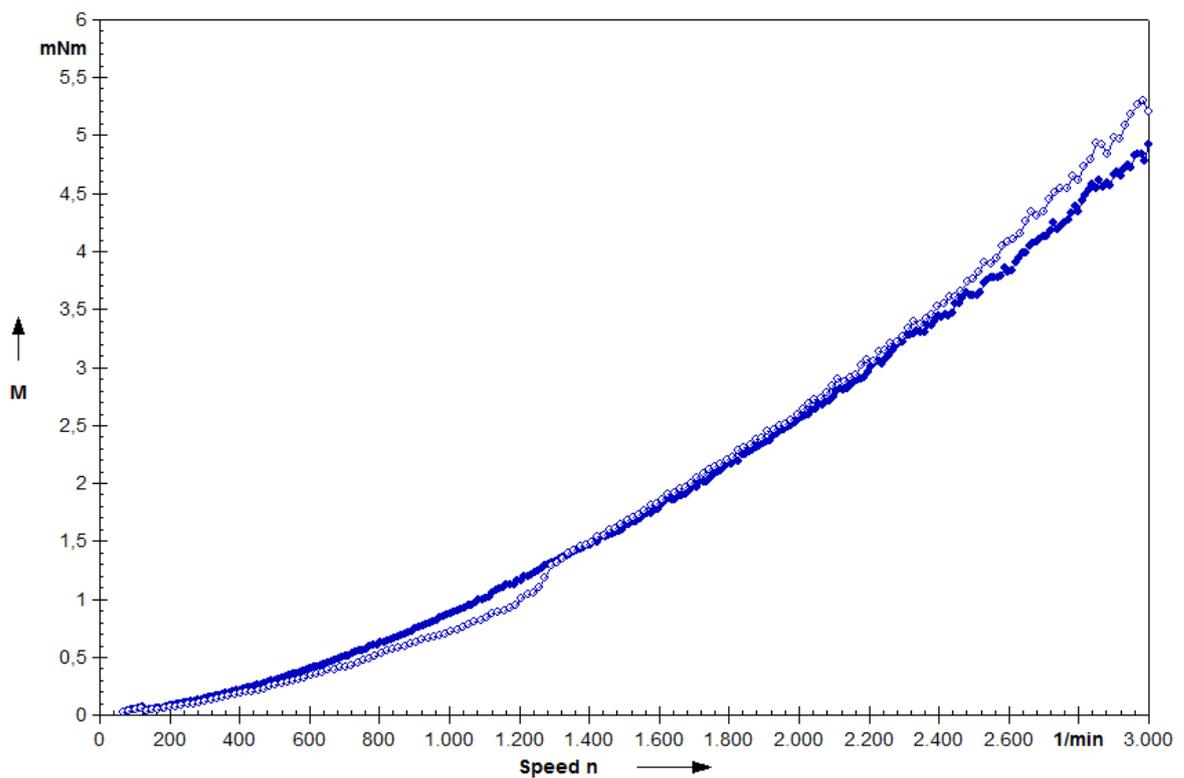


Fig. 5.25 – Grafico di confronto tra la vernice super-idrofobica e quella di riferimento

Va anche detto che le condizioni di moto (configurazione rotore, plastron, velocità , etc) sono anche piuttosto favorevoli al mantenimento di uno strato d'aria anche a valori piuttosto grandi della velocità, soprattutto per ragioni di simmetria. I motivi per i quali non è possibile classificare le vernici in modo netto sono sostanzialmente gli stessi per cui sono presenti piccoli scostamenti tra i grafici adimensionalizzati con il raggio come parametro: la trascurata dipendenza del fenomeno dal numero di Froude, la sostanziale capacità molto contenuta del contenitore in cui è immerso il disco, l'impossibilità di eseguire immersioni considerevoli, l'interazione del campo di moto colle pareti del recipiente necessitano di essere esaminati attentamente in sede di studi più approfonditi e accurati.

## 6. Conclusioni

Alla luce delle esperienze compiute e dell'analisi svolta sui risultati, si può concludere che la metodologia di prova adottata ha fornito misurazioni affidabili e riproducibili con grande accuratezza viste le caratteristiche del setup adottato e gli standard di precisione della macchina utilizzata. Infatti uno dei problemi palesatisi negli studi di J. Nelka [7] era proprio quello di riuscire ad eliminare dalle misure la componente d'attrito dovuta all'impiego dei cuscinetti a sfera, la quale risultava in grandi incertezze sulle letture; il reometro adottato, non solo ha permesso di operare con un controllo di velocità molto preciso (assente negli studi suddetti), ma ha del tutto ovviato all'inconveniente grazie ai cuscinetti ad aria compressa, che presentano momenti d'attrito minimi.

Dallo studio comparativo svolto si evince la maggior efficacia della vernice super-idrofobica nel ridurre l'attrito e di conseguenza i consumi; tuttavia, tale opzione risulta nella realtà difficilmente perseguibile per le navi, siccome i valori del numero di Reynolds per cui tale rivestimento funziona sono piuttosto bassi rispetto a quelli raggiunti dalle imbarcazioni a regime, e, inoltre, dopo un paio di prove ripetute nei giorni, si è evidenziata la caratteristica della vernice di degradarsi in modo abbastanza veloce, perdendo le proprietà utili. Infine va detto che, trattandosi di una pittura presente sul mercato da un periodo relativamente breve, i costi di acquisto ed esecuzione del rivestimento metterebbero in forte discussione la fattibilità economica dell'operazione. Le vernici commerciali studiate di tipo tradizionale, sia quelle a comportamento antivegetativo, sia quelle studiate per ridurre il coefficiente d'attrito, hanno prodotto andamenti molto simili tra di loro, senza indirizzare la scelta verso un rivestimento piuttosto che un altro; l'individuazione della vernice ottimale deve essere svolta alla luce di diversi fattori oltre che all'attrito, come i tempi di lavoro/stazionarietà in porto, la validità della resistenza al fouling nel tempo, la longevità dello strato stesso, etc.. Si è sottolineato infine come il metodo veramente efficace e su cui protrarre gli studi per conseguire l'obiettivo della riduzione dei consumi sia quello della produzione di superfici che consentano la condizione di slip tra fluido e solido anche a numeri di Reynolds elevati (tipicamente  $10^8$ ,  $10^9$ ). Una tale opportunità potrebbe efficacemente essere raggiunta con la ricerca sulle superfici di tipo LIS, che sfruttano l'olio e non l'aria come fluido impregnato per garantire le caratteristiche di idrofobicità dell'oggetto rivestito.

## Bibliografia

- [1] Almeida E., Diamantino TC, de Sousa O, 2007, “Marine paints: The particular case of antifouling paints” *Prog. Org. Coat.*
- [2] Lindholdt A., Dam-Johansen K., Olsen S.M., Yebra D.M., Kill S., “Effects of biofouling development on drag forces of hull coatings for ocean going ships: a review”, 2015, *J.Coat. Technol. Res.*
- [3] Çengel Y. A., Cimbala J.M., 2011, “Meccanica dei fluidi”, McGraw-Hill, seconda edizione.
- [4] <http://www.trasporti.provincia.venezia.it/naviglag/studio/appendici/Sezione%202/1-UniTS-profZotti.pdf>
- [5] Deliverable D 1.3, “Innovation challenge”, April 2015
- [6] Deliverable D 4.1, “Innovation challenge”, October 2015
- [7] <http://www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/766083.pdf>
- [8] Schlichting, H., 1979, “Boundary Layer Theory”, McGraw-Hill, fourth edition.
- [9] Deliverable D 2.1, “Innovation challenge”, October 2015
- [10] Dellepiane G., “Rivestimenti antifouling e antiattrito da utilizzare in ambito navale”, 2015, Università degli studi di Genova, Facoltà di scienze matematiche fisiche e naturali, Tesi di Laurea in Scienza e Ingegneria dei Materiali.
- [11] <http://www.anton-paar.com/it-it/prodotti/dettagli/serie-reometri-mcr>
- [12] <http://www-3.unipv.it/webidra/materialeDidattico/natale/fondamentiIdraulica321.pdf>

## Simbologia

$C_T$	Coefficiente di resistenza totale
$S$	Area bagnata
$P_T$	Potenza totale
$P_S$	Potenza al albero
$\eta$	Rendimento
$C_A$	Coefficiente d'attrito
$C_H$	Coefficiente d'attrito del rivestimento
$Fr$	Numero di Froude
$b$	Spessore del disco
$C_M$	Coefficiente di momento
$C'_M$	Coefficiente di momento dovuto agli effetti di bordo e disco
$C_\tau$	Coefficiente di taglio
$F_{av}$	Forza di taglio media agente su una faccia del disco
$F_{r,\phi,z}$	Forza di volume in componente radiale, tangenziale, assiale
$F, G, H$	Profili di velocità adimensionalizzati nelle direzioni $r, \phi, z$
$k_s$	Altezza della rugosità caratteristica
$M$	Momento
$p$	Pressione
$Re$	Numero di Reynolds
$r$	Direzione radiale o raggio
$t$	Tempo
$U_\infty$	Velocità del flusso indisturbato
$u, v, w$	Componenti di velocità nelle direzioni radiale, tangenziale, assiale
$z$	Direzione assiale
$\delta$	Spessore di strato limite
$\zeta$	Distanza adimensionale dalla superficie del disco
$\zeta_0$	Spessore adimensionale della quantità di moto
$\mu$	Coefficiente di viscosità dinamica
$\nu$	Coefficiente di viscosità cinematica
$\rho$	Densità del fluido

$\tau_{av}$	Sforzo di taglio medio agente su un lato del disco
$\tau_{r,\phi}$	Sforzo di taglio in direzione radiale, tangenziale
$\phi$	Direzione tangenziale
$\omega$	Velocità angolare

# Appendice

Foglio di calcolo excel:

Torque ev [mNm]	Torque ev [mNm]	Torque ev [mNm]	media idrofob [mNm]	Torque so [mNm]	Torque so [mNm]	media pern	differenze	differenze	errore di r	errore massimo
0.000004	-5.4E-06	-6.7E-06	-2.69333E-06	-1.3E-05	-1.3E-05	-0.0000128	1.01067E-05	-3.75248	4.752475	0.021053
0.00124	0.00123	0.00123	0.001233333	0.000102	9.65E-05	0.00009925	0.001134083	0.919527	0.080473	0.021557
0.00245	0.00247	0.00246	0.00246	3.63E-05	2.57E-05	0.000031	0.002429	0.987398	0.012602	
0.00479	0.00487	0.00486	0.00484	0.0002	0.000202	0.000201	0.004639	0.958471	0.041529	
0.00656	0.00674	0.00671	0.00667	-0.00041	-0.00041	-0.0004095	0.0070795	1.061394	-0.06139	
0.0102	0.0105	0.0105	0.0104	0.000543	0.000526	0.0005345	0.0098655	0.948606	0.051394	
0.0136	0.014	0.014	0.013866667	0.000976	0.000978	0.000977	0.012889667	0.929543	0.070457	
0.0158	0.0164	0.0164	0.0162	6.57E-05	7.62E-05	0.00007095	0.01612905	0.99562	0.00438	
0.0182	0.0186	0.0189	0.018566667	-0.00092	-0.00093	-0.000924	0.019490667	1.049767	-0.04977	
0.0247	0.0257	0.0256	0.025333333	0.00187	0.00188	0.001875	0.023458333	0.925987	0.074013	
0.0265	0.0276	0.0276	0.027233333	-5.2E-05	-4.3E-05	-4.745E-05	0.027280783	1.001742	-0.00174	
0.0307	0.0322	0.0321	0.031666667	-0.00013	0.000143	6.5E-06	0.031660167	0.999795	0.000205	
0.0354	0.0372	0.0371	0.036566667	0.000796	0.000767	0.0007815	0.035785167	0.978628	0.021372	
0.0405	0.0425	0.0426	0.041866667	0.00158	0.00155	0.001565	0.040301667	0.962619	0.037381	
0.0439	0.0463	0.0463	0.0455	0.00062	0.000574	0.000597	0.044903	0.986879	0.013121	
0.049	0.052	0.0519	0.050966667	0.00127	0.00124	0.001255	0.049711667	0.975376	0.024624	
0.0518	0.0551	0.0548	0.0539	-0.00109	-0.00105	-0.00107	0.05497	1.019852	-0.01985	
0.0609	0.0643	0.064	0.063066667	0.003	0.00299	0.002995	0.060071667	0.952511	0.047489	
0.0671	0.0706	0.0706	0.069433333	0.00405	0.00403	0.00404	0.065393333	0.941815	0.058185	
0.0688	0.0736	0.0735	0.071966667	0.00135	0.00135	0.00135	0.070616667	0.981241	0.018759	
0.0704	0.0768	0.0767	0.074633333	-0.00151	-0.00158	-0.001545	0.076178333	1.020701	-0.0207	
0.0821	0.0892	0.0888	0.0867	0.00492	0.00494	0.00493	0.08177	0.943137	0.056863	
0.0824	0.0911	0.0906	0.088033333	0.000679	0.000702	0.0006905	0.087342833	0.992156	0.007844	