



**Politecnico
di Torino**

**CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA
ORIENTAMENTO: PROGETTAZIONE MECCANICA**

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**Analisi e programmazione del sistema pneumatico di iniezione aria sotto la
chiglia di un modello sperimentale in scala di nave del tipo giapponese bulk carrier
come cuscinetto fluidodinamico per ridurre gli attriti**

Relatore:

Prof. Mauro Bonfanti

Candidato:

Azzato Saverio

Matricola: 319025

ANNO ACCADEMICO 2024/2025

LA TECNOLOGIA DELLA LUBRIFICAZIONE AD ARIA

L'International Maritime Organization (IMO) negli ultimi anni presta particolare attenzione all'emissione dei gas serra e al tema del riscaldamento globale, ha sviluppato una strategia che ha come obiettivo di ridurre i livelli di emissioni del 50% nel campo della navigazione nell'arco di tempo compreso tra il 2008 e il 2050. Per tenere sotto controllo il fenomeno sono stati introdotti EEXI un indice che definisce l'efficienza energetica delle navi esistenti e CII indicatore che definisce l'intensità potenziale delle emissioni di anidride carbonica.

Tra le varie tecnologie adottate nel settore navale sono state proposte, una delle più promettenti è il sistema ALS ovvero Air Lubrication System, un sistema di lubrificazione ad aria che si pone l'obiettivo di ridurre il consumo di carburante in maniera efficace e ridurre l'emissione di gas serra. La resistenza dell'acqua esercitata sullo scafo di un'imbarcazione rappresenta la resistenza maggiore che questa si trova ad affrontare per via degli attriti generati tra il flusso d'acqua e la carena. Il fenomeno si presenta e colpisce in maniera maggiore per imbarcazioni grandi e che si muovono lentamente dove si stima che questa resistenza rappresenti circa l'80% di tutta la resistenza totale (compresi ad esempio vento o condizioni di neve o ghiaccio sul ponte ecc.). Il sistema ALS mitiga questo fenomeno attraverso l'iniezione di aria sul fondo dello scafo in modo che questa vada a ridurre l'area bagnata effettiva della nave creando così un cuscinetto di lubrificazione idrodinamica tra il flusso d'acqua e la superficie dello scafo.

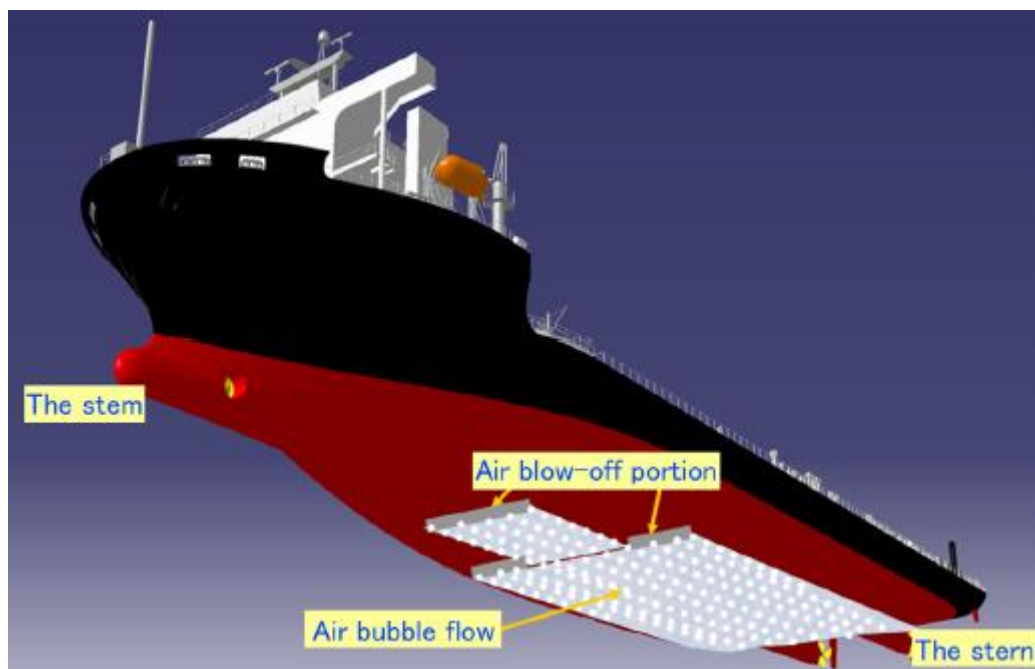


Figura 1

Una delle prime aziende ad installare il sistema di lubrificazione ad aria è stata la Mitsubishi Heavy Industry su un'imbarcazione di nuova costruzione del tipo module

carrier ovvero una nave porta moduli, rilevando un risparmio di carburante del 12% durante la prova in mare. Il sistema è stato analizzato in modo da verificare come lo spessore del cuscinetto d'aria agisca sul consumo energetico, in particolare si è riscontrato che all'aumentare dello spessore il risparmio energetico aumenta di conseguenza. In uno studio successivo (Kawabuchi,2011) è stato analizzato il comportamento delle bolle d'aria iniettate sotto lo scafo e come queste hanno effetto sulle performance dell'elica usando simulazioni CFD. Un'altra azienda, Silverstream Technologys, che ha sviluppato un sistema di lubrificazione air carpet che copre l'intera superficie dello scafo della chiglia attraverso diversi punti d'iniezione e ha evidenziato la possibilità di un risparmio di circa il 4% in condizione operative di una nave del tipo 40000 DWT tanker. Per quanto riguarda le pesanti navi portacontainer Samsung Heavy Industries ha implementato il sistema Saver che ha evidenziato un risparmio di circa l'8.8% per le prove in mare e sulla base delle lunghe tratte, per un LNG carrier sono stati rilevati un risparmio del 4-5%. Allo stesso tempo l'azienda Damen group ha presentato il sistema di lubrificazione Air Chamber Energy Saving(ACES) che prevede l'uso di una cavità con un'opportuna forma in grado di intrappolare l'aria iniettata ed evitare così di conseguenza il contatto con il flusso d'acqua



Figura 2

Sommario

LA TECNOLOGIA DELLA LUBRIFICAZIONE AD ARIA	2
I DIVERSI TIPI DI ALS	5
Metodo MBDR.....	6
Metodi ALDR e ACDR.....	9
ANALISI SPERIMENTALI PER LA LUBRIFICAZIONE AD ARIA	12
CONSIDERAZIONI SUL RISPARMIO ENERGETICO DEL SISTEMA ALS.....	17
ENERGIA RECUPERATA DAL SISTEMA DI LUBRIFICAZIONE AD ARIA	17
POTENZA ASSORBITA DAL COMPRESSORE.....	20
STUDI PARAMETRICI	24
ANALISI DI SENSIBILITA' GLOBALE	27
APPLICAZIONI REALI	28
CONCLUSIONI	35
PROGETTO INIZIATIVA PoC INSTRUMENT	37
PROGETTO OCEANGLIDE	49
SISTEMA PNEUMATICO: MODELLAZIONE IN MATLAB	55
ANALISI IDROSTATICA DEL MODELLO	71
FONTI BIBLIOGRAFICHE	83

I DIVERSI TIPI DI ALS

Per sviluppare un ALS sono state condotte prima di tutto delle analisi per l'attrito di strisciamento generato sulla carena è stato studiandolo in 2 modi. In primo luogo, il controllo del flusso laminare è correlato al ritardo di transizione. Questo si ottiene solitamente "riempiendolo" per rendere il profilo di velocità dello strato limite più stabile in prossimità della parete. Nelle prove in laboratorio sono stati usati gel-coat di rivestimento della carena idrofobici, dei tensioattivi, e dei sistemi di riscaldamento dell'acqua o di raffreddamento dell'aria sulla superficie della carena. Sono dei metodi che hanno dato risultati promettenti in laboratorio ma di difficile implementazione per le prove reali.

Il secondo metodo si basa sul ridurre l'attrito di pelle del flusso turbolento dello strato limite in prossimità della carena. Sono di più facile implementazione al di fuori dal laboratorio, sono già noti diversi metodi per ridurre lo strato limite turbolento per esempio utilizzando polimeri, fibre e soluzioni di particelle sono agenti efficaci nella riduzione dell'attrito.

Il sistema di lubrificazione ad aria può essere diviso in 3 diversi tipi:

1. Micro bubble drag reduction (MBDR): delle micro bolle d'aria vengono introdotte nello strato limite al di sotto dello scafo, queste vanno a ridurre la densità apparente riducendo di conseguenza l'attrito.
2. air layer drag reduction (ALDR): viene introdotto un film di gas continuo che separa il liquido dalla carena riducendo l'attrito.
3. air cavity drag reduction (ACDR): viene introdotta una cavità opportunamente progettata per essere riempita di gas che separa il liquido dallo scafo, riducendo di conseguenza l'attrito. La cavità deve essere progettata in modo da dover garantire la minima perdita dell'aria, se il flusso è sufficientemente elevato e c'è una caratteristica costruttiva adatta l'aria resta intrappolata e l'interfaccia aria-acqua può essere considerata orizzontale.

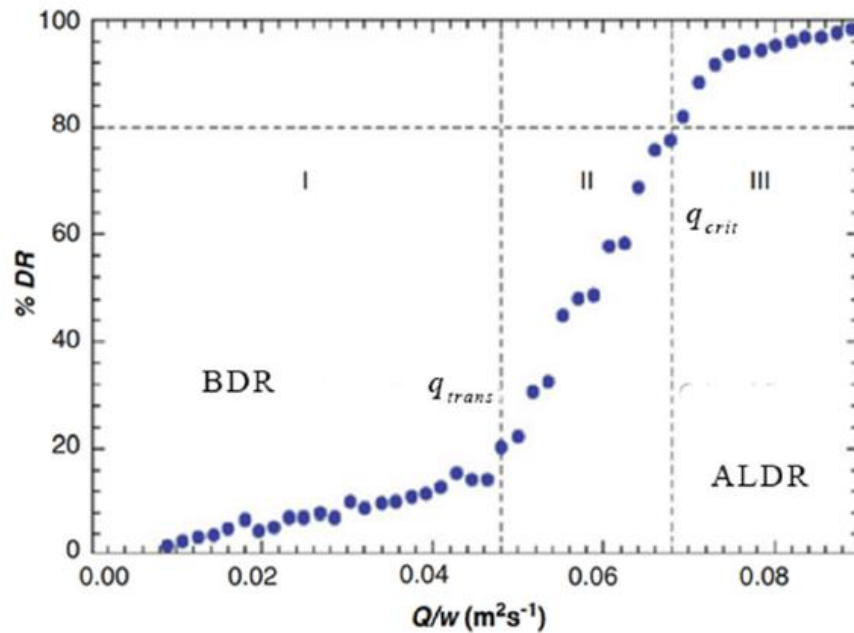


Figura 3

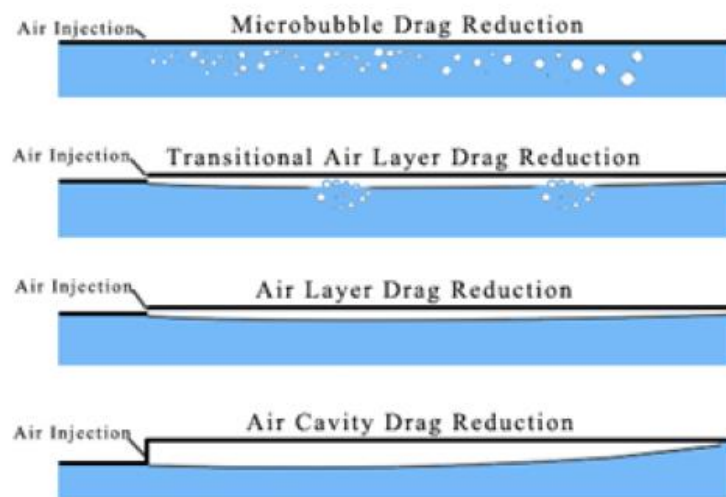


Figura 4

Metodo MBDR

Il metodo MBDR non richiede una grande quantità d'aria per generare il flusso e può essere caratterizzato dalla diversa forma della generazione delle bolle e dell'iniezione dell'aria. La ventilazione artificiale per generare bolle può essere sostituita con la generazione da idrogeno mediante l'elettrolisi dell'acqua. Nel 1973 McCormick e Bhattacharya un corpo con un diametro massimo di 127mm e una lunghezza di 915mm. l'attrito viene valutato considerando un range di velocità tra 0.3 e 2.6m/s. Nello strato limite l'idrogeno viene prodotto attraverso un passaggio in avvolgimenti di rame che avvolgono lo scafo. Un metodo efficace per l'iniezione dell'aria è installare degli ugelli in un diffusore, soluzione applicata molto spesso anche nell'suo reale come esempio si

riporta ALS di Mitsubishi Heavy Industries. La forma delle prese d'aria viene riportata nella figura sottostante. L'aria viene convogliata in un plenum rettangolare montato all'interno della piastra inferiore dello scafo, che presenta una serie di fori di mandata aria sfalsati, è stato rilevato che i fori allungati possano fornire la portata volumetrica necessaria riducendo al minimo l'impatto sulla resistenza strutturale della nave, poiché possono essere più sottili rispetto ai fori rotondi.

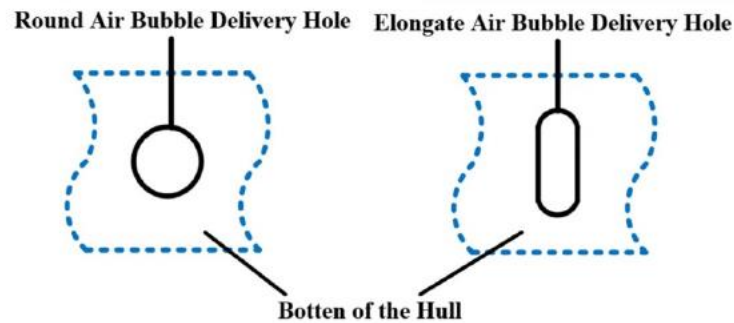


Figura 5

La zona di prua usa un metodo simile per l'iniezione dell'aria, il sistema di diffusione dell'aria consiste in una serie di plenum lungo la linea centrale dello scafo, fornisce aria attraverso degli ugelli sviluppati appositamente composti da una uscita opportunamente dimensionata anche a livello geometrico e poi imbullonata alla piastra diffusore con il fondo dello scafo, come mostrato in figura sottostante. Nella camera di pressione sono stati installati dei deflettori per garantire un flusso uniforme attraverso la serie di ugelli. Un approccio diverso prevede di generare delle bolle di piccolo diametro che fluiscono sfruttando l'instabilità di Kelvin-Helmholtz, fenomeno sfruttato dalla Silverstream System che trasporta le bolle al disotto dello scafo attraverso una camera di trasporto longitudinale. A causa del pescaggio, l'aria viene fornita alla cavità di diffusione ad una pressione e volume che corrisponde alla pressione al di sotto della nave. La geometria è stata progettata in modo che l'avanzamento del flusso dovuto al moto in avanti della nave spinga l'aria nello strato limite e usando il fenomeno di instabilità di Kelvin-Helmholtz, il moto turbolento produce un flusso di bolle con un diametro minore. Silverstream ha sperimentato che regolando accuratamente il flusso e la pressione assicura una miscelazione all'interfaccia tra lo strato limite laminare e turbolento per produrre un flusso continuo di bolle molto piccole in uno strato di circa 1mm di spessore che può coprire l'intera lunghezza della nave. Il rilascio dell'aria è stato progettato in modo da evitare ostruzioni o difficoltà di scorrimento tra aria e acqua e favorire una diminuzione dell'energia richiesta per produrre il bubble carpet utilizzando lo strato limite in modo che questo le trasporti in autonomia.

In Giappone Kumagi ha studiato un diverso metodo per sfruttare l'instabilità Kelvin-Helmoltz per generare le microbolle ovvero sono state posizionate delle prese d'aria con al di sotto dei profili alari per creare le condizioni ideali alla generazione delle bolle. Il sistema è stato chiamato Winged Air Sensor Tube (WAIP) ed è mostrato nella figura 6 con il principio di funzionamento le uscite dell'aria sono montate sulla superficie della chiglia, con al di sotto degli aerofoil di tipo NACA 653-618 montati al di sotto con un angolo di 12° . L'acqua nel suo fluire quando passa il foil e il diffusore il flusso viene reindirizzato e la pressione al di sopra del foil viene ridotta spingendo così l'aria sul fondo dello scafo. Al di sotto dell'ala invece l'acqua scorre lentamente, mentre al di sopra accelera e crea vortici in uscita dall'ala. Vengono favoriti quindi dei meccanismi che favoriscono la formazione di bolle nel flusso sia all'interfaccia aria-acqua che dietro il bordo d'uscita, evitando così l'installazione di diffusori cavi e la necessità di una sovrappressione per creare bolle, l'aria fluisce grazie al fenomeno dell'instabilità e forma le bolle.

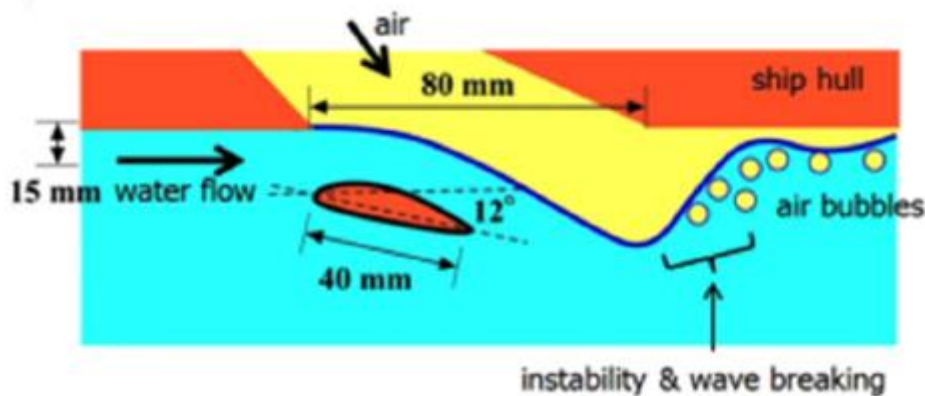


Figura 6

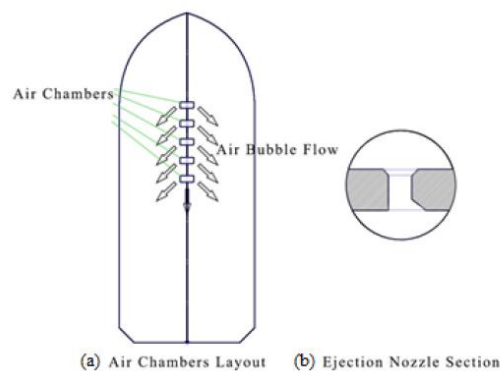


Figura 7

In definitiva la grandezza delle bolle e la portata del flusso e gli esperimenti mostrano che le bolle con un diametro più piccolo (0.3-0.5mm) hanno l'effetto migliore nella riduzione dell'attrito. Ad ogni modo, il sistema di lubrificazione MBDR riduce l'attrito ma presenta alcuni problemi ovvero le bolle tendono a migrare dalla zona di prossimità con la parete dello scafo sotto l'influenza della miscelazione locale e degli sforzi di taglio, e quando l'aria viene iniettata sotto la superficie, la spinta idrostatica spinge le bolle più vicine alla parete. Di conseguenza la durabilità dell'MBDR puro è scarsa e l'MBDR richiede un numero eccessivo di punti di iniezione rendendo necessari di conseguenza molti fori da praticare nello scafo che possono portare anche a riconsiderazioni strutturali dello scafo.

Metodi ALDR e ACDR

A causa dell'alto flusso d'aria richiesto per entrambi i metodi, è molto importante scegliere il sistema d'iniezione più appropriato in modo da mantenere lo strato d'aria in modo da riuscire a ricoprire la forma in modo esatto o la cavità. Durante le prime sperimentazioni che analizzarono i metodi di iniezione dell'aria Matveev e Avolfazls optarono per un foro circolare sul fondo della piastra così da permettere all'aria di diffondersi naturalmente sul fondo su entrambi i lati. Questo metodo richiedeva flussi d'aria importanti ma l'area ricoperta dallo strato rimaneva limitata. Kiharju studiò l'iniezione simultanea da getti circolari multipli ed esaminò il fenomeno della cavitazione causata dall'incrocio dei flussi gas iniettato e liquido e risultò che i fori multipli d'iniezione avevano una bassa efficienza e le iterazioni erano complesse.

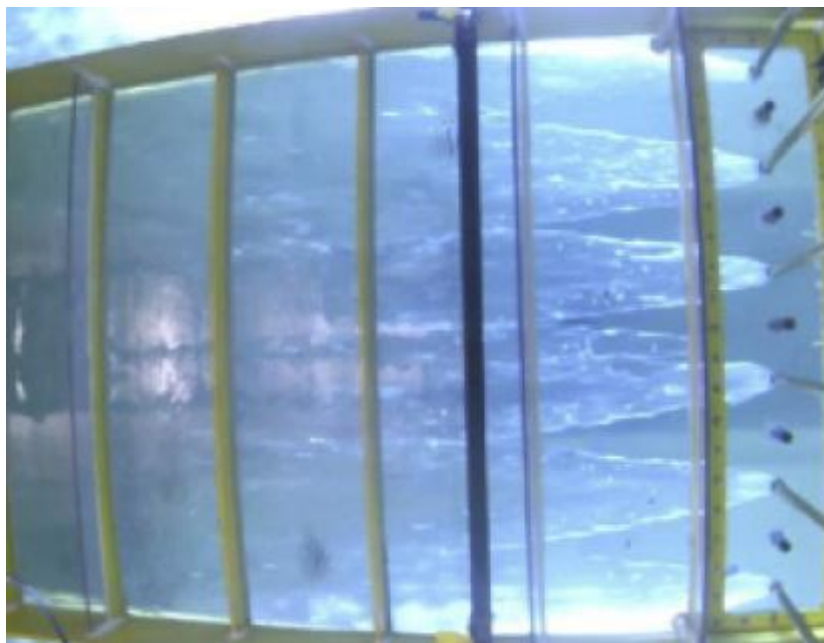


Figura 8

Successivamente Zverkhovskij cambiò la direzione di incidenza dell'aria attraverso un ugello scanalato in modo da rendere l'aria iniettata più uniforme e garantire un flusso più efficace sempre operando con un unico gas. Wu sperimentò un ulteriore metodo dividendo i punti di iniezione in camera sinistra, camera centrale e camera destra in modo da fornire diversi flussi di gas. Questo metodo garantisce la formazione di uno strato più efficace in grado di coprire più superficie, la portata d'aria era controllata da una valvola e misurata da un flussimetro di massa Dwyer RMA-1. Vennero condotti poi studi per quanto riguardava la piastra di diffusione dell'aria e in particolare sono stati analizzati gli effetti legati agli orifizi di uscita ovvero vennero confrontati diversi diametri di iniezione, si valutò come la distanza tra gli orifizi influenzasse il flusso e l'efficacia del sistema e in ultimo come l'efficienza variasse all'aumentare o al diminuire del numero effettivo di orifizi di uscita presenti sulla piastra. Dopo tutte le sperimentazioni si arrivò alla conclusione che una piastra con 75 orifizi di diametro 2mm e distanziati 10 mm aveva le migliori caratteristiche per ridurre in modo efficace l'attrito.

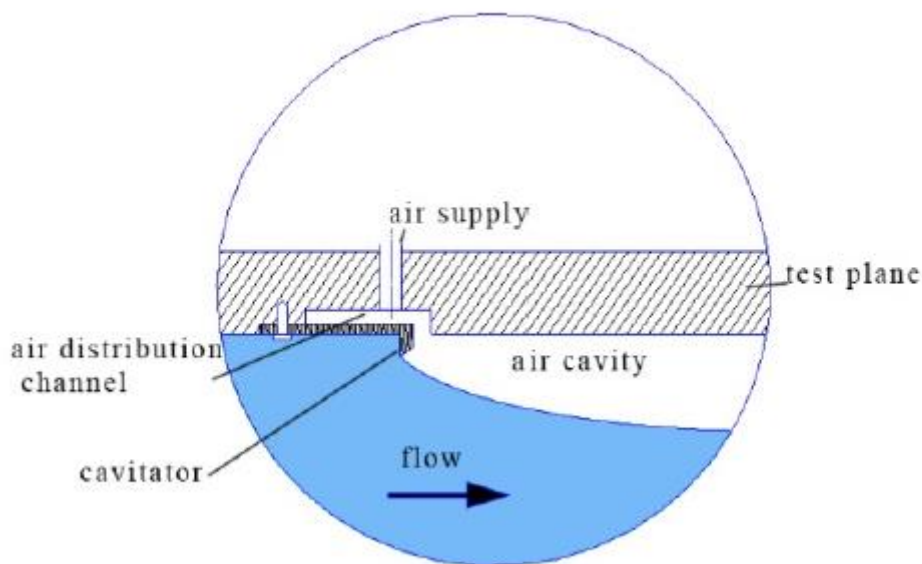


Figura 9

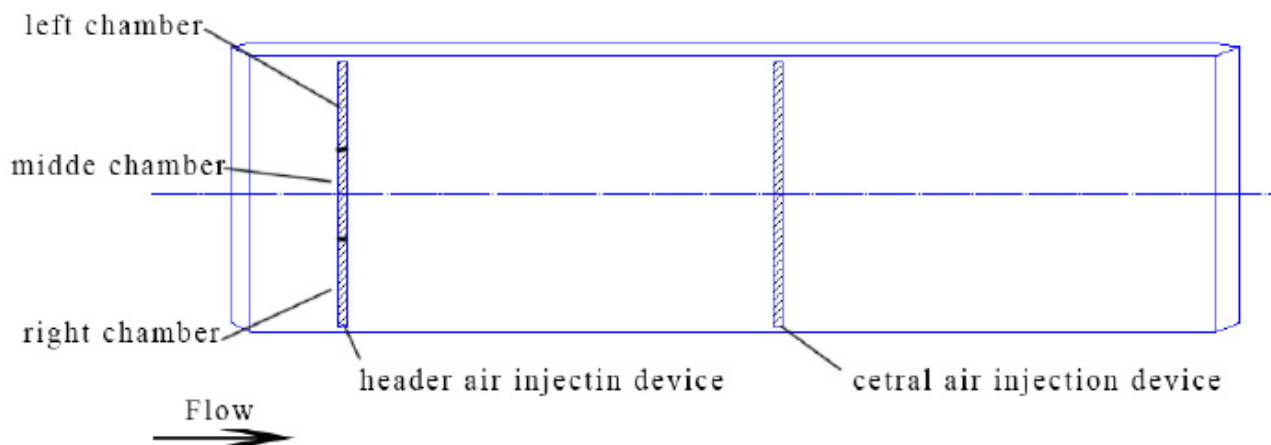


Figura 10

Ottimizzando dunque il metodo di iniezione si può far sì che l'aria sia più uniforme e si può evitare così l'interferenza, un'ulteriore evoluzione è quella di implementare un sistema di iniezione in più punti e quindi prevedere più piastre di diffusione da controllare in modo da decidere come iniettare l'aria per raggiungere un'efficacia massima, una soluzione prevede che l'aria sia compressa da un compressore e accumulata in un serbatoio presenti sul ponte, poi grazie a dei flussimetri regolati elettronicamente si va a regolare i flussi per ottimizzare il tutto in base alle condizioni rilevate dai diversi sensori presenti. Per analizzare il fenomeno del multipoint sono stati condotti esperimenti con modelli di imbarcazioni in scala evidenziando come questo abbia dei risultati migliori e molto più efficaci rispetto ad un single-point per quanto riguarda la distribuzione dello strato d'aria e di come questo riesce ad occupare la superficie della chiglia in modo più efficace ma non si sono evidenziate grandi differenze per quanto riguarda la riduzione effettiva dell'attrito o il risparmio di carburante, anzi la resistenza idrodinamica è, in misura se pur lieve, aumentata causa le piastre di diffusione aggiuntive che vanno a formare una discontinuità nella superficie di chiglia creando un gradino che il flusso deve by-passare ma come vantaggio si ha un maggior controllo del flusso d'aria e un flusso d'aria molto più stabile. Per gli ALS del tipo ALDR e ACDR l'ottimizzazione della forma dei punti di iniezione ha un'importanza fondamentale per far sì che il flusso vada a coprire una regione di superficie più ampia possibile e rende il sistema di maggior efficacia.

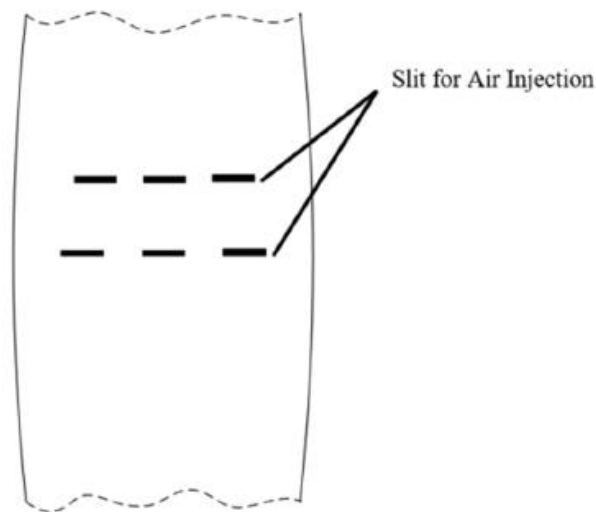


Figura 11

ANALISI SPERIMENTALI PER LA LUBRIFICAZIONE AD ARIA

La riduzione dell'attrito dovuto allo strato d'aria può essere analizzata direttamente da un'analisi sperimentale su un modello in scala di nave reale come sarà di nostro interesse per il modello trattato. In particolare si studiano i cambiamenti dei vortici di flusso delle bolle d'aria nello strato limite utilizzando un sistema di imaging per analizzare la struttura dei vortici. In particolare è stato osservato che le bolle più grandi tendono a concentrarsi più vicine alla zona di iniezione mentre vanno diminuendo andando verso poppa. Lo strato d'aria principale vicino al punto di iniezione si è notato avere una velocità maggiore di avanzamento rispetto a quello composto da bolle più piccole. La struttura del vortice causato dalle bolle d'aria va quindi a cambiare lo sforzo trasferito nello strato limite, risultando come una riduzione nella forza di attrito in regime turbolento, per studiare al meglio il fenomeno un sensore di velocità PIV (particle image velocimetry) è stato implementato per studiare lo strato in regime turbolento per il flusso delle micro bolle d'aria con un campo di visibilità di 200 mm^2 su una chiglia praticamente piatta e tra lo strato cuscinetto e lo strato viscoso la frazione di vuoti locali era di circa il 3.5% e con conseguente riduzione dell'attrito. La presenza di micro bolle nello strato limite può portare alla riduzione della turbolenza generata dagli sforzi di Reynolds, quando il numero di Reynolds è vicino a 10^6 , il moto di fluttuazione verticale nello strato limite in regime turbolento effettivamente riduce l'attrito.

Per verificare il fenomeno Park sperimentò un modello di nave trainato e il fenomeno della riduzione dell'attrito dovuto alle bolle fu misurato attraverso uno strato liquido che scorreva su una parete tra uno strato limite turbolento diviso in 2 fasi evidenziando che lo spessore dello strato di liquido variava da un range di 500 fino a 1200

micrometri. All'aumentare del flusso d'aria l'attrito diminuisce e lo spessore del liquido diminuisce di conseguenza, questa tecnica di misurazione studia le strutture interne del metodo BDR osservando lo strato di liquido che si forma al di sopra delle bolle. Oishi e Murai hanno usato la tecnologia PIV per studiare il campo di flusso corretto per una singola bolla nello strato limite in regime turbolento le misurazioni si sono riferite alla zona di transizione orizzontale e hanno rilevato che la bolla d'aria riesce a formare dei flussi secondari attorno a sé, anche inclusi i vortici a doppia direzione, una separazione sulla sua superficie e un forte flusso ampio. Per le bolle più piccole circa sferiche è stato creato un flusso forte e travolgente, per esaltare l'effetto dello scambio della quantità di moto durante il moto turbolento, in prossimità delle bolle più grandi e quasi piatte che hanno uno scambio di forze negativo. Il tasso di riduzione della resistenza dell'attrito dipende da quanti vuoti nelle immediate vicinanze della superficie si vanno a formare e dall'effetto della galleggiabilità dell'aria in sé, ma allo stesso tempo con la portanza che viene a crearsi indotta dal campo di flusso e dagli sforzi di taglio possono provocare la migrazione delle micro bolle d'aria lasciando di conseguenza spazio al liquido. A valle dei flussi principali nella direzione di scorrimento del flusso si evidenzia che le bolle non tendono più a migrare in modo diviso ma danno vita ad una coalescenza creando bolle d'aria sempre più grandi e piatte, in determinate condizioni favorevoli ovvero con la massima iniezione d'aria e la minima fluidità la spinta idrostatica che agisce sulle bolle d'aria tende a spingerle sotto la chiglia e man mano con l'avanzare del flusso a proseguire verso la fine dando vita ad una riduzione effettiva di circa il 100% dell'attrito, quando il volume d'aria iniettato è costante la riduzione dell'attrito aumenta grazie alla velocità all'interno del flusso, quando la velocità del flusso diventa costante la relazione tra la riduzione dell'attrito e la quantità di aria iniettata diventa instabile ma globalmente si può dire che l'attrito diminuisce con l'aumento del volume d'aria. Proseguendo con le sperimentazioni è stato rilevato che quando la quantità d'aria è troppo elevata la resistenza di forma dovuta alla geometria dello scafo cresce e di conseguenza l'effetto di riduzione dell'attrito tende a ridursi, per questo si rende necessario un effettivo studio per un'iniezione d'aria appropriata in modo da poter garantire un corretto effetto di riduzione dell'attrito. Per una giusta combinazione che porta ad un effetto di riduzione appropriata e riuscire a gestire un flusso a grande portata è consigliabile un foro di uscita media taglia per la migliore riduzione dell'attrito.

Si è poi analizzato anche come l'aria si comporta nelle immediate vicinanze del punto di iniezione e in particolare la forma della carena in prossimità dell'uscita e sono state confrontati i 3 tipi di forme mostrati nella figura sottostante, il primo prevedeva una forma convessa bidimensionale con un punto di iniezione sulla parte superiore, la seconda mostra un tipo di ugello convergente divergente subito prima del punto di iniezione e in ultimo un filo trasversale poco prima il foro di uscita dell'aria e si è visto che la forma convessa è la più efficace. Altre soluzioni per sperimentare i vantaggi

della lubrificazione ad aria si sono concentrate sull'effetto dovuto alla tipologia di gas implementata nel sistema ovvero in particolare sono stati condotti studi e test utilizzando 5 diversi tipi di gas: aria, elio, anidride carbonica, argon e esafluoruro di zolfo sperimentando su un modello assial-simmetrico. La densità del gas è il parametro che più ha effetto sul fenomeno della riduzione dell'attrito mentre per quanto riguarda la solubilità si è riscontrato non dare vita a particolari differenze sull'efficacia del gas, e si sono ottenute le migliori prestazioni e risultati promettenti con l'elio rispetto agli altri. Si è anche analizzata una soluzione con particelle di polimeri e ha dato risultati molto più efficaci di un gas puro. A velocità moderate la capacità di ridurre l'attrito delle soluzioni con particelle polimeriche di diversa concentrazione in massa aumenta all'aumentare della portata ma se si è in una situazione combinata con micro bolle queste tendono a far diminuire l'efficacia della riduzione dell'attrito e lo stesso avviene per le alte velocità rendendo quindi gli effetti in condizioni combinate quasi simili. Si è concluso che di grande importanza per la riduzione dell'attrito lo gioca lo spessore del gas è stato rilevato che con il gas più semplice si rende necessario uno spessore dello strato d'aria di almeno 7-8mm che è abbastanza vicino come valore allo strato minimo richiesto per il metodo con lubrificazione a micro-bolle e la velocità della nave stessa influenza l'area che lo strato d'aria riesce a ricoprire sulla chiglia e ad una minore deformazione dello strato stesso che va ad avere una migliore efficacia nella riduzione dell'attrito all'aumentare della quantità d'aria iniettata e l'integrazione di un deflettore laterale rende il gas meno propenso a disperdersi riuscendo a dare continuità allo strato d'aria.

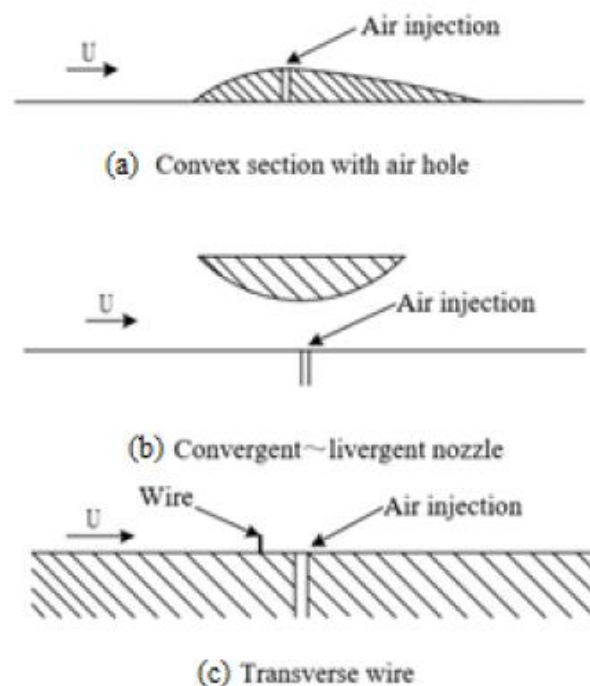


Figura 12

Un'attenzione in più è stata dedicata al metodo Air Cavity Drag Reduction, la cavità effettivamente occupabile dall'aria rende il sistema più o meno efficace. In particolare durante le prove sperimentali ci si è concentrati sulla quantità d'aria necessaria per l'implementazione di questo metodo e alla successiva aria necessaria affinché l'aria riesca ad occupare in modo continuo la cavità, riscontrando la maggior quantità d'aria richiesta per riempire la cavità che risulta essere da 3 a 4 volte superiore rispetto alla successiva fase di mantenimento della cavità, per agevolare il raccoglimento dell'aria è conveniente implementare una cavità a gradino chiuso sul fondo in modo che l'aria sia meno soggetta a sfuggire durante il moto di navigazione, rimanendo così intrappolata e garantendo una maggior efficacia della riduzione dell'attrito. La velocità con cui l'aria tende a sfuggire dalla cavità è strettamente legata alla caratteristica della forma geometrica della cavità stessa e come questa riesca a tenerne in quantità pari al massimo possibile in modo da limitare la portata richiesta per mantenere il sistema attivo e si è visto come il parametro geometrico che più determina l'efficacia della cavità da questo punto di vista è proprio la forma di chiusura della coda della cavità. I primi esperimenti sono stati condotti con una cavità completamente piena a regime con la minima spesa d'aria iniettata producendo delle curve d'analisi con diverso numero di Froude ma non si è riusciti a causa delle complicate relazioni tra i numeri di Reynolds e di Froude ad ottenere delle leggi generali in modo da poter prevedere il comportamento del flusso e la portata d'aria effettivamente richiesta per mantenere il sistema funzionante a pieno regime. Si è poi arrivati alla conclusione che in generale la quantità di flusso d'aria necessaria a mantenere la cavità completamente piena aumenta esponenzialmente all'aumentare della velocità del flusso in ingresso, se le dimensioni della cavità aumentano l'effetto della riduzione della resistenza idrodinamica assume un andamento in aumento circa proporzionale all'area della cavità.

Si è poi analizzato la cavità non più come corpo unico ma magari divisa in diverse camere e si è giunti alla conclusione che porta un aumento della pressione che porta ad una riduzione dell'attrito portandosi dietro però un flusso di difficile gestione per quanto riguarda appunto riuscire a mantenere tutte le cavità piene al 100% a regime. Quindi si cerca di operare con un bilanciamento e scendere a compromessi in modo da ottenere un risultato abbastanza soddisfacente che sia effettivamente più efficace di una cavità singola ma complicando poco la gestione in modo da non sprecare aria e rendendo i flussi quanto più stabili possibili. L'effetto della cavità multipla porta alla riduzione totale dell'attrito in valori che vanno dal 12% al 20% valori molto più efficaci e di più facile realizzazione rispetto al metodo Air Layer Drag Reduction (ALDR) sul quale sono stati comunque basati gli studi della cavità con la differenza che potendo decidere a priori la forma della cavità si può controllare in modo più efficace la quantità d'aria necessaria e sprecarne meno dato che una parte resterà comunque intrappolata. I risultati di confronto degli esperimenti fatti da Wu e Ou su un modello di bulk carrier

che hanno confrontato lo stesso scafo prima con il metodo ALDR e successivamente implementando un ACDR sul fondo sono giunti alla conclusione che la cavità gioca un ruolo molto importante in particolare confrontando diverse profondità di questa si riesce a ridurre di molto l'attrito rendendo il metodo molto più efficace. Forme di cavità troppo complesse comunque pensate per trattenere l'aria non hanno portato a risultati soddisfacenti, questo a causa di una pressione abbastanza bassa sul fondo dovuta alla velocità e ad un aumento delle superfici bagnate. L'aria una volta nella cavità tenderebbe a restarci aumentando così la galleggiabilità della nave e fa sì che la nave si sollevi riducendo la superficie bagnata e il volume immerso, riducendo così di conseguenza l'attrito per quanto riguarda i modelli di test, riportandosi poi su navi reali la massa è troppo elevata per raggiungere l'effetto di sollevamento della nave stessa ma comunque si ottiene una riduzione efficace dell'attrito. Per studiare la stabilità della cavità in condizioni di flusso perturbato si è modificato le condizioni del flusso in ingresso modificando velocità e pressione con oscillazioni periodiche per mantenere una stabilità è necessario incrementare il flusso d'aria in condizioni di perturbazione si ritiene opportuno quindi installare un sistema di controllo attivo del flusso per mantenere la cavità in condizioni stabili anche in condizioni di perturbazione per il resto gli studi sulla stabilità condotti per il metodo ALDR combaciano abbastanza da evitare ulteriori sperimentazioni. In conclusione quindi che affinché si voglia ottenere un sistema efficace si analizza il metodo MBDR che richiede la formazione di bolle di taglia piccola e ben distribuite, per quanto riguarda invece ALDR e ACDR la stabilità dello strato d'aria la fa da padrone e per la cavità ovviamente le dimensioni e la disposizione. Tutti i metodi sono legati al numero di Froude quindi sono da valutare tutte le possibilità per valutare eventuali vantaggi e svantaggi, va ricordato che a livello di pari efficacia il metodo MBDR richiede un flusso d'aria inferiore rispetto agli altri metodi, ma comunque per le applicazioni va comunque considerato il tipo di nave per adattare il sistema più adatto alla riduzione dell'attrito.



Figura 13

CONSIDERAZIONI SUL RISPARMIO ENERGETICO DEL SISTEMA ALS

L'energia considerata come recuperata o risparmiata grazie all'implementazione a bordo di uno di questi sistemi si rifà alla potenza richiesta per vincere l'attrito di strisciamento sulle superfici lubrificate e la potenza necessaria al sistema di iniezione dell'aria sul fondo. Il rendimento del sistema può essere ricondotto alla percentuale di energia netta P_n sulla potenza che viene vista come resistente nel totale P_b .

Facendo riferimento alle seguenti formule:

$$P_N(\%) = \frac{P_{save} - P_{cons}}{P_b} \times 100 = \frac{P_{net}}{P_b} \times 100$$
$$P_b = \frac{R_T \times V}{\eta_T}$$

Dove P_n è la percentuale netta di energia che viene recuperata, P_{save} è la potenza recuperata grazie al sistema di lubrificazione ad aria che nel caso di incongruenze o maggiorazioni dovute alle condizioni meteo in cui la nave si troverà ad operare è possibile sostituirla con un diverso parametro. Con P_{cons} si indica invece la potenza assorbita dal compressore del circuito di lubrificazione ad aria, e infine P_{net} è la potenza netta recuperata dal sistema di lubrificazione dell'aria, P_b rappresenta la potenza frenante correlata a R_t che rappresenta l'insieme delle resistenze totali in condizione di navigazione effettiva della nave, η_T è il rendimento globale e V la velocità di avanzamento della nave.

Per quanto riguarda la resistenza totale si può far riferimento alla seguente formula:

$R_T = R_{Calm} + R_{Wind} + R_{Wave}$, fa riferimento alla resistenza totale delle reali condizioni di navigazione in mare e viene considerata come R_{calm} la resistenza totale in acque calme a cui poi si va a sommare la resistenza dovuta all'azione del vento R_{wind} e in ultima la resistenza dovuta all'azione del moto ondoso che anche qui andrà a variare in base alle condizione marittime e metereologiche R_{wave} .

ENERGIA RECUPERATA DAL SISTEMA DI LUBRIFICAZIONE AD ARIA

L'aria gioca il ruolo principale di cuscinetto idrodinamico ovvero riduce la resistenza nell'area di scafo interessata dal contatto con l'acqua durante le operazioni in mare. La potenza effettivamente risparmiata può essere calcolata mediante la seguente formula:

$$P_{save} = P_F D_R \frac{A_a}{A_w}$$

Che mette in relazione la potenza dovuta alla resistenza d'attrito generata dalla superficie bagnata, la porzione di area che l'aria ricopre effettivamente e la riduzione di attrito effettiva recuperata grazie all'area della carena ricoperta dall'aria. P_f è la potenza richiesta per vincere l'attrito, D_r è la riduzione d'attrito recuperata grazie dall'aria, A_a è l'area della carena effettivamente ricoperta dall'aria sul fondo dello scafo e A_w è la superficie bagnata. Il coefficiente d'attrito per una chiglia piatta può essere calcolato usando la normativa ITTC 1957 come C_f nell'espressione sottostante e di conseguenza ricavare R_f e ricordando la formula di P_f come prima indicata calcolare la potenza, con R_n il numero di Reynolds. La resistenza per navi del tipo LNG carrier veniva stimata come inferiore allo 0,5% del totale tenendo conto che i punti di iniezione dell'aria siano stati opportunamente dimensionati e integrati nello scafo, e tralasciando l'uso di appendici. Lungo la superficie bagnata sotto la linea d'acqua della nave, l'area coperta dall'aria che ci si aspetta riduca la resistenza all'attrito è uguale a A_a / A_w . Il fattore determinante è lo scafo della nave o meglio la parte di chiglia, l'area di quest'ultima può essere stimata in base alla forma ma è solitamente difficile ottenere dati specifici e completi sulla forma effettiva e lo è ancor di più se si parla di un'intera flotta quindi si propone l'uso di equazioni di regressione che stimano l'area del fondo della nave. Queste sono state sviluppate sulla base di 22 navi con diverse forme dello scafo e mettono in rapporto area della superficie bagnata con il pescaggio e il coefficiente di blocco C_b come riportato nel grafico sottostante, si nota come dall'andamento C_b sia collegato al pescaggio di progetto. Il rapporto A_b / A_w tende ad aumentare all'aumentare di C_b .

$$\frac{A_a}{A_w} = \frac{A_b}{A_w} \frac{A_a}{A_b}$$

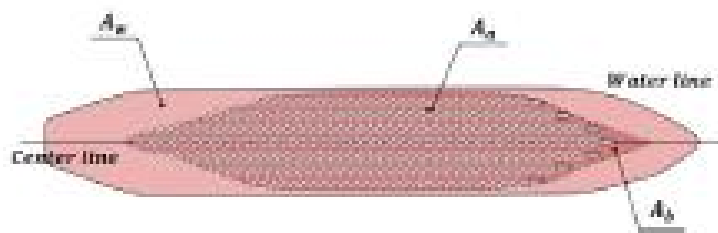


Figura 14

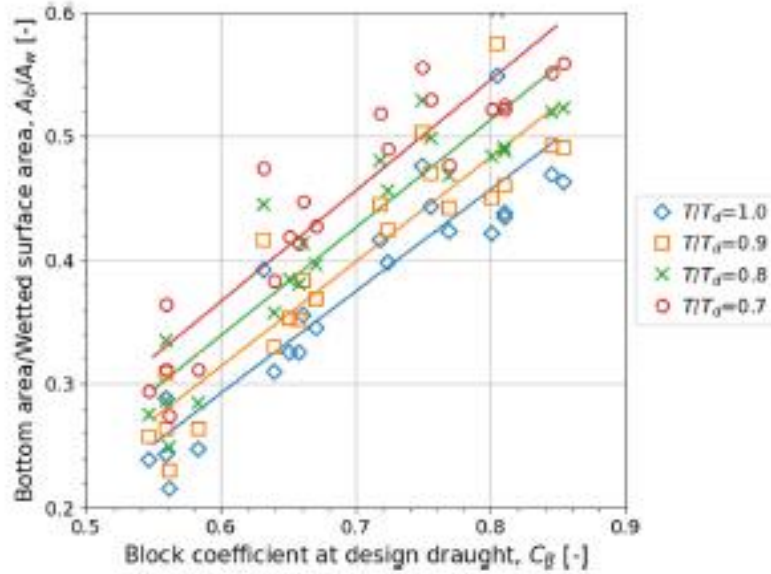


Figura 15

$$\frac{A_b}{A_w} = \begin{cases} 0.8227C_b - 0.201 & T/T_d = 1.0 \\ 0.8449C_b - 0.1927 & T/T_d = 0.9 \\ 0.871C_b - 0.1834 & T/T_d = 0.8 \\ 0.8942C_b - 0.1698 & T/T_d = 0.7 \end{cases}$$

A_b è l'area superficiale della chiglia, C_b è il coefficiente di blocco, T è il pescaggio in navigazione e T_d è il pescaggio di progetto.

Per analizzare nel dettaglio cosa influisce di più su una buona distribuzione dell'aria sotto la chiglia si passa a studiare i dispositivi diffusori in particolare si è visto che il loro posizionamento può avere effetto rilevante sull'efficienza del sistema e si è concluso che il posizionamento ideale prevedeva un posizionamento largo nel senso del lato corto dell'imbarcazione e come questo influiva sul flusso di gas poteva portare ad una variazione dell'efficacia del sistema di lubrificazione, che aveva una dipendenza come mostrato nel grafico sottostante.

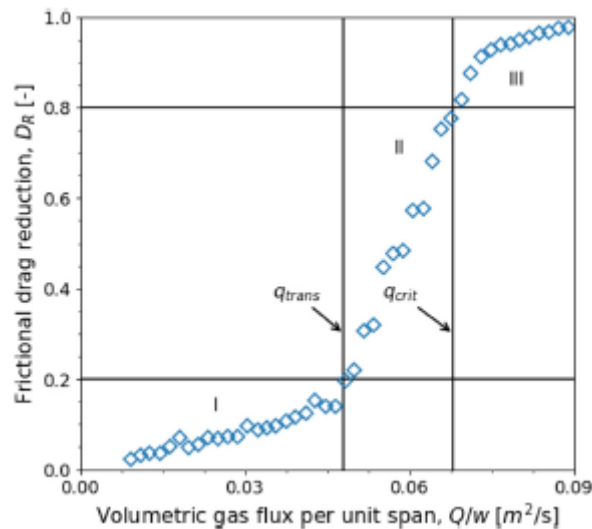


Figura 16

POTENZA ASSORBITA DAL COMPRESSORE

Per la valutazione energetica si passa poi ad analizzare come il compressore impatta sui consumi per far sì che il sistema abbia un'utilità effettiva e che porti ad un risparmio d'energia effettiva tenendo comunque conto che una parte dell'energia risparmiata per attrito dovrà comunque essere spesa per alimentare il circuito dell'aria e quindi il motore del compressore. Il componente ha quindi il compito di pressurizzare l'aria e raccoglierla in un serbatoio e successivamente iniettarla sul fondo dello scafo attraverso gli ugelli, la potenza usata dal compressore dipende dal volume d'aria iniettato e da come questo venga usato, ha un impatto significativo sull'efficienza del sistema di lubrificazione. Per ottenere i dati in ogni esperimento che viene eseguito o anche nelle applicazioni reali è di più facile elaborazione grazie ai dati di targa di ogni macchina è possibile ricavarne in modo semplicemente le potenze e di conseguenza le efficienze del sistema. Per un processo di calcolo generale e magari per considerazioni là dove non si ha la macchina o i dati di targa disponibili si può ricorrere ad un processo politropico per calcolare la potenza richiesta per comprimere il gas facendo riferimento ad una portata specifica e tenendo conto anche degli scambi di calore coinvolti si ricorre alle seguenti formule:

$$P_{comp} = \frac{\dot{m}_g}{\eta_c \rho_1} p_1 \frac{n}{n-1} \left(\left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)$$

$$P_{cons} = \frac{P_{comp}}{\eta_e}$$

P_{comp} indica la potenza richiesta per comprimere una quantità di gas specifica, η_e è il rendimento del motore elettrico che muove il compressore solitamente pari a 0.9, η_c è il rendimento del compressore che opera con aria circa 0.6, $\dot{m}_g$ è la portata in massa del flusso d'aria necessaria a mantenere il volume richiesto del flusso sotto la superficie dello scafo, con ρ_1 si indica la densità dell'aria compressa iniziale. P_1 è la pressione atmosferica, P_2 è la pressione di uscita dell'aria compressa dal compressore, n indica il coefficiente della politropica proprio del gas solitamente scelto per i processi adiabatici pari a 1.4. La pressione a cui deve arrivare l'aria per riuscire a fluire sotto la superficie e quindi il rapporto di compressione che il compressore deve raggiungere per assicurarne l'uscita deve tener conto della pressione statica e dinamica nei punti di iniezione sotto lo scafo e delle cadute di pressione che il fluido viene a trovare lungo le tubazioni stesse. In generale la pressione statica è il contributo maggiore finché lo scafo è sommerso sotto la linea di galleggiamento e contribuisce di più nel dover adeguare la potenza del compressore, la caduta di pressione nelle tubazioni è invece ricavabile e dipende da una serie di fattori che coinvolgono la lunghezza delle tubazioni, la finitura della superficie interna delle tubazioni lungo la quale scorre l'aria e come in generale è stato previsto il circuito in fase di progetto quindi se incontra valvole, raccordi o sdoppiatori di flusso, la caduta può essere anche ricavata in un modo più immediato sul circuito stesso in fase di sperimentazione includendo dei misuratori tra ingresso e uscita, in generale quindi per il calcolo della pressione che è necessario raggiungere sotto la superficie si ricavano le seguenti formule:

$$\dot{m}_g = q w \frac{\rho_1 P_3}{P_1}$$

$$P_2 = P_3 + \Delta P_{loss}$$

$$P_3 = \rho_w g T + \frac{1}{2} \rho_w V^2$$

Dove q è la portata volumetrica specifica del flusso, w è la larghezza dell'area coperta dall'aria P_3 è la pressione finale sotto lo scafo e ΔP_{loss} le perdite di pressione dovute al circuito e alle tubazioni, g l'accelerazione di gravità. Per la stima del volume d'aria necessario si possono usare dati sperimentali e convertire di conseguenza il volume ridistribuendolo sullo spessore desiderato di film d'aria. La potenza necessaria al compressore va poi confrontata anche con i diversi tipi di ALS infatti a seconda di come questi gestiscono il flusso sotto la superficie tendono ad influenzare la portata d'aria richiesta e quindi il lavoro del compressore per ALDR e ACDR il flusso d'aria richiesto cresce in modo proporzionale alla portata di flusso richiesta. Per MBDR la q delle formule precedenti diventa q_{trans} e fa riferimento alla zona di transizione tra MBDR e ALDR con una riduzione dell'attrito di circa il 20% come viene riportato

nella figura 17 la differenza sta nella quantità d'aria necessaria a mantenere l'ALDR infatti questa ha necessità di un flusso d'aria continuo a seconda poi anche della rugosità della superficie si può valutare l'effetto. La superficie ruvida richiede una portata maggiore rispetto ad una liscia per raggiungere gli stessi obiettivi di riduzione dell'attrito, nel caso invece del metodo ACDR che separa la gestione del flusso tra il riempimento e il mantenimento dell'aria nella cavità considerando che il flusso necessario a mantenere la cavità è circa la metà di quello serve a riempirla in prima battuta ed è circa pari alle portate richieste per il metodo MBDR quindi la potenza necessaria al compressore per l' ACDR una volta a regime si riduce di molto. Come detto in precedenza qui il problema resta quello di riuscire a gestire il flusso in modo da costringere l'aria all'interno della cavità infatti questa per una velocità del flusso bassa tende a raggiungere con difficoltà il fondo della cavità mentre per velocità troppo elevate tende a generare oscillazioni e a scavalcarla. Dal punto di vista della potenza in alcune condizioni di bassa velocità è necessaria una potenza maggiore per riuscire a mantenere la cavità e l'acqua potrebbe tendere a rimanere in prossimità dei punti di iniezione, inoltre sperimentalmente dato che l'efficienza della cavità diminuisce all'aumentare della velocità del flusso infatti l'aria tende a disperdersi sfuggendo lungo i bordi con una perdita d'efficienza per quanto riguarda il bilancio delle potenze.

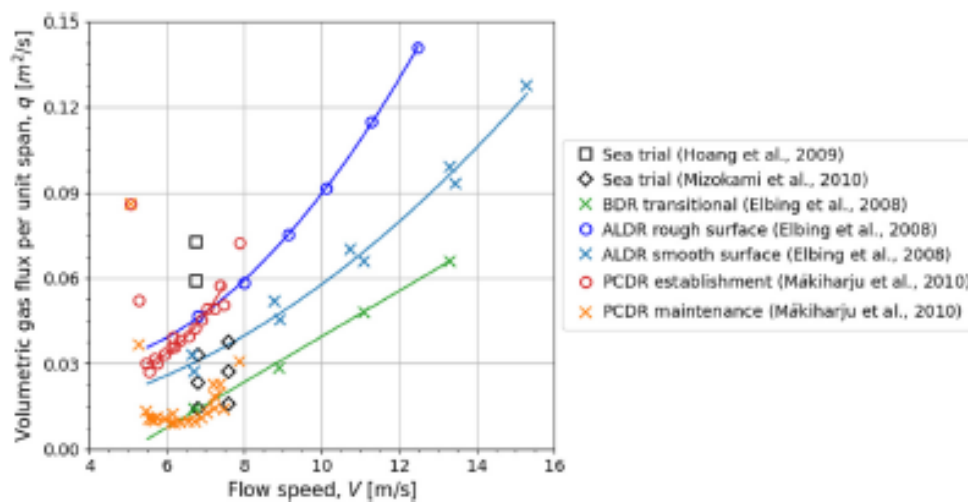


Figura 17

Per determinare la quantità d'aria richiesta per ogni sistema ALS si ricorre a delle equazioni di regressione basate su risultati sperimentali in particolare per il metodo ALDR si fa riferimento ad una superficie ruvida o almeno parzialmente ma non

completamente liscia. Per il metodo ACDR invece si prende in considerazione la condizione ormai a regime del sistema ovvero si è preferito sviluppare le equazioni per un flusso adatto a mantenere la cavità e non per la fase di riempimento della stessa in modo da considerare la nave nelle condizioni operative. Si è assunto che il sistema sia completamente automatizzato e controllato elettronicamente in modo che venga gestito il compressore in maniera tale da favorire sempre il risparmio energetico infatti acquisendo i parametri di velocità e consumi istantanei si può decidere se sospendere il compressore se questo consuma più potenza di quanta se ne sta recuperando effettivamente. Di seguito vengono riportate le equazioni di regressione

$$q_{BDR} = 0.008V - 0.0405 \quad 5.5 < V < 12.5$$

$$q_{ALDR} = 0.00126V^2 - 0.00755V + 0.0391 \quad 5.5 < V < 12.5$$

$$q_{PCDR} = 0.00701V^2 - 0.0866V + 0.277 \quad 5.5 < V < 7.5$$

Con q_{BDR} si intende la curva che fa riferimento al flusso d'aria per il metodo con micro bolle mentre con q_{ALDR} si fa riferimento a flussi d'aria che riguardano il metodo Air layer con una superficie ruvida e in ultimo q_{ACDR} fa riferimento al flusso d'aria necessario al mantenimento della cavità. Si riportano a titolo d'esempio nella tabella sottostante alcuni dati ottenuti per diversi tipi di nave con riferimento alla potenza dei compressori impiegati per la lubrificazione ad aria, sottolineando che per navi simili si fa riferimento agli stessi dati sperimentali o in caso in cui non si riesca ad ottenere informazioni preesistenti.

Compressor specifications for air lubrication of ships from reported data. The asterisk symbol in the table represents the estimated value.

Ship type	L [m] × B [m] × T [m]	Speed [knots]	Air flow [m ³ /min]	Compressor power [kW]	References
Bulk carrier	230 × 43 × 6.6–12.8	14	150–250	500–840	Mizokami et al. (2013)
Module carrier	153 × 38 × 4.5	13.25	40.5–94.5	72–211	Mizokami et al. (2010)
Tanker	168 × 32 × 10.6	11–14	–	150–230	Silberschmidt et al. (2016)
Container	350 × 51* × 15.5*	24	200–550	680–1900	Mizokami et al. (2013)
Container	321* × 45.6 × 14.75	19	133	600	Borusevich et al. (2017)
Ferry	105 × 17.9 × 6.3	14	26–110	13–60	Nagamatsu et al. (2002)
Passenger ship	240 × 32.2* × 7.8*	17	100–200	230–460	Mizokami et al. (2013)

Tabella 1

Tabella 2

Weather correction factor for the efficiency of air lubrication system according to the sea-state.

Sea-state	Max sigwave height [m]	Correction factor [-]
1	0.1	1
2	0.5	1
3	1.25	1
4	2.5	1
5	4	0.8
6	6	0.6
7	9	0.1
8	—	0

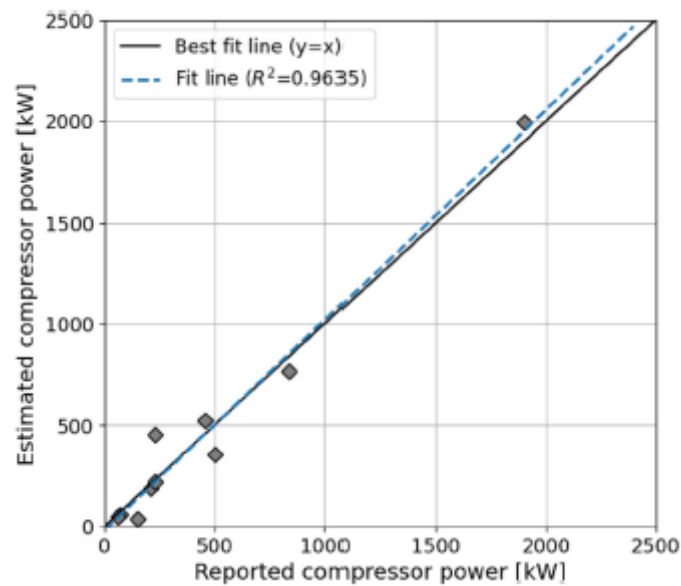


Figura 18

STUDI PARAMETRICI

Il trend dell'energia ce può essere risparmiata grazie al sistema di lubrificazione ad aria è stata analizzata anche con studi parametrici con diversi parametri analizzati ovvero velocità della nave, area ricoperta dall'aria, condizioni di carico e coefficiente di block.

Per il caso di studi si è scelta una nave cargo generale classe supramax e si riportano tutti i dati e le dimensioni nella tabella seguente.

Tabella 3

Ship basic information.	
	General cargo
Length [m]	194
Breadth [m]	32
Design draught [m]	12.6
Block coefficient [-]	0.79
Wetted surface area at design draught [m ²]	9370
Deadweight tonnage [ton]	50700
Maximum continuous rating [kW]	10780
Service speed [knots]	15.5

I set up sono riportati nella tabella 4 e i risultati vengono riportati nella figura 19, che mostra sia la percentuale netta di potenza risparmiata e in più la potenza netta risparmiata. Per analizzare l'influenza del coefficiente di blocco nel set-up 4 si è considerato uno scafo modificato. Di base tutti i sistemi di ALS sono conveniente e evidenziano un risparmio energetico che poi va a variare in base alla velocità effettiva e al tipo di sistema, infatti per sistema a micro bolle la percentuale netta di energia risparmiata diminuisce mentre per ALDR e ACDR tende ad aumentare fino ad un certo valore della velocità poi inizia gradualmente a diminuire. Il sistema viene ad essere estremamente vantaggioso per navi che si muovono entro un range di velocità dato che l'attrito ha un effetto predominante per quelle condizioni operative a differenza delle velocità più elevate dove predominano gli effetti resistivi del moto ondoso. Nella figura 19 si riportano i diversi consumi per i diversi tipi di ALS in quanto al variare del comportamento del sistema varia di conseguenza la potenza richiesta dal compressore, e si riporta anche come varia la percentuale in bare all'area dello scafo ricoperta dall'aria in particolare si considera un range dal 60% al 100% sotto le stesse condizioni di carico, tenendo in considerazione che a causa della struttura dello scafo e alla disposizione degli ugelli è praticamente impossibile avere una regione ricoperta al 100% ma si prende in considerazione un range e va ricordato che in base al tipo di ALS questo può portare ad una variazione dal 3 al 10% che va di conseguenza ad incidere sull'intero sistema avendo un impatto più o meno significativo considerando anche la forma della chiglia. In alcuni casi si è anche notata una differenza dell'energia necessaria con la variazione del pescaggio, infatti l'energia necessaria a fornire aria sotto la chiglia aumenta all'aumentare dell'affondamento dello scafo e in più aumentando di conseguenza la superficie immersa si va ad aumentare anche l'attrito che richiederà di conseguenza una spesa di energia maggiore di conseguenza. In ultimo si riporta il grafico che tiene conto dell'andamento del coefficiente di blocco infatti all'aumentare del coefficiente di blocco la superficie della nave tende ad aumentare con l'aumentare del coefficiente di blocco si può osservare che l'attrito può essere diminuito ragionando comunque in misura percentuale la superficie che l'aria riesce a ricoprire sul fondo dello scafo, quindi si evince che l'efficienza del sistema di lubrificazione ad aria è alta per un coefficiente di attrito alto.

Tabella 4

Parametric study of the air lubrication systems for the target ship. Sea-states are assumed to be calm water condition.

Case	V_s [knots]	T [m]	C_b [-]	A_u/A_b [-]
1	10.5–15.5 (0.7–1.0 V_{s0})	12.6	0.79	0.84
2	10.5–15.5 (0.7–1.0 V_{s0})	12.6	0.79	0.6–1.0
3	15.5	8.8–12.6 (0.7–1.0 T_d)	0.79	0.84
4	15.5	12.6	0.68–0.79 (0.85–1.0 C_b)	0.84

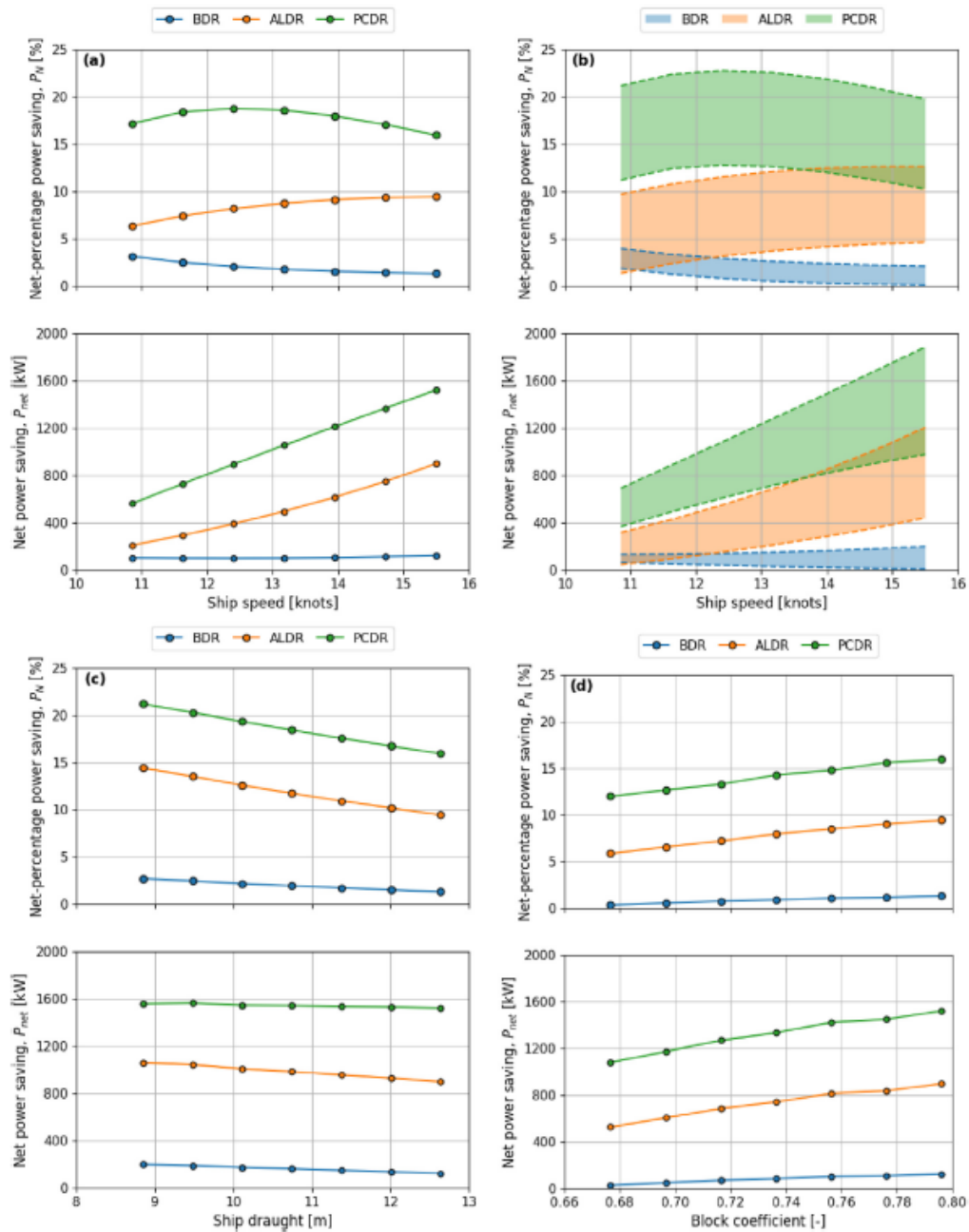


Figure 19

ANALISI DI SENSIBILITA' GLOBALE

Per determinare l'effetto di ogni parametro sul modello si ricorre ad un metodo di sensibilità globale ovvero il metodo di Sobol che identifica quanto ogni parametro influenza la varianza dei risultati. Un indice basso di Sobol indica che una variazione del parametro non ha tanto effetto sul risultato. Un indice del primo ordine misura l'effetto diretto di ogni parametro sul modello. Il parametro di Sobol lo si può

esprimere come $S_i = \frac{Var[E(Y|X_i)]}{Var(Y)}$ e prevede una diminuzione della varianza quando X_i .

è fisso. L'indice totale $S_i^T = \frac{Var[E(Y|X_{-i})]}{Var(Y)}$ che include l'indice del primo ordine e la sensibilità tra i parametri. La differenza tra gli indici implica la differenza tra la sensibilità e la varianza tra le interazioni.

Il parametro $E(Y|X_i)$ indica l'output atteso quando X_i è fissato, X_{-i} denota invece tutti i parametri incerti eccetto X_i . Nella figura 20 si riporta l'analisi di sensibilità globale esaminata nel range Vs 10.5-15.5, T 8.9-12.6, Aa/Ab 0.6-1.0, si è assunto che i parametri erano distribuiti uniformemente e per ogni gruppo di sensibilità si è variato il coefficiente di blocco Cb usando 0.68 ,0.74 e 0.79. Dai risultati si è ottenuto che l'iterazione tra velocità, pescaggio e il rapporto tra la superficie ricoperta dall'aria e l'aria effettivamente ricoperta della chiglia non è significativo e si riporta una lieve differenza tra l'indice di primo ordine e l'indice totale. Il parametro che più influenza i risultati resta comunque il rapporto tra la superficie effettivamente ricoperta e la superficie di chiglia ha un peso effettivo di circa il 46-85% del totale della varianza. Poi a seconda del tipo di ALS la velocità risulta essere un parametro fondamentale, più importante per il MBDR e meno per ALDR e ACDR che ricopre solo un 35-42% del totale. I cambiamenti nell'indice di Sobol dei vari parametri rispetto al coefficiente di blocco non sono evidenti, ma l'influenza del pescaggio è in proporzione più pesante per navi più grandi con un coefficiente di blocco maggiore.

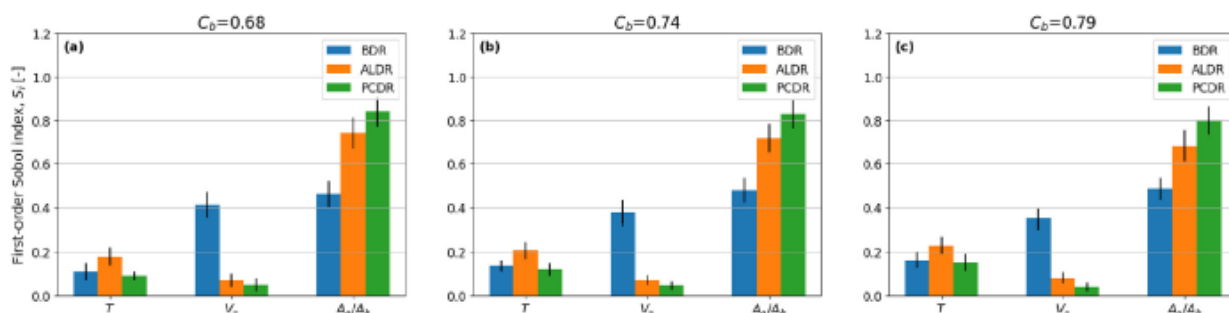


Figura 20

APPLICAZIONI REALI

Sui dati riportati nel database Seaweb sulla base di 48 710 flotte registrate a livello globale, sono state fatte analisi in condizioni di mare calmo con sistemi ALS effettivamente installati, si possono raggruppare i diversi tipi di imbarcazioni in 5 categorie bulk carrier, chimica, cargo generica, portacontainer e petroliera e per una divisione in base alle dimensioni si è fatto riferimento al 4 trattato della IMO per lo studio dei gas serra, i riferimenti vengono riportati nella tabella sottostante. Il pescaggio per ogni nave è stato considerato come quello operativo a pieno carico con l'eventuale zavorra imbarcata per tutte le operazioni marittime. Nelle figure che seguono si riportano tutte le informazioni delle navi raccolte in base alle dimensioni e si esclude che questi tipi di nave possano effettuare rotte e tratte con un carico di solo zavorra.

Tabella 5

Vessel type and categories.			
Ship type	Bin size	Capacity	Unit
Bulk carrier	1	0-9999	DWT
	2	10,000-34,999	
	3	35,000-59,999	
	4	60,000-99,999	
	5	100,000-199,999	
	6	200,000-	
Chemical tanker	1	0-4999	DWT
	2	5000-9999	
	3	10,000-19,999	
	4	20,000-39,999	
	5	40,000-	
Container ship	1	0-999	TEU
	2	1000-1999	
	3	2000-2999	
	4	3000-4999	
	5	5000-7999	
	6	8000-11,999	
	7	12,000-14,999	
	8	14,500-19,999	
	9	20,000-	
General cargo	1	0-4999	DWT
	2	5000-9999	
	3	10,000-19,999	
	4	20,000-30,000	
Oil tanker	1	0-4999	DWT
	2	5000-9999	
	3	10,000-19,999	
	4	20,000-59,999	
	5	60,000-79,999	
	6	80,000-119,999	
	7	120,000-199,999	
	8	200,000-	

Tabella 6

Average draught ratio according to the voyage type of different ship types. Draught ratio is defined as the ratio of actual draught to design draught.

Ship type	Ballast voyage	Laden voyage
Bulk carrier	0.58	0.91
Chemical tanker	0.66	0.88
General cargo	0.65	0.89
Oil tanker	0.60	0.89
Container ship	0.82	

Nella figura 21 si riportano le percentuali nette di energia risparmiata in base ai diversi tipi di ALS, con le stringhe blu e rosse che indicano gli studi effettuati e si considerano le navi con i sistemi attivi senza essere soggette a forze esterne e quindi a resistenze dal punto di vista ambientale e delle condizioni meteo.

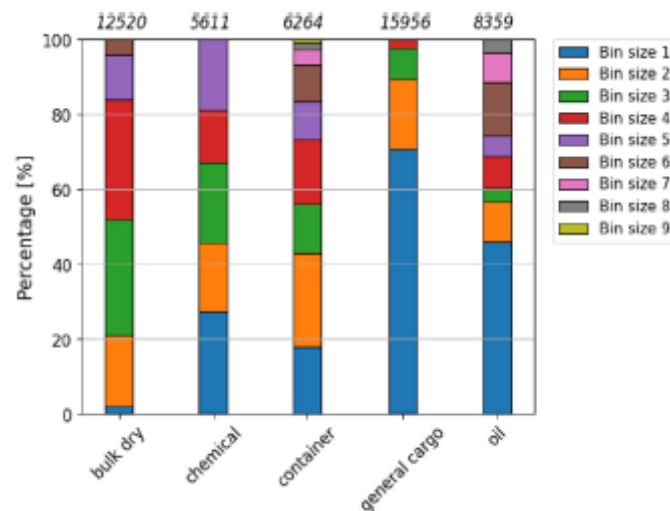


Figura 21

L'efficienza nel risparmio energetico è più marcata in condizioni di zavorra rispetto a condizioni di carico massimo, viene riportato nel grafico. Le portacontainer evidenziano lo stesso risultato per le 2 condizioni di carico in quanto il pescaggio viene ad essere lo stesso mentre ad esempio bulk carrier e portarinfuse con una forma di chiglia piatta che possono quindi gestire e trattenere al meglio il flusso d'aria sono le più vantaggiose.

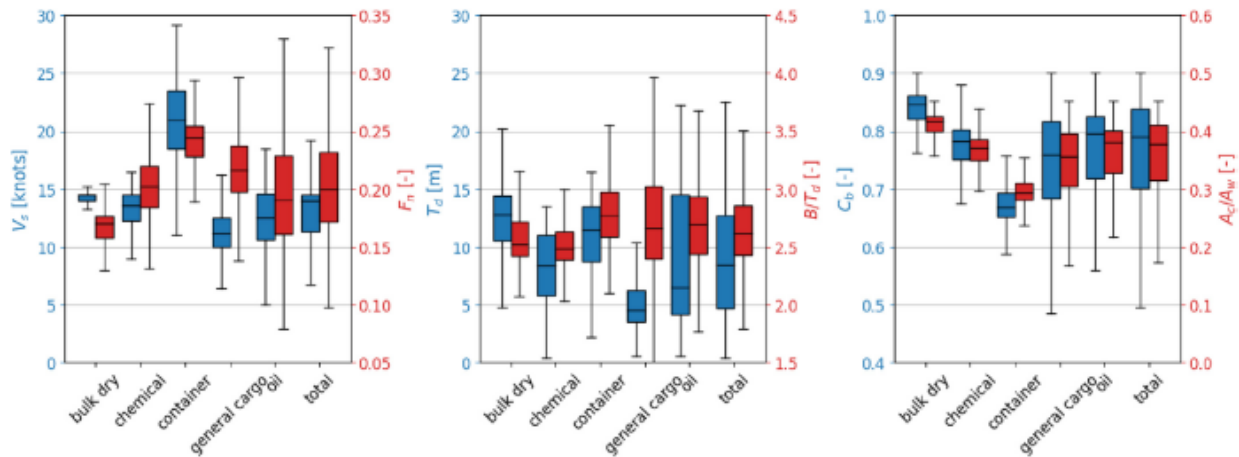


Figura 22

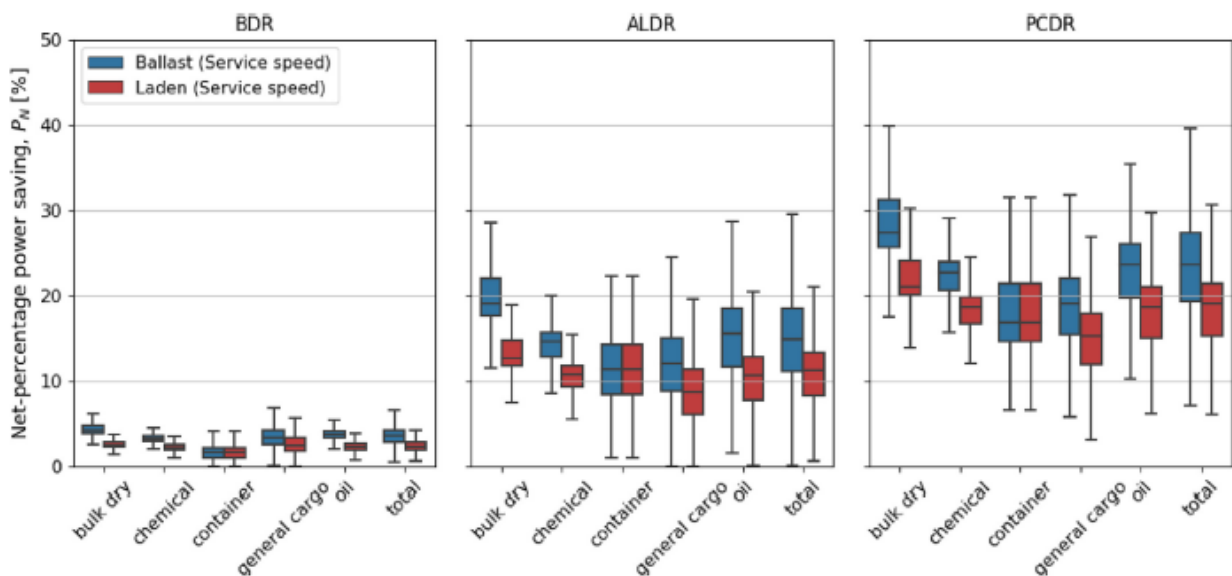


Figura 23

Nella figura 23 si riporta come una nave che abbia una velocità bassa in condizioni operative se confrontata con la sua grandezza, valore identificato come numero di Froude, ha un effetto più vantaggioso sulla capacità di risparmio energetico se comparato alle velocità operative di massima. La percentuale di energia netta che si è recuperata per i diversi ALS sono state del 2-5% per il sistema MBDR, 8-14% per il sistema ALDR e 16-22% per il sistema ACDR i risultati per l'intera flotta oscillano tra il 25-75% in condizioni di carico e zavorra. Nella figura 24 si riporta poi il confronto rispetto alle diverse dimensioni della nave, anche avendo lo stesso tipo di nave le

performance possono variare significativamente se si fa riferimento alle diverse condizioni operative e alle forme della carena, si vede poi che più la nave è grande più il risparmio energetico è conveniente e porta ad un impatto più significativo in quanto in proporzione va ad agire su una quantità di attrito maggiore che porta quindi ad una quantità di energia ridotta maggiore di conseguenza. Il bilancio non è però uguale per tutte le imbarcazioni infatti per le portarinfuse con un pescaggio molto profondo la percentuale netta di energia risparmiata sull'attrito dell'aria viene ad essere totalmente assorbita e controbilanciata dall'energia necessaria ai compressori per iniettare l'aria quindi porta un bilancio controproducente quindi si considerano le chiatte costiere a fondo piatto come le navi più adatte in quanto operano ad un pescaggio non molto profondo e basse velocità. Il limite di questo sistema è basato proprio sulla valutazione di quanta energia si riesce effettivamente a risparmiare tenendo conto dell'energia da fornire al compressore e per questo i risultati non possono essere generalizzati dovendo tener conto dei diversi fattori coinvolti che non riguardano solo limiti strutturali ma anche l'efficienza degli impianti di bordo in relazione all'assorbimento energetico e di quale tipo di ALS è più adatto ad essere installato. Studi recenti hanno riportato l'efficacia ancor maggiore del sistema ALS con navi a propulsione ibrida o elettrica equipaggiate con un sistema ACDR in quanto questo sistema basato sul mantenimento dell'aria riduce ancor di più la richiesta di energia da conservare a bordo e poi da generare per il sistema. Di contro però si ritrova un costo elevato per la progettazione dello scafo con la cavità opportunamente integrata e progettata e un range limitato d'uso anche tenendo conto del fatto che la cavità è soggetta a perdite d'aria durante il moto.

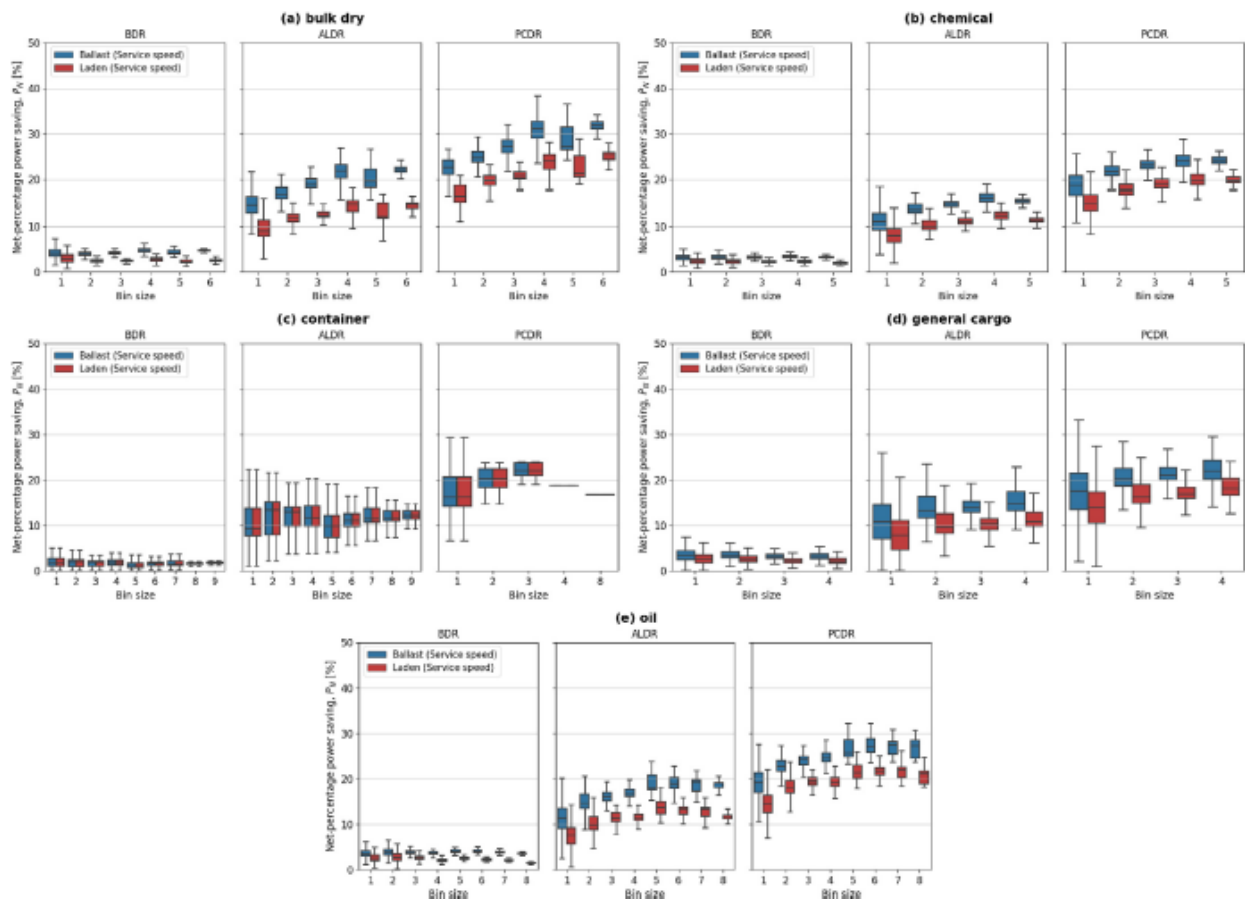


Figura 24

Per riportare dei risultati più specifici rispetto al caso precedente in cui data la grande mole di calcoli si sono fatte le semplificazioni di operazioni in condizioni di mare calmo trascurando gli agenti esterni, si considera una sola nave che trascorre una rotta fissa ad una data velocità operativa per tutto l'anno e si confrontano 3 diverse condizioni:

1. condizioni di mare calmo
2. condizioni di mare mosso
3. condizioni di mare mosso con fattori meteo variabili

La nave in analisi è una nave cargo standard che percorre la tratta Rotterdam (NLRTM) -New York(USNYC), con una velocità di crociera di 15.5 nodi, 28.7 km/h, tutti i dati vengono riportati nella figura 25, le condizioni di carico sono considerate come carico all'andata e zavorra al ritorno e la rotta è stata divisa in 50 punti.

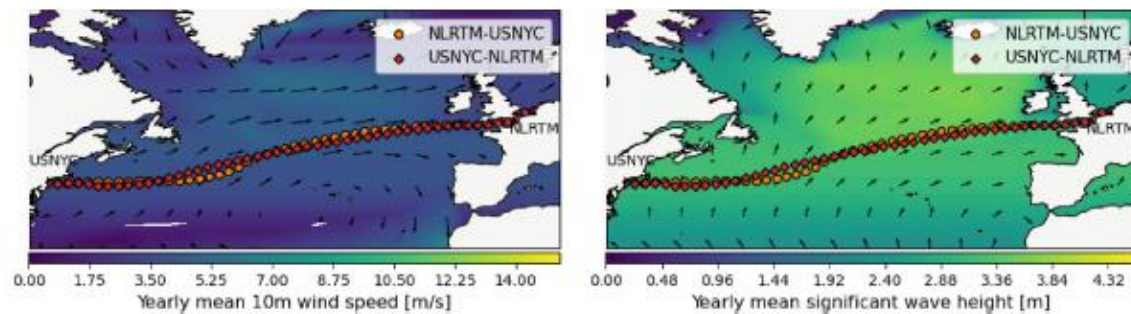


Figura 25

Nella figura 26 sono riportati i dati relativi alle resistenze e alle condizioni che la nave si troverà ad affrontare ovvero nel dettaglio l'istogramma riporta velocità del vento apparente, angolo apparente del vento, altezza delle onde significativa e angolo dell'onda nel punto di contatto con la nave, dati assunti dai report registrati dall'ECMWF (European Center for Medium-Range Weather Forecast) nell'anno 2020. Le condizioni sono state ripartite lungo la rotta in modo che la nave incontri più vento a prua nel viaggio di andata e vento in poppa durante il viaggio di ritorno. Gli effetti del sistema ALDR nelle condizioni di carico e di viaggio generali sono riportate nella figura 27 mentre nella figura 27a e figura 27b si riportano i risultati soggetti a variazioni stagionali e meteorologiche. Lungo la rotta la nave incontra le seguenti condizioni meteorologiche in particolare incontra vento a prua all'inizio del viaggio fuori lo stretto di Gibilterra e nell'oceano nord atlantico, sotto questa condizione l'energia risparmiata crolla drasticamente date le condizioni avverse ma non per un'inefficienza dell'ALS. In più tenendo conto delle diverse stagioni si vede come nella stagione estiva il risparmio sia dell'8% mentre nei mesi freddi in alcune aree della rotta il risparmio crolla sotto il 4% confermando così la dipendenza dell'efficienza del sistema dalla regione geografica e dalla stagione, in condizioni invece di mare calmo tutti i valori sono ritenuti costanti durante tutto l'anno in tutti i punti di analisi della rotta e si ha una differenza rispetto alle condizioni reali di circa un 30% della media. Il fattore di correzione meteorologico può essere preso in considerazione e porta ad un impatto del 5% ma non influenza in modo importante tanto quanto il fattore delle onde e del vento. Nella figura## si riportano 3 diverse condizioni di impiego dell'ALS e il rendimento globale di energia risparmiata e si può notare come rispetto alle condizioni di mare calmo si ha una differenza di circa 15-35%, considerando comunque anche le condizioni meteorologiche. Un ulteriore differenza dell'efficienza energetica si analizza per quelle che sono le diverse condizioni di carico ovvero di zavorra o carico utile e si riportano nella figura 28 e ci si aspetta che diano vita a delle differenze più significative dovute al fatto che vanno considerate anche le diverse condizioni

meteo di una determinata rotta che magari prevede condizioni più gravose e avverse durante la condizione di carico.

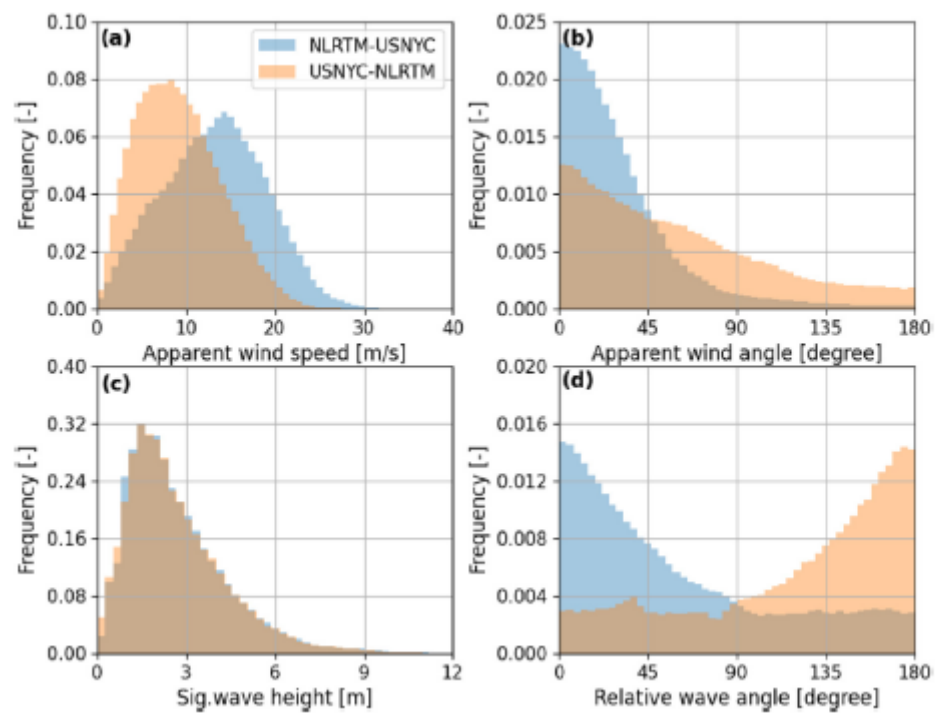


Figura 26

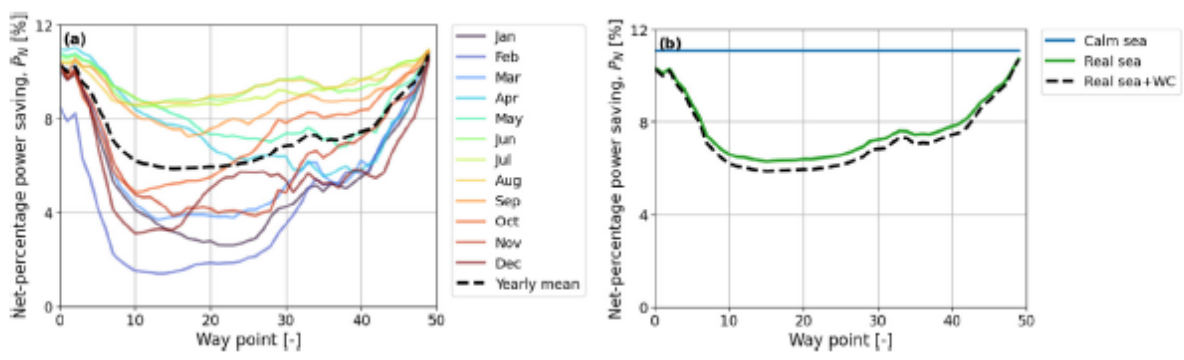


Figura 27

CONCLUSIONI

Gli studi recenti per i metodi ALS hanno introdotto un 'approccio specifico sull'imbarcazione come modelli in scala, analisi CFD , e modelli semplificati per riferirsi alle diverse classi di imbarcazioni e diverse condizioni operative in modo da valutare per ogni applicazione specifica il risparmio energetico e poi successivamente si è voluto creare un metodo quanto più immediato possibile per applicarlo ad un'intera flotta e valutare così l'effettiva efficacia del sistema di lubrificazione ad aria in termini di risparmio energetico su larga scala. Il metodo prevede anche un progetto preliminare dell'impianto di lubrificazione e della relativa installazione a bordo, facendo comunque uso di un background è possibile sviluppare il sistema più adatto e determinare tutti i fattori che influenzeranno il modello. Una volta definito tutti i parametri del modello, si analizza con studi parametrici e analisi di sensibilità per ottenere le grandezze coinvolte nel circuito pneumatico quali pressioni, temperature, flussi di massa e perdite varie in condotte e ugelli. In ultimo si analizza l'andamento del trend energetico previsto tenendo conto anche delle condizioni geografiche e meteorologiche relative alle acque di navigazione. Con gli studi parametrici si è arrivati a risultati contrastanti infatti nonostante le condizioni operative favorevoli per il sistema di lubrificazione per navi che navigano a basse velocità si rende evidente che questo non è un risultato universale ma le condizioni ideali possono variare molto e discostarsi dalla condizione di massima efficienza dipendendo sul tipo di sistema implementato. Tenendo conto che l'efficienza dell'ALS aumenta all'aumentare del coefficiente di blocco e , dato che, con un coefficiente di blocco elevato ci si riferisce a scafi solitamente con chiglia piatta che mettono quindi a disposizione del cuscinetto d'aria una maggiore area da ricoprire influenzando di conseguenza sulla diminuzione della resistenza idrodinamica tra acqua e scafo, fenomeno questo studiato grazie all'analisi di sensibilità e all'indice di Sobol. Un altro fattore di influenza importante è anche il pescaggio infatti si è detto che all'aumentare di quest'ultimo aumenta la superficie della carena immersa il che porta con sé maggior superficie a contatto con l'acqua soggetta a resistenza idrodinamica , per mitigare questo effetto si rende necessario una spesa aggiuntiva per comprimere l'aria fornendo energia maggiore ai compressori, dai risultati si rende comunque atto che il risparmio è maggiore nelle condizioni di zavorra che non di carico utile. Considerando una flotta completamente equipaggiata con sistema ALS, si riportano dei range di possibili risparmi energetici per i diversi tipi di ALS ovvero per MBDR 2-5% per l'ALDR ci si ritrova attorno all'8-14% e per ACDR si stima il valore più alto ovvero 16-22%, valori che combaciano molto con i precedenti studi già condotti e presenti in letteratura. Bulk carrier e portarinfuse con scafi smussati a velocità operative moderate mostrano un maggior risparmio energetico rispetto a portacontainer con lo scafo snello con velocità operative più elevate. In ultimo va considerato anche l'influenza delle condizioni del mare e meteo che portano ad una differenza dei

risultati tra condizioni reali delle acque di navigazione e acque calme del 15-35%, nell'area della navigazione internazionale questo parametro risulta di fondamentale importanza dato che molto diverse saranno le condizioni lungo la rotta di una nave intercontinentale e rende sempre più evidente la convenienza di un sistema ALS per il risparmio energetico e ridurre così le emissioni. Il modello ovviamente date tutte le assunzioni e semplificazioni si discosterà anche se in misura minore da quella che è la realtà, uno dei limiti è quello di considerare uno scafo che rappresenti esattamente quel valore del coefficiente di blocco per raggiungere lo stesso risultato in termini di energia risparmiata tenendo conto anche del moto ondoso e degli effetti sulla propulsione. Per rendere i modelli in scala quanto più simili alla realtà poi si cerca di adattare i calcoli rilevati da applicazioni reali e riportarli sul modello in particolare gli studi sui flussi ad elevato numero di Reynolds. E' poi possibile convertire i dati da un metodo all'altro ad esempio i risultati ottenuti da MBDR si potrebbero riportare ad un modello ALDR per analizzare quale sia il flusso di gas ottimale per avere la massima efficienza energetica, senza dimenticare la forte dipendenza dalle condizioni di progetto della carena e dalle condizioni operative, si ritiene quindi che tutti i parametri variabili debbano essere tenuti costantemente sotto controllo durante l'attivazione del sistema di lubrificazione ad aria.

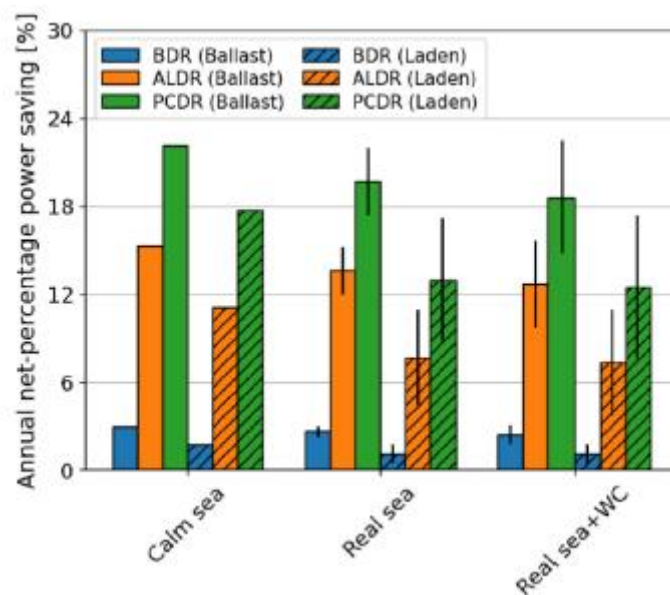


Figura 28

Tabella 7

Type of ALS	Method	References
BDR	Model test Sea-trial	Kodama et al. (2005); Lee et al. (2017) Latorre et al. (2002); Nagamatsu et al. (2002); Hoang et al. (2009); Kumagai et al. (2015); Silberschmidt et al. (2016); Lee et al. (2017); Mizokami and Kuroiwa (2019); Pavlov et al. (2020); Silverstream (2022) Pavlov et al. (2020)
ALDR	CFD Model test Sea-trial	Jang et al. (2014); Lee et al. (2017); Sindagi et al. (2022) Kodama et al. (2008); Hoang et al. (2009); Mizokami et al. (2010); Lee et al. (2017); Pavlov et al. (2020)
PCDR	CFD Model test Sea-trial	Fotopoulos and Margaris (2020) Butterworth et al. (2015); Bonusevich et al. (2016); Bonusevich et al. (2017); Pavlov et al. (2020) Aronietis et al. (2011); Bonusevich et al. (2016); Pavlov et al. (2020)

Tabella 8

Ship type	L_{pp} [m]	B [m]	T_d [m]	C_b [-]	References
Tanker	161–323	28–60	9–21	0.72–0.85	Pinkster (1980); Bunnik (1999); Larsson et al. (2013); Park et al. (2019a); Hinostroza et al. (2019); Kim et al. (2019)
General cargo	60–194	15–32	3.2–12.6	0.56–0.80	Gupta et al. (2019); Gerritsma and Beukelman (1972); Kracht (1984); Alamsyah et al. (2018)
Bulk carrier	192	36	11.2	0.85	Lee et al. (2019)
Container	119–355	19–51	6–14.5	0.58–0.76	El-Moctar et al. (2012); Van (1997); Simonsen et al. (2013); Park et al. (2019b); Reguram et al. (2016); Liu et al. (2015)
Ro-Ro/Ferry	158–178	21–32	6.1–8.2	0.54–0.56	Tsujimoto et al. (2009); Surendran et al. (2005)
Total	60–355	15–60	3.2–21	0.55–0.85	

PROGETTO INIZIATIVA PoC INSTRUMENT

Una prima validazione sperimentale ha coinvolto la fondazione Compagnia di SanPaolo che ha coinvolto un modello in scala di nave calasse giapponese bulk carrier (JBC) con gli obiettivi di studiare la riduzione dell'attrito relativo al sistema di lubrificazione ad aria del tipo ACDR e si vuole valutarne l'effettiva riduzione dell'attrito in seguito alla variazione della dimensione della cavità, si riportano di seguito tutte le specifiche del progetto:

Milestone 1 (M1): Analisi numeriche e progettazione esecutiva del prototipo WISE.

- Attività 1.1: analisi dello stato dell'arte della lubrificazione degli scafi.
- Attività 1.2: simulazioni numeriche per le configurazioni di lubrificazione più promettenti ed analisi dei risultati in termini di consumi e riduzione della resistenza all'avanzamento. Il modello numerico è già stato sviluppato attività antecedenti a questo progetto ed è basato sulle Reynolds Averaged Navier Stokes Equations (RANS).
- Attività 1.3: progettazione del prototipo WISE, scelta dei materiali, connessioni ed interfacce idro-pneumatiche, tubazioni, sistema di accumulo, compressore, rubinetti, valvole, griglia per l'iniezione dell'aria, morfologia della superficie lubrificata, connessioni ed aperture dello scafo.

- Attività 1.4: scelta dei sensori necessari all'acquisizione delle grandezze utili alla validazione del modello numerico del sistema WISE e alla valutazione sperimentale delle prestazioni.

Milestone 2 (M2): Realizzazione del prototipo del sistema WISE.

- Attività 2.1: costruzione del sistema WISE presso una officina dedicata, supervisionandone il processo realizzativo per rispettare al meglio le specifiche di progetto.
- Attività 2.2: acquisto dei componenti commerciali in funzione delle specifiche di progetto.

Milestone 3 (M3): Campagna sperimentale di validazione

- Attività 3.1: redazione elenco prove rilevanti per valutare l'efficacia del sistema.
- Attività 3.2: svolgimento delle prove in vasca alla Federico II di Napoli.
- Attività 3.3: Analisi dati.

2. Attività svolte nel periodo di riferimento, obiettivi e risultati complessivamente raggiunti per le rispettive milestone, loro impatto ed utilizzo. Evidenziare e motivare eventuali variazioni degli obiettivi previsti nelle milestone. Non è necessario descrivere ogni singolo passaggio degli esperimenti e delle varie fasi: interessa l'evidenza dei risultati raggiunti ed eventuali scostamenti- ostacoli

Milestone 1 (M1): Analisi numeriche e progettazione esecutiva del prototipo WISE.

Individuazione e disegno dello scafo

Questa attività ha avuto come obiettivo la definizione dei parametri del prototipo, in seguito a simulazioni effettuate con software CFD e ad una ricerca bibliografica dettagliata.

In una fase iniziale è stata individuata la categoria di imbarcazione che meglio si prestava all'utilizzo di un sistema di Air Cavity Lubrication (ACLS), ovvero un sistema ALDR (Air Lubrication Drag Reduction) in cui l'aria rimane "intrappolata" in una cavità apposta nella parte inferiore dello scafo.

Questo sistema necessita di una grande porzione di scafo piatta e orizzontale e bassi numeri di Froude per funzionare in maniera efficiente. Per questi motivi, in seguito a svariate comparazioni, è stato scelto come modello il JBC (Japanese bulk carrier), ovvero una porta container di tipo “bulk” utilizzata come benchmark ITTC in svariati studi recenti, da realizzare in scala 1:90.

Tabella 9

Versione in scala		90
Specifiche scafo	Dati	[]
Pescaggio	0.183	m
Lunghezza	3.167	m
Larghezza	0.5	m
Altezza	0.25	m
Superficie bagnata	19556.1	m ²
Superficie piatta	10971.48	m ²
Superficie piatta utilizzabile per cavità	5178.66	m ²
Displacement volume	178369.9	m ³
Gradino	20	mm

Al modello CAD dello scafo sono state effettuate una serie di modifiche volte all’installazione del sistema di soffiaggio dell’aria ed è stata ricavata una cavità di 2cm nella parte inferiore. Le dimensioni della cavità sono frutto di un compromesso tra il permettere la creazione di uno strato uniforme di aria e l’aggiunta di attrito dovuta al “gradino” formato. Uno degli obiettivi della sperimentazione era anche quello conoscere l’impatto della profondità della cavità su questi due fattori, per cui è stato disegnato anche un “doppio fondo” che riducesse l’altezza della cavità a 1cm all’occorrenza.

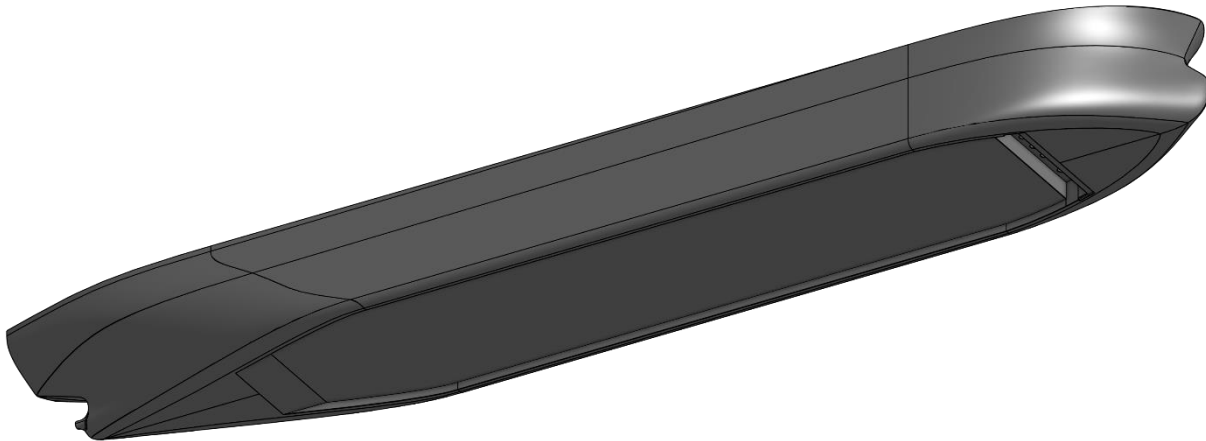


Figura 29

SCAFO JBC IN SCALA CON CAVITÀ E ALLOGGIAMENTO DELL'INIETTORE DELL'ARIA

Dimensionamento del sistema pneumatico e sensori

Attraverso simulazioni CFD con il software STAR è stato possibile stimare la portata d'aria necessaria in modo da poter dimensionare il sistema pneumatico.

Per poter avere dati rilevanti riguardo il collegamento tra portata di soffiaggio e riduzione dell'attrito all'avanzamento, le misurazioni reputate di interesse sono:

- Flusso e pressione dell'aria nella catena pneumatica
- Forza di attrito all'avanzamento
- Assetto dello scafo
- Telecamera subacquea per visualizzare lo strato di aria

In seguito a ulteriori simulazioni MatLab e tenendo a mente queste necessità sono stati individuati i seguenti componenti

Tabella 10

Prodotto	
Flussimetro di massa/controller SFC5500	Controllore e misuratore di portata – 200 SLM
Sdoppiatore quadruplo	Raccordo 1x 6mm 4x 4mm
Compressore	50L – 8bar

Valvola on/off	6mm – solenoid valve
Injector to pressure sensor/Raccordo soffiatore	Raccordo da M5 maschio a 4mm
Tubo 6mm	Tubo press-fit
Tubo 4mm	Tubo press-fit
Connettore compressore	Raccordo compressore G1/4 a tubing 6mm
Sensore temperatura	Sensore temperature acqua
Connettore T sensori di pressione	Connettore 2 x 6mm e 1 x 4mm
Sensore pressione	Sensore di pressione SMD - 0.5 bar
Sensore pressione	Sensore di pressione SMD - 4 bar
Compact Rio	Sistema di acquisizione NI
Sistema di acquisizione R47	Sistema per effettuare prove a trascinamento con misura dell'assetto e dell'attrito
Telecamera subacquea	Telecamera GoPro

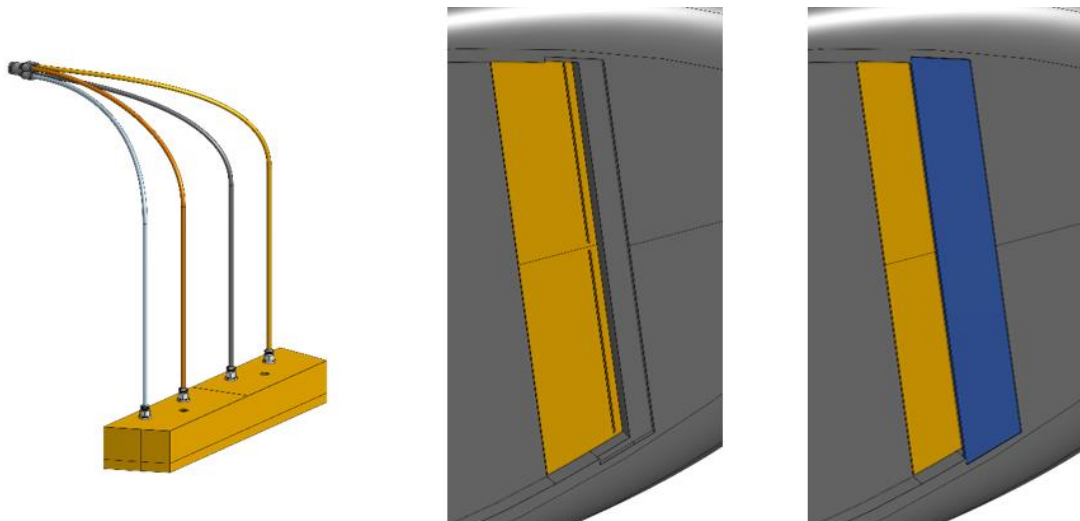


Figura 30

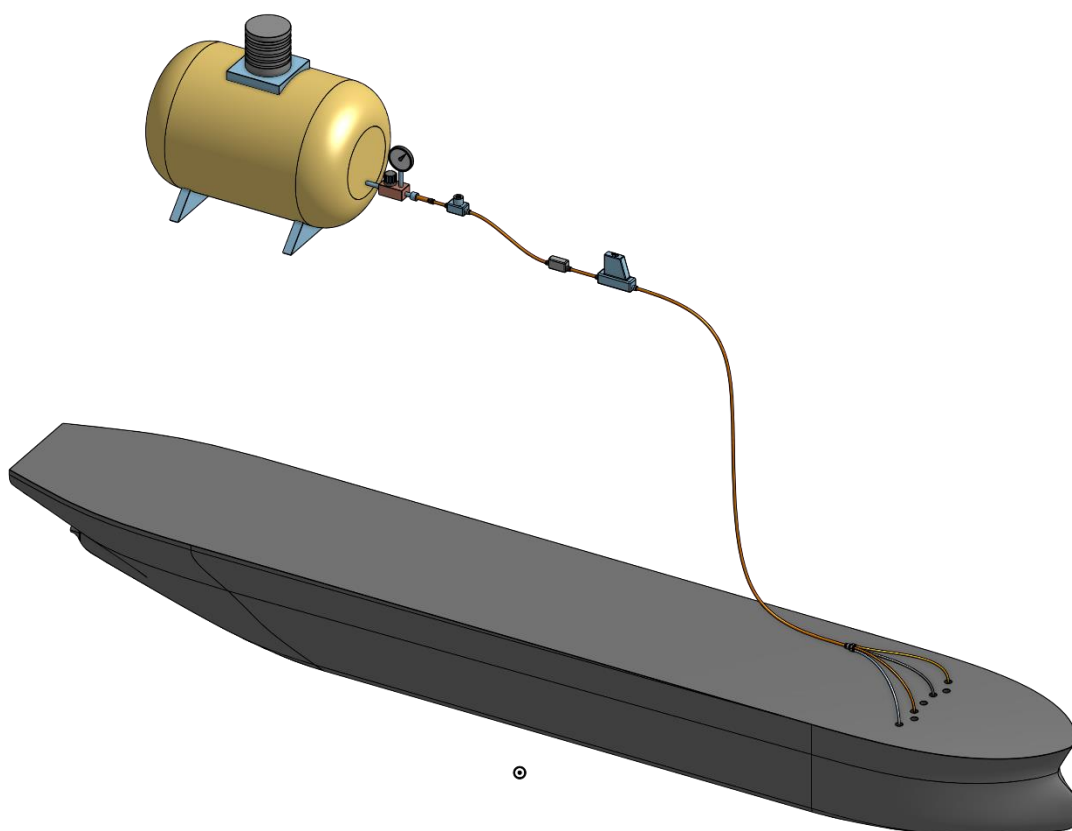


Figura 31

Milestone 2 (M2): Realizzazione del prototipo del sistema WISE.

Queste attività si sono concentrate sull'approvvigionamento dei sensori e beni commerciali per la realizzazione del prototipo e l'assegnazione dei lavori di costruzione dello scafo ad un'officina specializzata. Sono stati acquistati i principali componenti sopra elencati e si sono verificati dei ritardi nell'approvvigionamento del sensore/controllore di flusso e nell'ultimazione della costruzione dello scafo in officina.



Figura 32

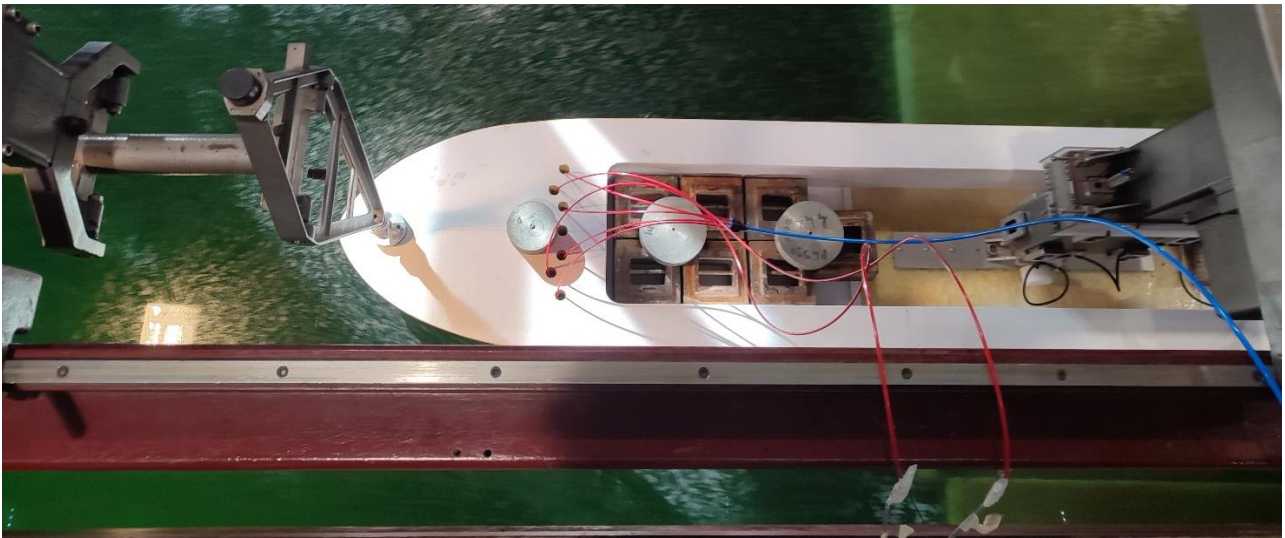


Figura 33

Milestone 3 (M3): Campagna sperimentale di validazione

Test in vasca

I primi due giorni di prove hanno avuto come obiettivo l'allestimento del setup sperimentale della vasca marittima della Federico II di Napoli:

- Incollaggio dell'iniettore nel suo alloggiamento
- Ultimare le connessioni pneumatiche del prototipo
- Allestire il sistema di acquisizione dati e il controllo della portata
- Portare il prototipo nelle condizioni inerziali e di dislocamento volute
- Aggancio dell'imbarcazione al carro dinamometrico
- Verifica e perfezionamento dell'assetto
- Verifica dei sistemi di soffiaggio dell'aria
- Posizionamento della telecamera e del faro subacqueo

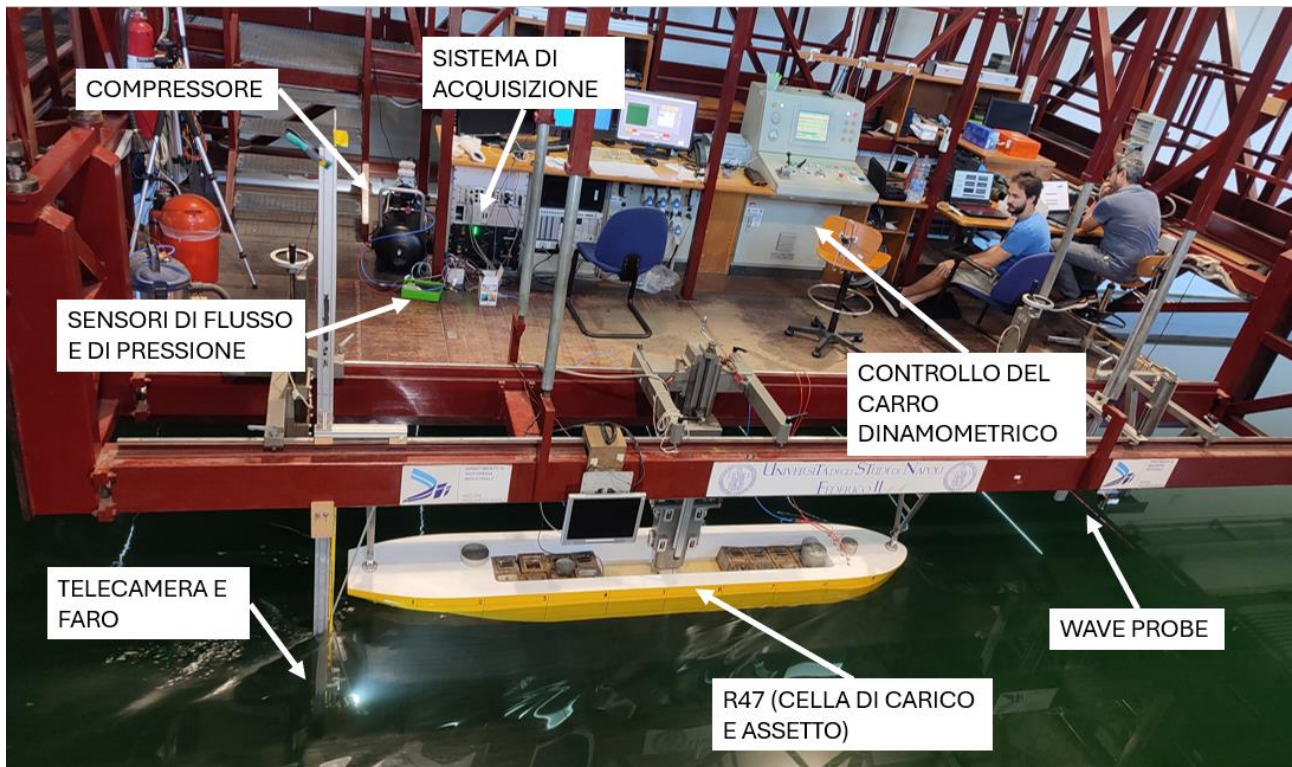


Figura 34

Durante i seguenti quattro giorni sono stati eseguiti vari test sul prototipo e nello specifico sono state valutate diverse combinazioni delle seguenti possibili configurazioni:

- Cavità da 1cm o da 2cm
- Velocità corrispondenti a Froude 1, 1.5 e 2
- Diverse portate di soffiaggio dell'aria da 0.25 a 200 SLM

Le diverse configurazioni hanno l'obiettivo di investigare con maggior dettaglio la fisica del sistema.

La differenza nella profondità della cavità permette di valutarne l'impatto sulla creazione dello strato di aria.

Le tre velocità scelte sono quella di crociera (Froude 1.5) e due nell'intorno.

Grazie al setup sperimentale implementato è stato possibile ottenere misurazioni di attrito all'avanzamento e portata in modo da validare i modelli CFD e da ottenere informazioni sul comportamento di un sistema di questo tipo su un'imbarcazione reale.

Analisi dati e risultati

Con i dati raccolti durante la campagna sperimentale è stato possibile avere un primo riscontro sul funzionamento del sistema e su eventuali criticità e quindi possibili migliorie implementabili.

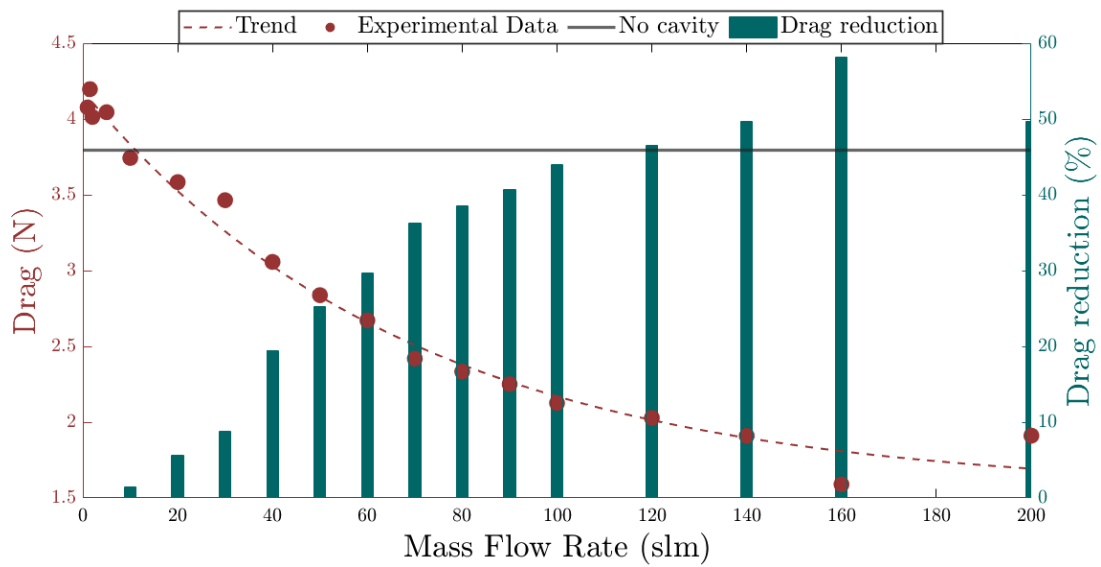


Figura 35

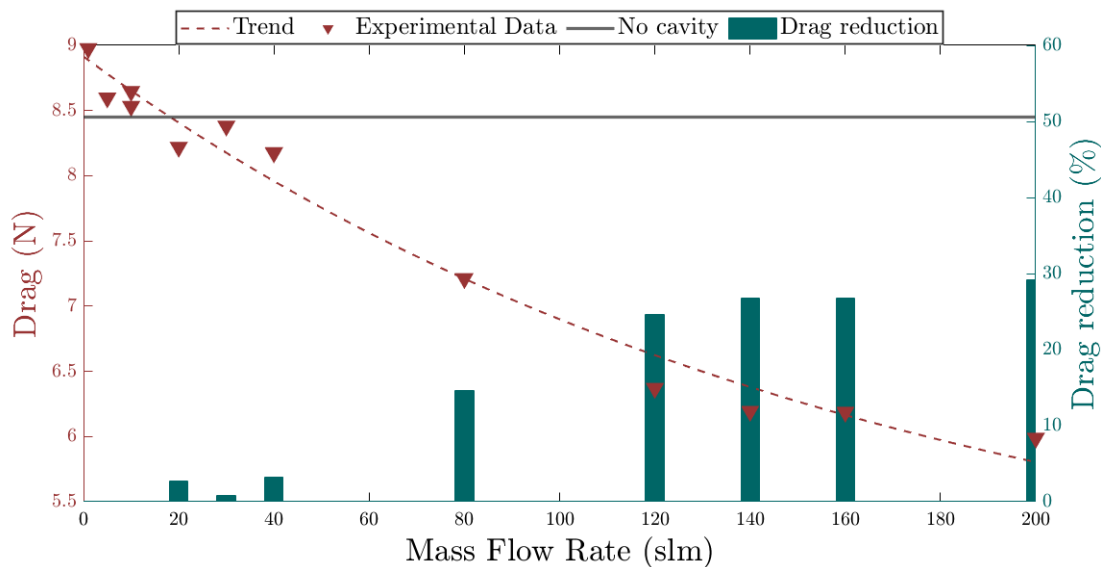


Figura 36

Dalle Figure 35 e 36 si può notare la correlazione tra la portata e la riduzione dell'attrito, che raggiunge un asintoto quando lo strato d'aria risulta completamente formato, rendendone così inutile un ulteriore aumento. Si nota inoltre che, come ci si può aspettare, in assenza di aria il “gradino” influisce negativamente sull'idrodinamica, comportamento facilmente risolvibile imponendo una portata esigua, con cui si va ad eguagliare l'attrito all'avanzamento dello scafo liscio.

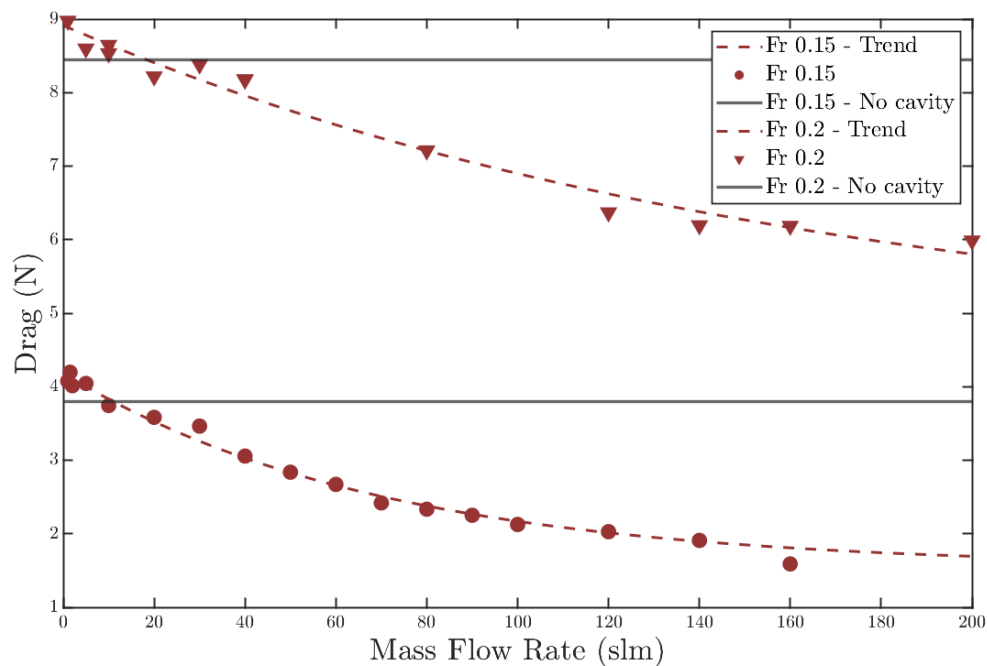


Figura 37

Nella Figura 37 si può vedere invece la differenza di Drag per diverse portate per Froude 0.15 e 0.2. Si può notare la diversa pendenza delle linee di interpolazione, rendendo molto più evidente il raggiungimento dell'asintoto per Froude 0.15 ed evidenziando invece la difficoltà di riempimento completo e stabile della cavità a Froude 0.2.

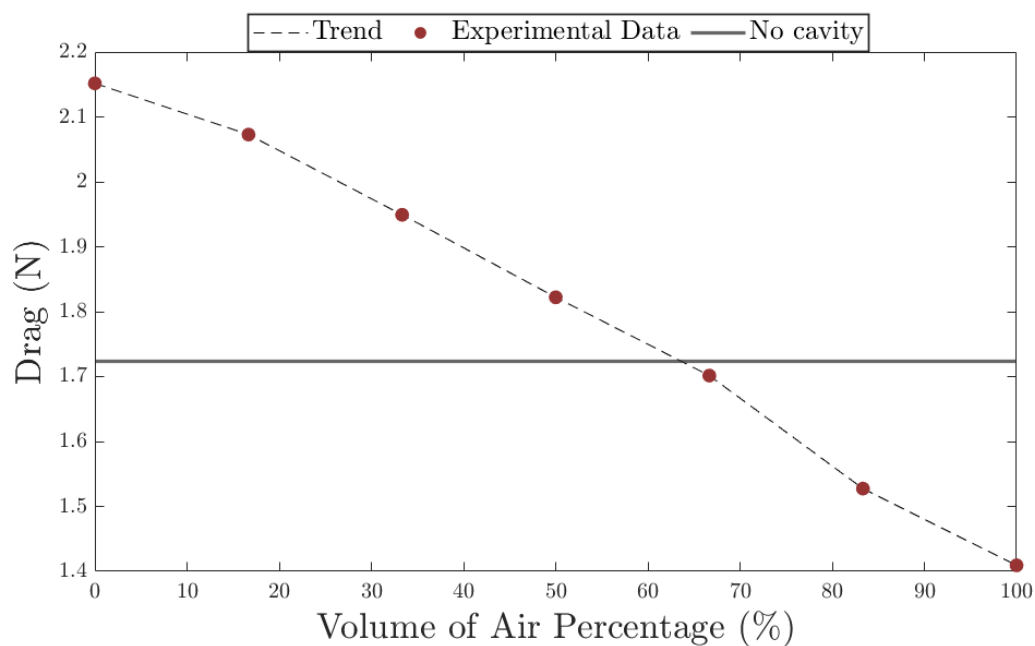


Figura 38

La Figura 38 mostra invece la stretta correlazione tra la percentuale di riempimento della cavità sotto lo scafo con la riduzione di Drag. Questo studio ha infatti confermato ciò che era già stato riscontrato nelle simulazioni CFD.

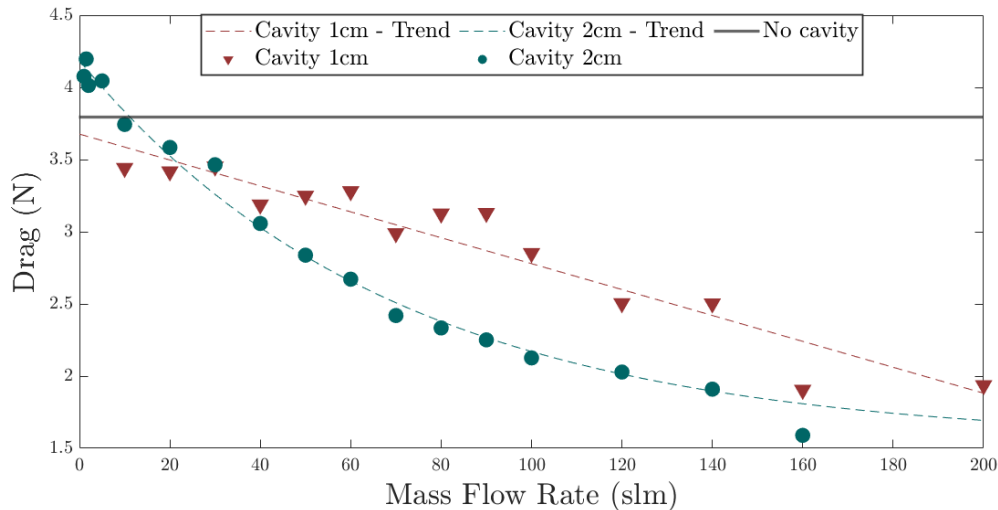


Figura 39

Nella Figura 39 sono riportate le curve con due diverse profondità di cavità, di 1cm e di 2cm, e si nota un andamento molto più prevedibile e una maggiore efficienza nel secondo caso. Utilizzando la cavità da 1 cm lo strato di aria risulta infatti molto più soggetto alle perturbazioni, causando una grande variabilità nei dati. Si deve considerare però che in caso di portata molto piccola una riduzione della profondità della cavità implica anche un minor attrito idrodinamico, risultando così vantaggiosa.

Uno degli scopi principali della sperimentazione era di valutare se e quanto impattassero la velocità di avanzamento e la profondità della cavità sul mantenimento dello strato d'aria. Dalle misure e dai video raccolti si evince che entrambi i fattori ne influenzano notevolmente la formazione ed il mantenimento, sottolineando quindi la necessità di uno studio approfondito sulla forma e profondità ottimale della cavità, qualora si volesse realizzare un sistema full-scale o un altro prototipo futuro.

Dalla campagna sperimentale si può concludere che il sistema ACLS risulta promettente, con possibilità di riduzione dell'attrito di pelle ben maggiori di altri sistemi di air lubrication. Per avere un'idea più chiara della convenienza e fattibilità bisogna però approfondire lo studio tenendo conto dell'energia spesa per il soffiaggio e del comportamento in condizioni di mare non ottimali.

3. Eventuali scostamenti e/o novità nello sviluppo del prototipo/ tecnologia/ software rispetto al progetto iniziale e rispetto al brevetto/software

A valle degli studi bibliografici si è deciso di abbandonare la soluzione SWATH in favore di una carena idrodinamica più classica caratteristica delle imbarcazioni mercantili, porta-container o petroliere che percorrono tratte a velocità molto bassa, se rapportata alla loro lunghezza, che garantisce un basso numero di Froude, condizione per la quale il fenomeno della lubrificazione ad aria può essere sfruttato nella maniera migliore.

In seguito a una comparazione tra diversi scafi porta container si è constatato che gli scafi di tipo “Bulk” sembrano essere i più promettenti, in quanto possiedono un rapporto tra superficie piatta e superficie bagnata più alto.

4. Principali problemi, difficoltà e ostacoli

Le difficoltà tecniche più rilevanti sono state effettuare le simulazioni CFD, in quanto la natura bifasica della simulazione aggiunge innumerevoli complicanze alle tradizionali simulazioni di avanzamento di uno scafo, e la progettazione di un prototipo con la poca letteratura disponibile a riguardo, essendo infatti questa tecnologia agli albori dello sviluppo, al contrario invece di altri sistemi simili come la lubrificazione attraverso microbolle, che già vengono investigati da tempo.

Riguardo le difficoltà logistiche invece si sono riscontrati ritardi nell’approvvigionamento del materiale utile alla sperimentazione, specialmente il sensore/controllore di flusso, e ci sono stati problemi nella programmazione delle prove in vasca, visti i tempi di consegna del prototipo, la disponibilità della struttura ed il poco tempo disponibile rimanente.

Una delle complicazioni maggiori e irrisolte rimane comunque capire come si scalano le dimensioni della cavità in un modello full size, in quanto molto probabilmente l’altezza non rispetterà un fattore di scala geometrica. Per far luce sulla questione sarebbe probabilmente necessaria la creazione di un prototipo di dimensioni più grandi, magari con scala 1:30 / 1:40.

Per far fronte alla necessità di dover scalare i risultati della cavità in un modello full size si è deciso quindi di evolvere il progetto e impegnarsi nella realizzazione di un nuovo modello di dimensioni maggiori con una diversa configurazione dei pannelli e con un nuovo sistema pneumatico in modo da poter gestire il flusso d’aria con 2 compressori, nel progetto OCEANGLIDE si è quindi deciso di optare per una nuova progettazione del sistema pneumatico e di rivedere la geometria della cavità in particolare per quanto riguarda la geometria si è scelto di adottare dei pannelli intercambiabili con una forma concava in modo da poter intrappolare al meglio l’aria

e riuscire a rendere l'intero sistema più efficiente, come viene descritto nel paragrafo che segue.

PROGETTO OCEANGLIDE

Il seguente elaborato ha come obiettivo quello di sviluppare un circuito di lubrificazione ad aria nello specifico tutto il sistema pneumatico composto di tubazioni e compressori con simulazioni numeriche svolte in Matlab con l'integrazione di simulink e Simscape software specifico per l'implementazione di circuiti fluidodinamici e per le successive simulazioni di scarica. Una volta sviluppato e convalidato il progetto si passa poi a costruirlo effettivamente insieme allo scafo dell'imbarcazione di cui in questo elaborato si darà solo un accenno sulla realizzazione e l'analisi idrostatica finale. Il tutto viene sviluppato in un progetto chiamato Oceanglide che ha come obiettivo quello di testare a livello sperimentale l'effetto di un sistema di lubrificazione ad aria con cavità (ACDR) su un modello in scala di una nave tipo Japanese bulk carrier, di seguito si riportano le milestone e la descrizione del progetto vera e propria:

1. Attività svolte

Milestone 1 (M1): Realizzazione del prototipo. Il risultato atteso di questa milestone è la realizzazione di un prototipo di imbarcazione equipaggiato con il sistema OCEANGLIDE e pronto per i test in ambiente reale. Nel periodo di riferimento sono perciò indicati i seguenti obiettivi:

- **Progettazione sistema:** Sarà definita la configurazione del sistema OCEANGLIDE e del prototipo, con focus su cavità, componenti pneumatici e geometrie basate su test e simulazioni.
- **Sensori e acquisizione dati:** Verranno scelti e integrati sensori per pressione, flusso, velocità e assetto, collegati a un sistema di acquisizione centralizzato.
- **Sistema di controllo:** Si realizzerà un sistema di controllo per propulsione e lubrificazione, con regolazione dinamica in base alle condizioni operative.

b. Attività svolte nel periodo di riferimento e risultati raggiunti per le rispettive milestone, loro impatto ed utilizzo. Evidenziare e motivare eventuali variazioni degli obiettivi previsti nelle milestone. Le attività si sono concentrate principalmente su 3 aree fondamentali: la **modellazione CAD** del modello, la **modellazione del sistema pneumatico** tramite Matlab-simulink e la pianificazione della sensoristica necessaria alla **gestione del flusso d'aria** e il sistema di **radiocomando con guida semi autonoma**.

Modellazione al CAD

L'attività ha avuto come obiettivo la definizione dei parametri progettuali del prototipo destinato all'installazione di un sistema di **Cavity Air Lubrication**, ovvero una configurazione ALDR (Air Lubrication Drag Reduction) in cui l'aria viene trattenuta all'interno di un'apposita cavità collocata nella parte inferiore dello scafo.

Tale tecnologia richiede, per un funzionamento efficiente, una porzione significativa dello scafo che sia piatta, orizzontale e operi a bassi numeri di Froude. In linea con quanto già individuato nelle fasi precedenti del progetto, è stato confermato come modello di riferimento il JBC (Japanese Bulk Carrier), una nave ampiamente utilizzata come benchmark ITTC in diversi studi sperimentali recenti; scelta che consente non solo di soddisfare i requisiti tecnici richiesti dalla tecnologia ALDR, ma anche di confrontare direttamente i risultati ottenuti con i dati della precedente campagna sperimentale.

Il prototipo sarà realizzato in scala 1:70, un compromesso tra soluzioni logistiche e fedeltà per i test in ambiente reale.

Tabella 11

Versione in scala JBC		
Specifiche scafo	Dati	[]
Pescaggio	0,2	m
Lunghezza	4,1	m
Larghezza	0,6	m
Altezza	0,4	m
Superficie bagnata	4,3	m ²
Superficie piatta	1,7	m ²
Superficie piatta utilizzabile per cavità	1,2	m ²
Gradino	30,0	mm
Froude	0,2	
Percentuale area scafo piatto	39,53%	
Percentuale area scafo lubrificato	27,67%	

L'aumento di scala rispetto al modello utilizzato nella precedente campagna sperimentale consentirà lo **svolgimento di test in condizioni più realistiche**, come ambienti lacustri o aree marine chiuse. Questo rappresenta un ulteriore passo verso la validazione della tecnologia in scala reale e in contesti operativi concreti. Dai risultati della precedente fase sperimentale è emerso un significativo vantaggio in termini di riduzione del consumo di carburante, in particolare in condizioni di acqua calma. Tali evidenze rendono la tecnologia particolarmente promettente per applicazioni nel trasporto merci in acque interne, come vie fluviali o grandi laghi.

La cavità di 3cm è modellabile tramite l'inserzione di pannelli sagomanti che rendono possibile effettuare test in diverse altezze e forme di cavità. A seguito delle attività sperimentali passate si è optato per un fondo con superfici a “botte”, in quanto il movimento di aria dovuto al beccheggio andava ad aumentarne lo stesso, in un sistema

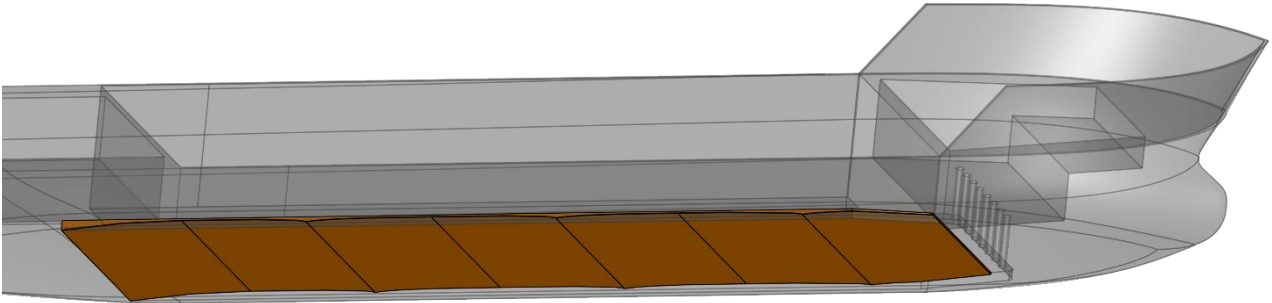


Figura 40

a feedback positivo. Questa modifica dovrebbe migliorare notevolmente la tenuta dell'imbarcazione.

Per raggiungere il dislocamento necessario allo svolgimento dei test, è stata implementata una soluzione mista composta da dischi in ghisa e da un serbatoio integrato, dotato di pompa, che potrà essere riempito con acqua direttamente sul sito di sperimentazione. Una volta concluse le attività, il serbatoio potrà essere svuotato agevolmente. A tal fine è stata prevista un'apposita zona di carico a bordo del prototipo.

Modellazione del sistema pneumatico tramite matlab-simulink

Partendo dal modello realizzato in precedenza di un sistema pneumatico composto di un solo serbatoio pressurizzato, una valvola di regolazione della pressione in uscita, un regolatore di flusso ed il sistema di iniezione posto sul fondo dell'imbarcazione, si è riprogettato e adattato un circuito che prevede l'uso di 2 compressori e 2 sensori di flusso.

Il nuovo sistema è quindi composto da due linee separate, entrambe con regolatore di pressione, valvola elettro attuata e controllore di flusso che vanno ad unirsi in corrispondenza dell'iniettore.

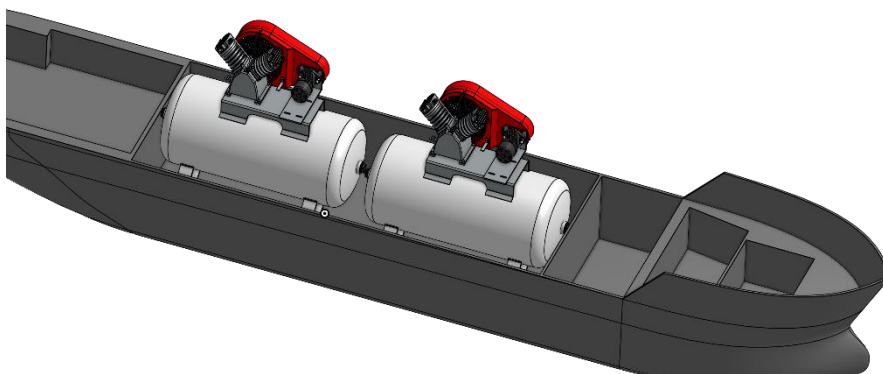


Figura 41

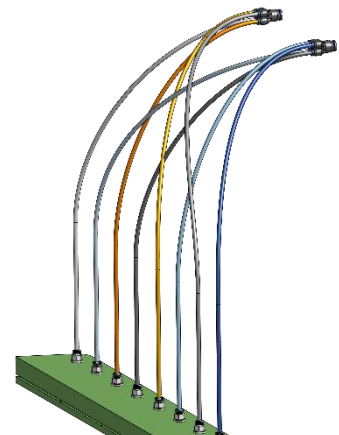


Figura 42

Il sistema è quindi capace di gestire portate maggiori, rese necessarie dall'esperienza di sperimentazione precedente e dall'aumento di volume della cavità. In seguito a simulazioni di scarica effettuate con Simscape sono stati individuati i seguenti componenti:

Tabella 12

Prodotto	
Flussimetro di massa/controller SFC5500	Controllore e misuratore di portata – 200 SLM
Sdoppiatore quadruplo	Raccordo 1x 6mm 4x 4mm
Compressore	50L – 8bar
Valvola on/off	6mm – solenoid valve
Injector to pressure sensor/Raccordo soffiatore	Raccordo da M5 maschio a 4mm
Tubo 6mm	Tubo press-fit
Tubo 4mm	Tubo press-fit
Connettore compressore	Raccordo compressore G1/4 a tubing 6mm
Sensore pressione	Sensore di pressione SMD – 0.5 bar
Compact Rio	Sistema di acquisizione NI
Telecamera subacquea	Telecamera GoPro

Sistema di propulsione e radiocomando

Per garantire l'accuratezza delle misurazioni durante le prove sperimentali, è stata sviluppata una soluzione di navigazione radiocomandata. Il sistema si compone di un **propulsore elettrico** controllato tramite driver **ESC**, di un **timone azionato da un motore passo-passo**, un encoder rotativo assoluto e di una **scheda Arduino** incaricata di gestire entrambi i dispositivi e di interfacciarsi con il modulo di radiocomando.

Oltre alla modalità completamente manuale, il sistema è stato progettato per operare anche in **modalità semiautonomia**, in cui è in grado di **mantenere automaticamente la rotta e procedere a potenza costante**, mediante l'utilizzo di una bussola. Questa

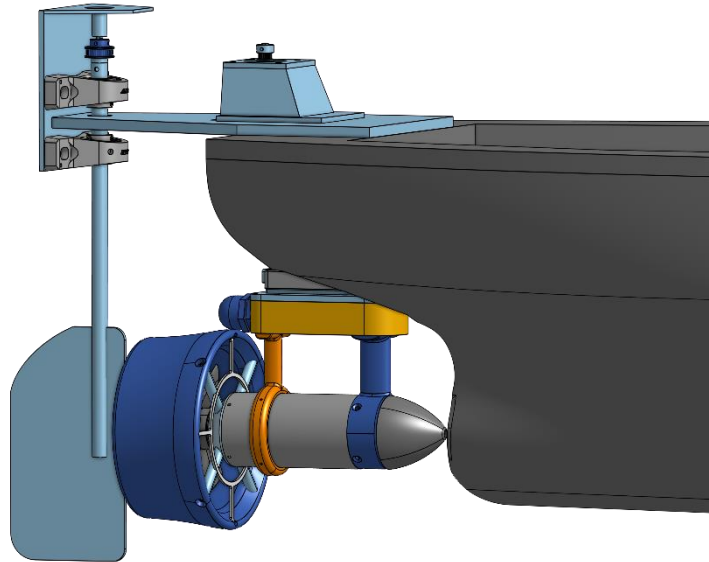


Figura 43

funzionalità consente una maggiore ripetibilità delle condizioni di prova e una raccolta dati più stabile, contribuendo alla validazione del sistema in ambienti controllati.

c. Eventuali scostamenti e/o novità nello sviluppo del prototipo/ tecnologia/ software rispetto al progetto iniziale e rispetto al brevetto/software

Partendo dal progetto originale si sono rese necessarie alcune modifiche in corso d'opera, nonostante l'obiettivo da perseguire è rimasto invariato. L'imbarcazione, inizialmente pensata per poter ospitare una persona a bordo, è stata **riprogettata per poter essere radiocomandata** in modo da escludere le cause di fuoriuscita dell'aria dalla cavità a causa di movimenti del pilota, che renderebbero poco realistica la conduzione dei test.

Ulteriori modifiche hanno riguardato il sistema propulsivo e di governo dell'imbarcazione. In una fase iniziale, era stata valutata l'adozione di un **sistema a doppio motore elettrico**, soluzione che presenta una gestione semplificata della manovrabilità: la rotazione dell'imbarcazione può infatti essere ottenuta modulando la spinta tra i due motori. Tuttavia, tale configurazione si è rivelata **inefficace nel contesto specifico**, in quanto richiede che i motori siano installati a una distanza significativa dall'asse longitudinale dello scafo, al fine di generare un braccio sufficiente per manovrare efficacemente — condizione non compatibile con le

caratteristiche dimensionali del prototipo. Successivamente, è stata esplorata l'opzione di **un singolo motore elettrico montato su asse verticale orientabile**, in grado di variare direttamente la direzione della spinta e garantire così un'elevata manovrabilità. Nonostante i vantaggi operativi, sono emersi due limiti critici: difficoltà di approvvigionamento del componente da parte del fornitore e **scarsa coerenza con la configurazione propulsiva tipica delle navi bulk carrier in scala reale**, che non utilizzano questa soluzione. Alla luce di queste valutazioni, il sistema adottato, come descritto in precedenza, consiste in un **propulsore elettrico a singola elica abbinato a un timone a pala posteriore**, soluzione che rappresenta un buon compromesso tra affidabilità, coerenza con la scala reale e manovrabilità adeguata per le attività sperimentali previste.

2. Principali problemi, difficoltà e ostacoli

Descrivere le difficoltà fin qui incontrate, o che prospettate per le prossime fasi di sviluppo, e come intendete affrontarle. Considerate ogni difficoltà di ordine scientifico, tecnologico, ed anche pratico (difficoltà di reperimento macchinari o materiali, lavorazioni, consulenti, cambiamenti all'interno del team, etc).

A causa di difficoltà logistiche di spostamento e rimessaggio del prototipo, considerando il dislocamento di quasi 2 tonnellate e oltre i 6m di lunghezza dall'imbarcazione, si sono dovute fare **modifiche sulla scala del prototipo**, che inizialmente doveva essere di 1:45, successivamente ridotta a 1:70; garantendo comunque la possibilità di effettuare test ad alta fedeltà in ambiente lacustre o marino chiuso, ma semplificando notevolmente la logistica ed aumentando la sicurezza.

Altra criticità è stata riscontrata **nel sistema di zavorra**, in quanto il dislocamento di più di 500 kg, risulta comunque essere particolarmente complesso da gestire, rendendo necessario escogitare sistemi efficaci di carico e scarico della zavorra. Anche il sistema di pilotaggio da remoto ha riscontrato alcune criticità, in quanto essendo un'imbarcazione dal peso non indifferente è necessario accertarsi di non perdere mai il controllo di quest'ultima per non casare danni ad altre imbarcazioni o strutture fisse come banchine e pontili. Questo rende **necessario un intenso test dei moduli di radiocomando e l'implementazione di sistemi di sicurezza** in caso di perdita della trasmissione. Si riscontrano ritardi nei tempi di consegna del motore elettrico e del driver annesso in quanto non presenti al momento in magazzino.

3. Aspetti di knowledge and technology transfer (ad es. vi sono state evoluzioni che aprono nuove possibilità di sfruttamento? Si sono fatti progressi in contatti con possibili clienti e/o collaborazioni con partner industriali? si pensa di costituire uno spin-off?)

Nel corso delle attività progettuali sono emerse **evoluzioni tecniche** che aprono nuove prospettive di sfruttamento industriale. In questo contesto, sono stati sviluppati e

verranno testati diversi profili geometrici della cavità, con l'obiettivo di ottimizzare l'efficienza del sistema in funzione delle condizioni operative.

Alla luce dei risultati ottenuti, si potrebbe procedere con il **deposito di un brevetto** relativo alle **diverse configurazioni di cavità** studiate, al fine di tutelare il know-how generato e favorirne la valorizzazione industriale.

SISTEMA PNEUMATICO: MODELLAZIONE IN MATLAB

Il sistema pneumatico è stato implementato in matlab e nello specifico in Simulink con add-on Simscape specifico per la simulazione di impianti a fluido, l'obiettivo delle simulazioni è principalmente verificare che la quantità d'aria compressa raccolta nei serbatoi dei compressori basti per uno o più test. La modellazione del circuito è stata eseguita come nella figura seguente:

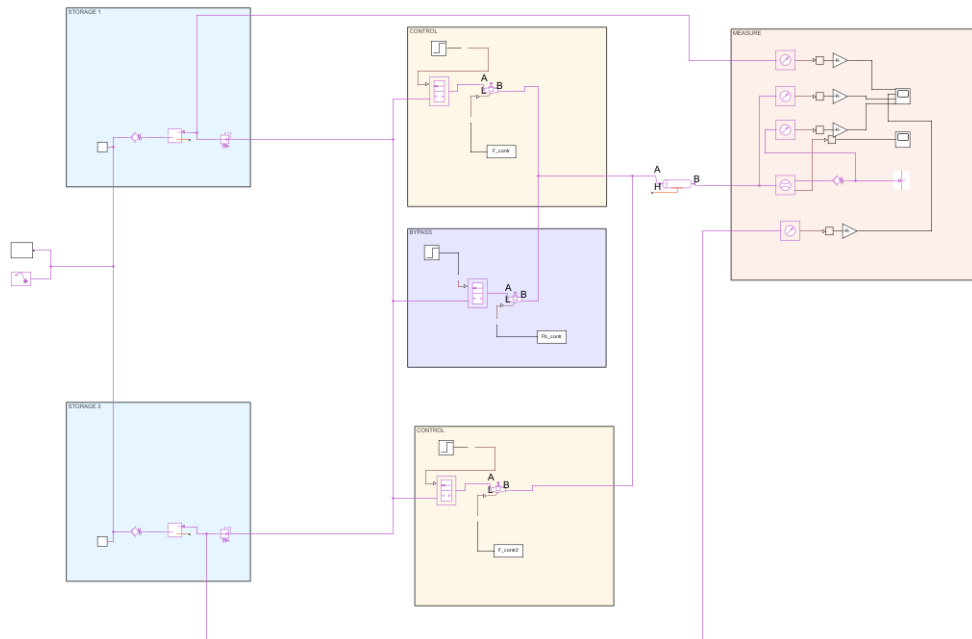


Figura 44

Si riporta poi il dettaglio di ogni blocco:

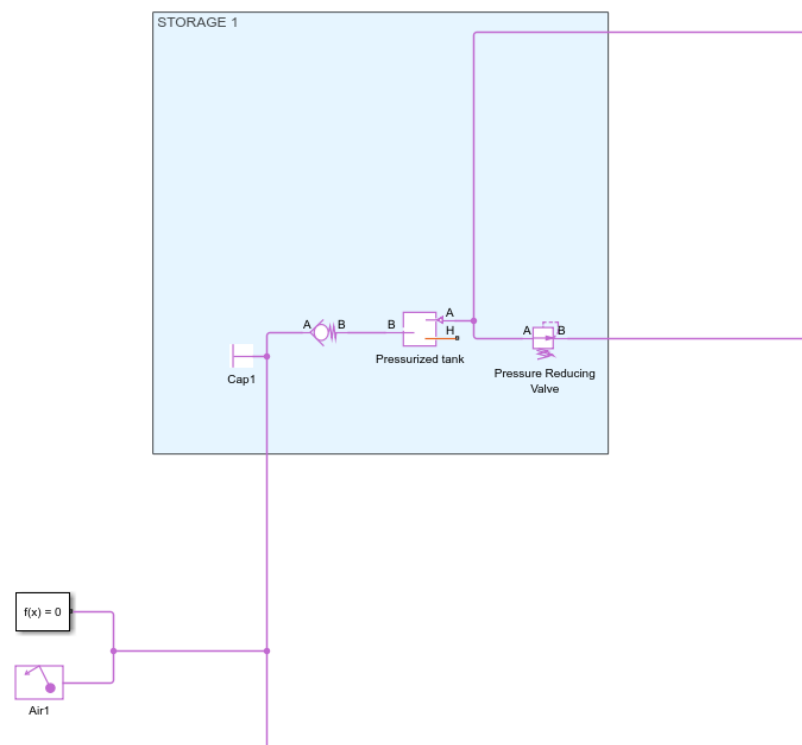
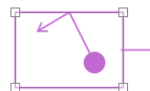


Figura 45

Il blocco storage 1 identifica il serbatoio 1 riempito con gas che viene identificato dal blocco Air1, che nel nostro caso identifica aria collegato ad un blocco solver $f(x)=0$, questi blocchi rappresentano il fluido e le metodologie di risoluzione dell'impianto simulato e sono unici per tutto il circuito dato che il fluido coinvolto è lo stesso per le 2 linee dei serbatoi e verranno rappresentati di seguito con i valori. Nel blocco Storage 1 si identificano i componenti Cap1 che altro non è che un tappo d'ispezione sul ramo normalmente chiuso durante la messa in opera dell'impianto, a seguire collegata si trova una valvola di non ritorno che porta al pressurized tank ovvero la rappresentazione vera e propria del serbatoio che viene modellato con tutti i dati che vengono riportati nella figura sottostante, i valori riportati nelle tabelle sono poi identificati dal codice matlab dopo una prima compilazione e per permettere una simulazione quanto più accurata possibile possono essere variati in qualsiasi momento per identificare la componentistica più adeguata per il miglior compromesso dei risultati sperimentali

Il fluido considerato all'aspirazione dei compressori è aria a pressione atmosferica modellato come gas perfetto con i seguenti valori:



Gas Properties (G)

☒ Auto Apply

Settings	Description
NAME	VALUE
Physical Properties	
Gas specification	Perfect
> Specific gas constant	0.287 kJ/(K*kg)
> Compressibility factor	1
> Reference temperature for gas properties	293.15 K
> Specific enthalpy at reference temperature	420 kJ/kg
> Specific heat at constant pressure	1 kJ/(K*kg)
> Dynamic viscosity	18 s*uPa
> Thermal conductivity	26 mW/(K*m)
Parameters	
> Minimum valid temperature	1 K
> Maximum valid temperature	inf K
> Minimum valid pressure	1 Pa
> Maximum valid pressure	inf MPa
> Atmospheric pressure	0.101325 MPa
Pressure and temperature outside valid r...	Error
> Mach number threshold for flow reversal	0.001

Figura 46

Si è utilizzato il solutore implementato in Simscape nel dominio del tempo:

Solver Configuration

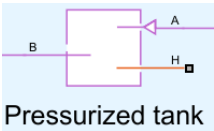
☒ Auto Apply

Settings	Description
NAME	VALUE
Equation formulation	Time
Index reduction method	Derivative replacement
☐ Start simulation from steady state	
Consistency tolerance	Model AbsTol and RelTol
Tolerance factor	0.001
☐ Use local solver	
☐ Use fixed-cost runtime consistency iterations	
Linear Algebra	auto
Delay memory budget [kB]	1024
☒ Apply filtering at 1-D/3-D connections when needed	
Filtering time constant	0.001
Multibody	
☐ Use local solver	

f(x) = 0

Figura 47

Il serbatoio è stato modellato sulla base del codice Matlab infatti la variabile Tank_size1 la si ritrova nel codice sorgente e identifica il volume del serbatoio e quindi l'aria disponibile per la scarica successiva identificata in litri:



Constant Volume Chamber (G) ☒ Auto Apply

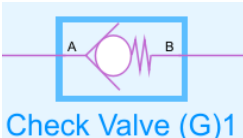
Settings

Description

NAME	VALUE
Parameters	
> Chamber volume	Tank_size1 50 l
Number of ports	2
> Cross-sectional area at port A	200 mm^2
> Cross-sectional area at port B	200 mm^2
Initial Targets	
> ☒ Pressure of gas volume	
> ☒ Temperature of gas volume	
> ☐ Density of gas volume	
Nominal Values	
☐ Pressure of gas volume	
☐ Temperature of gas volume	
☐ Density of gas volume	

Figura 48

Si riportano per completezza anche le caratteristiche della valvola di non ritorno:



Check Valve (G) ☒ Auto Apply

Settings

Description

NAME	VALUE
Parameters	
Opening pressure specification	Pressure difference of port A relative to port B
> Cracking pressure differential	0.01 MPa
Configurability	Compile-time
> Maximum opening pressure differential	0.1 MPa
Configurability	Compile-time
Valve parameterization	Cv flow coefficient
> Maximum Cv flow coefficient	4
Configurability	Compile-time
> xT pressure differential ratio factor at cho...	0.7
Configurability	Compile-time
> Leakage flow fraction	1e-6
Configurability	Compile-time
> Smoothing factor	0.01
Configurability	Compile-time
> Laminar flow pressure ratio	0.999
Configurability	Compile-time
> Cross-sectional area at ports A and B	0.01 m^2
Configurability	Compile-time

Figura 49

In ultimo si riportano le caratteristiche della valvola riduttrice di pressione, componente fondamentale dell'impianto la quale si occupa di gestire la pressione dell'aria che circola all'uscita del compressore, la variabile Sys_pressure viene identificata anch'essa dal codice sorgente Matlab:



Pressure Reducing Valve

Pressure Reducing Valve (G) ☒ Auto Apply

Settings	Description
NAME	VALUE
Parameters	
Valve parameterization	Cv flow coefficient
Opening characteristic	Linear
Set pressure (gauge)	Sys_pressure 7 bar
Configurability	Compile-time
Pressure regulation range	2 bar
Configurability	Compile-time
Maximum Cv flow coefficient	4
Configurability	Compile-time
xT pressure differential ratio factor at cho...	0.7
Configurability	Compile-time
Leakage flow fraction	1e-6
Configurability	Compile-time
Smoother factor	0.01
Configurability	Compile-time
Laminar flow pressure ratio	0.999
Configurability	Compile-time
Cross-sectional area at ports A and B	113 mm^2
Configurability	Compile-time

Figura 50

Il blocco Storage 2 riguarda la modellazione del serbatoio 2 che viene considerato identico al primo con la stessa componentistica e collegato al blocco air1 e solver si riporta di seguito lo schema caratterizzato dalla stessa componentistica e variabili:

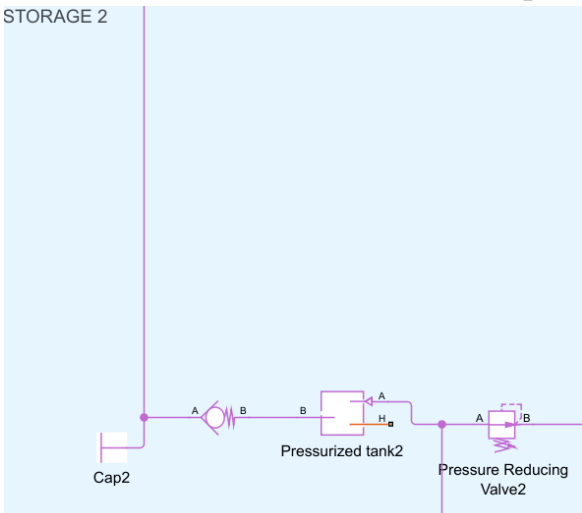


Figura 51

I serbatoi sono poi collegati a dei sistemi di controllo che si occupano di gestire il flusso d'aria in modo da monitorare e rendere sempre efficiente l'impianto ne sono stati previsti 2, uno per serbatoio per rendere le simulazioni quanto più precise possibili, caratterizzati dalla stessa componentistica e si riporta di seguito lo schema generale e i diversi componenti con le loro caratteristiche e i parametri di funzionamento:

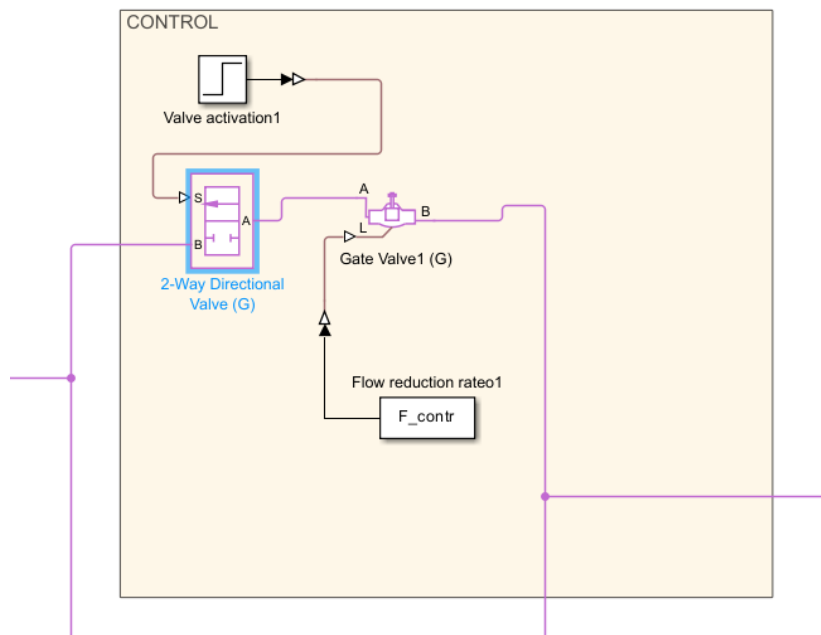


Figura 52

Per il funzionamento del ramo relativo al serbatoio 1 è stata prevista una valvola bidirezionale del tipo on-off a 2 vie ad attivazione elettrica che viene rappresentata nel modello come un valore binario 0 valvola off oppure 1 valvola on, per rendere la modifica dell'attivazione della valvola più immediata e accessibile è stato implementato il valore del blocco Valve activation 1 nel codice sorgente Matlab riferendo la variabile al circuito di by-pass , di seguito si riportano le caratteristiche della valvola e dello step di attivazione:

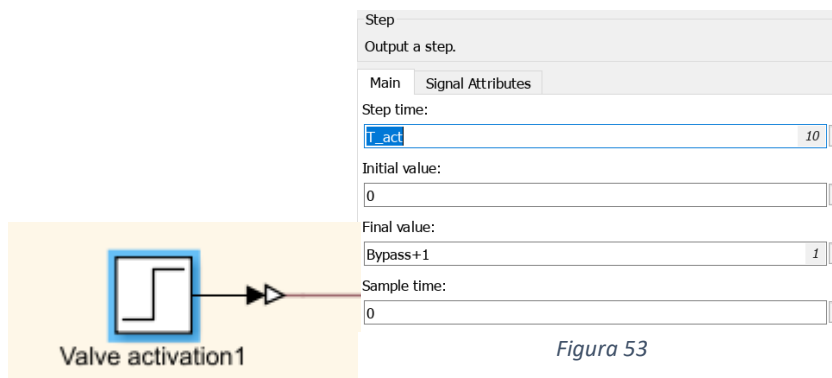
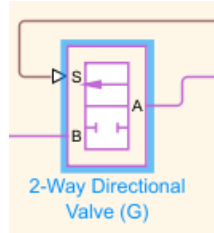


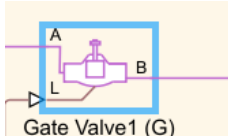
Figura 53



2-Way Directional Valve (G)		
Settings	Description	VALUE
Parameters		
Valve parameterization	Cv flow coefficient	
Opening characteristic	Linear	
Maximum Cv flow coefficient	4	
Configurability	Compile-time	
xT pressure differential ratio factor at cho...	0.7	
Configurability	Compile-time	
Leakage flow fraction	1e-6	
Configurability	Compile-time	
Smoother factor	0.01	
Configurability	Compile-time	
Valve opening fraction offset	0	
Configurability	Compile-time	
Laminar flow pressure ratio	0.999	
Configurability	Compile-time	
Cross-sectional area at ports A and B	0.01	m ²
Configurability	Compile-time	

Figura 54

Il circuito viene poi collegato ad una valvola limitatrice di flusso con una forza di attivazione parametrizzata come variabile nel codice sorgente Matlab in modo da gestire il flusso di aria che la attraversa e gestirne il flusso e controllarla parzializzandone l'apertura dell'orifizio, di seguito si riportano le caratteristiche della valvola e della variabile di attivazione:



Gate Valve (G)		
Settings	Description	VALUE
Parameters		
Orifice diameter	6	mm
Configurability	Compile-time	
Valve parameterization	Cv flow coefficient	
Maximum Cv flow coefficient	4	
Configurability	Compile-time	
xT pressure differential ratio factor at cho...	0.7	
Configurability	Compile-time	
Leakage flow fraction	1e-6	
Configurability	Compile-time	
Smoother factor	0.01	
Configurability	Compile-time	
Laminar flow pressure ratio	0.999	
Configurability	Compile-time	
Cross-sectional area at ports A and B	113	mm ²
Configurability	Compile-time	

Figura 55

Per quanto riguarda il ramo del circuito relativo al secondo serbatoio è anch'esso equipaggiato di un circuito di controllo indipendente identico al precedente e con gli stessi componenti e valori in modo da rendere la fuoriuscita dell'aria quanto più regolare possibile, si riporta di seguito lo schema per completezza:

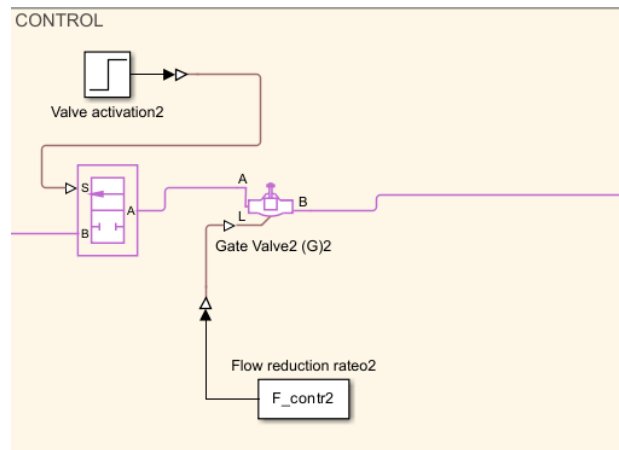


Figura 56

I due circuiti si ricollegano poi ad un blocco di by-pass utile nell'ottica di implementazione di un sistema totalmente automatizzato in grado di riuscire a regolarsi in base alle condizioni operative per mantenere il sistema nel regime di massima efficienza infatti nel caso in cui uno dei 2 rami abbia un malfunzionamento come ad esempio una perdita questo provveda a deviarne il flusso attraverso il circuito di by-pass e facendo sì che l'impianto resti completamente operativo, oppure in un'ottica di implementazione reale con un impianto magari soggetto a manutenzione o aggiornamento migliorativo il circuito di by-pass contribuisce a mantenere il sistema comunque attivo e funzionante, nella sperimentazione reale in questione non verrà installato a bordo ma è stato comunque previsto dal punto di vista dei test di simulazione con software per un impiego futuro.

La componentistica e la modellazione sono esattamente identici allo schema e ai componenti visti nel ramo di controllo in precedenza cosa cambia realmente sono i parametri presi in considerazione dal codice sorgente infatti sarà il valore dell'attivazione a decidere quale ramo sarà attivato infatti se il valore di by-pass risulta diverso da 0 quest'ultimo si attiverà e di conseguenza disattiverà il ramo preso in considerazione nel blocco Control in modo da essere legati durante il funzionamento.

Si riporta di seguito lo schema:

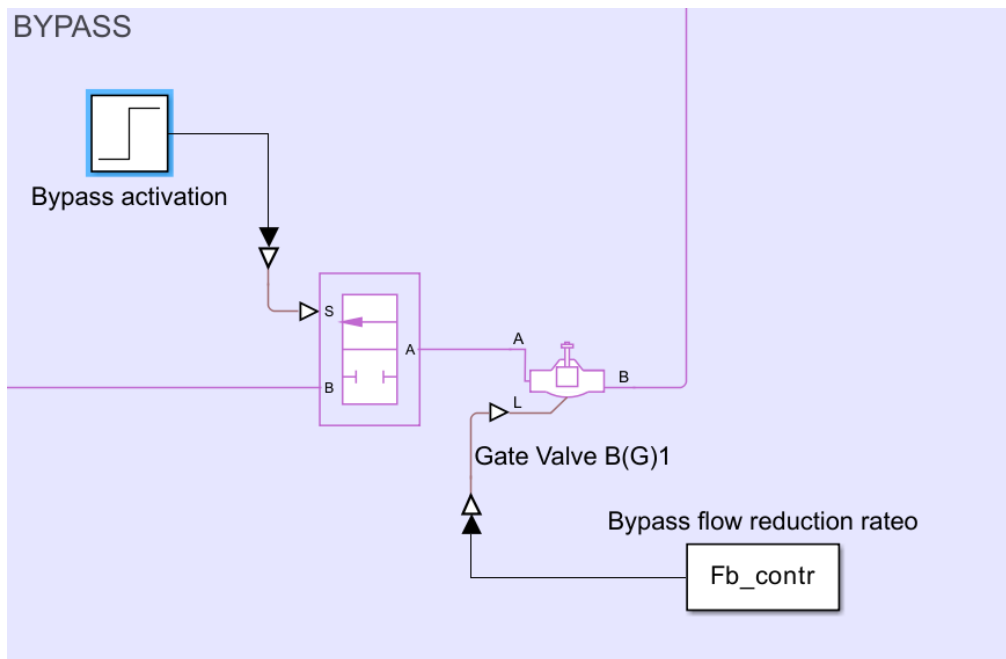


Figura 57

Si riporta anche il blocco bypass activation ovvero il comando di step con i parametri assegnati in modo da rendere evidente la differenza della variabile presa come riferimento dal file sorgente Matlab:

Bypass activation

Step

Output a step.

Main Signal Attributes

Step time:

T_act 10

Initial value:

0

Final value:

-Bypass 0

Sample time:

0

☒ Interpret vector parameters as 1-D

☒ Enable zero-crossing detection

Figura 58

Si riporta poi nel dettaglio come i blocchi di controllo sono collegati al by-pass e come tutti poi sono stati convogliati solo in un'uscita unica che porta al blocco "pipe" che rappresenta la condotta vera e propria quindi le caratteristiche delle tubazioni coinvolte nel circuito tenendo conto anche delle caratteristiche fisiche e geometriche come ad esempio la rugosità e i parametri fluidodinamici associati:

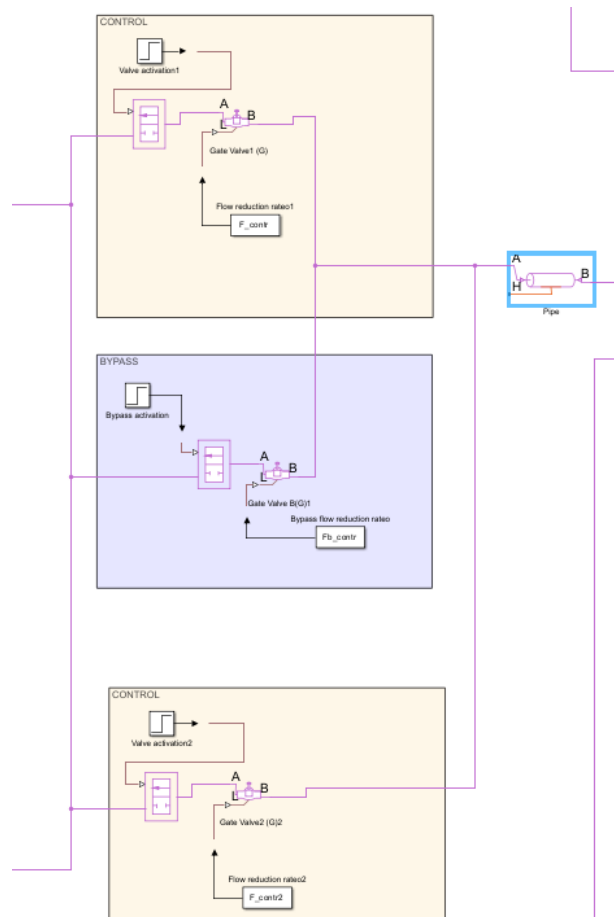
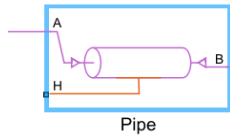


Figura 59

Il blocco pipe si riporta di seguito con le caratteristiche scelte basandosi anche per la geometria sul modello CAD sviluppato per la realizzazione fisica del modello:



Pipe (G) ☒ Auto Apply ?

Settings	Description	NAME	VALUE
Geometry			
>	Pipe length	5	m
>	Cross-sectional area	113	mm ²
>	Hydraulic diameter	6	mm
Friction and Heat Transfer			
>	Aggregate equivalent length of local resis...	0.1	m
>	Internal surface absolute roughness	15e-6	m
>	Laminar flow upper Reynolds number limit	2000	
>	Turbulent flow lower Reynolds number limit	4000	
>	Laminar friction constant for Darcy friction...	64	
>	Nusselt number for laminar flow heat tran...	3.66	
Effects and Initial Conditions			
☒ Enable dynamic compressibility			
☐ Enable fluid inertia			
>	Initial pressure	0.101325	MPa
	Initial pressure priority	High	
>	Initial temperature	293.15	K
	Initial temperature priority	High	

Figura 60

Si passa poi ad analizzare l'ultimo blocco dedicato principalmente al monitoraggio del circuito in quanto racchiude tutti gli strumenti di misura tra cui manometri e misuratore di flusso di massa, necessari per mantenere il sistema operativo e nelle giuste condizioni di portata. E' grazie a questo blocco che infine è possibile valutare una simulazione che viene man mano lanciata regolando i parametri per raggiungere l'obiettivo sperimentale che nel caso di questo elaborato è fissato ad una possibilità di effettuare più test possibili con un pieno dei serbatoi. In particolare ogni test prevede che la barca possa viaggiare al minimo di 0.5 m/s per una distanza di 50 m con una portata di circa 400 SLM. Si riporta di seguito la vista dell'impianto e si spiegano i vari componenti:

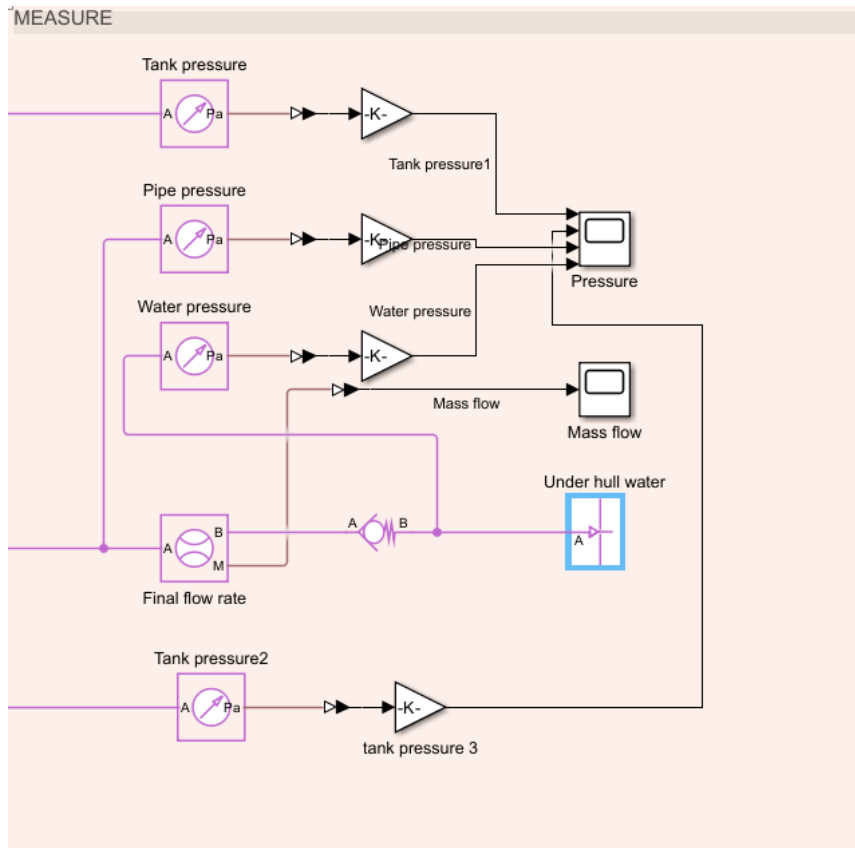


Figura 61

Il circuito è caratterizzato da 4 manometri che misurano la pressione divisi in:

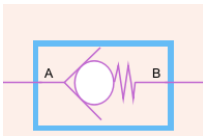
1. Tank pressure: associato al compressore 1 per monitorare la pressione nel serbatoio del compressore 1 durante la scarica d'aria in fase di test e simulazione
2. Pipe pressure: che rappresentano la pressione nelle tubature del circuito a valle dei 2 compressori in modo da monitorare nella fase finale poco prima dell'iniezione la pressione dell'aria poco prima dell'uscita
3. Water pressure: è il manometro dedicato a misurare la pressione dell'acqua al di sotto dello scafo dove l'aria dovrà essere iniettata
4. Tank pressure 2: è un manometro identico a quello associato al compressore 1 in modo da monitorare l'andamento della scarica e l'aria residua per proseguire con la sperimentazione

Ad ogni manometro viene poi associato un blocco gain per scalare le grandezze misurate e riportarle in unico blocco scope che mostra le curve d'andamento delle pressioni all'avanzare del tempo di simulazione.

Il misuratore di flusso di portata invece è stato installato per avere un riscontro effettivo e diretto della quantità d'aria che effettivamente arriva alla fine ad essere

iniettata sotto lo scafo anch'esso viene collegato poi successivamente ad un blocco scope per avere un riscontro grafico ed immediato con il tempo di simulazione il collegamento con questi blocco vie effettuato collegando l'uscita M dedicata alla misurazione del segnale poi convertita dal blocco gain in valore numerico per essere rappresentato nel grafico di Scope.

In successione al misuratore di portata viene inserita una valvola di non ritorno di controllo con le seguenti caratteristiche:



Check Valve (G)		
Settings		Description
NAME	VALUE	
▼ Parameters		
Opening pressure specification	Pressure difference of port A relative to port B ▼	
▼ Cracking pressure differential	0.01	MPa ▼
Configurability	Compile-time ▼	
▼ Maximum opening pressure differential	0.1	MPa ▼
Configurability	Compile-time ▼	
Valve parameterization	Cv flow coefficient ▼	
▼ Maximum Cv flow coefficient	4	
Configurability	Compile-time ▼	
▼ xT pressure differential ratio factor at cho...	0.7	
Configurability	Compile-time ▼	
▼ Leakage flow fraction	1e-6	
Configurability	Compile-time ▼	
▼ Smoothing factor	0.01	
Configurability	Compile-time ▼	
▼ Laminar flow pressure ratio	0.999	
Configurability	Compile-time ▼	
▼ Cross-sectional area at ports A and B	113	m^2 ▼
Configurability	Compile-time ▼	

Figura 62

In ultimo si collega il blocco under hull water che nel sistema simulink è rappresentato da un blocco reservoir che applica le condizioni al contorno al circuito per quanto riguarda la risoluzione e l'esecuzione delle simulazioni. Il blocco reservoir imposta delle condizioni al contorno costanti in una rete di gas, il volume di gas che andrà ad occupare la cavità sotto la superficie ,intesa come se fosse un serbatoio con un volume costante, sarà considerato infinito e di conseguenza il flusso può essere assunto come quasi stazionario, quindi il gas in entrata sarà considerato alla temperatura della rete di gas a monte e alla pressione prevista nella cavità mentre il gas che esce sarà alla pressione e alla temperatura che poi si troverà nella cavità. Si riporta lo schema e le caratteristiche scelte per il blocco:

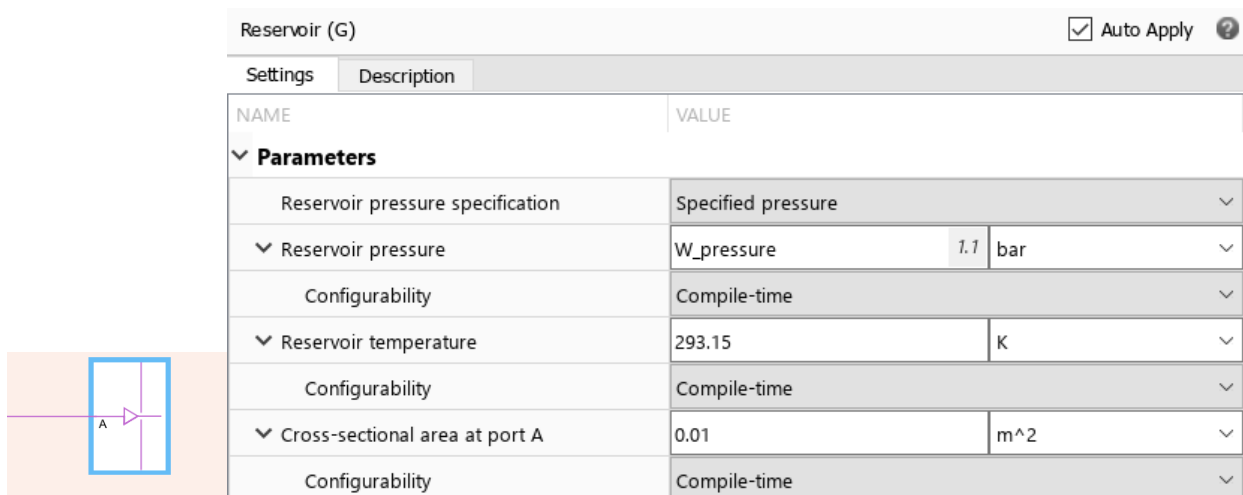


Figura 63

Definito il circuito è possibile procedere alle simulazioni numeriche utilizzando il codice Matlab e andando a modificare i parametri scelti in modo da verificare la disponibilità d'aria e i consumi effettivi per ogni test sperimentale, si riportano di seguito il test effettuato con il massimo della pressione prevista dall'impianto, che è stato tarato per una pressione di 8 bar al massimo ottenendo i seguenti risultati di simulazione:

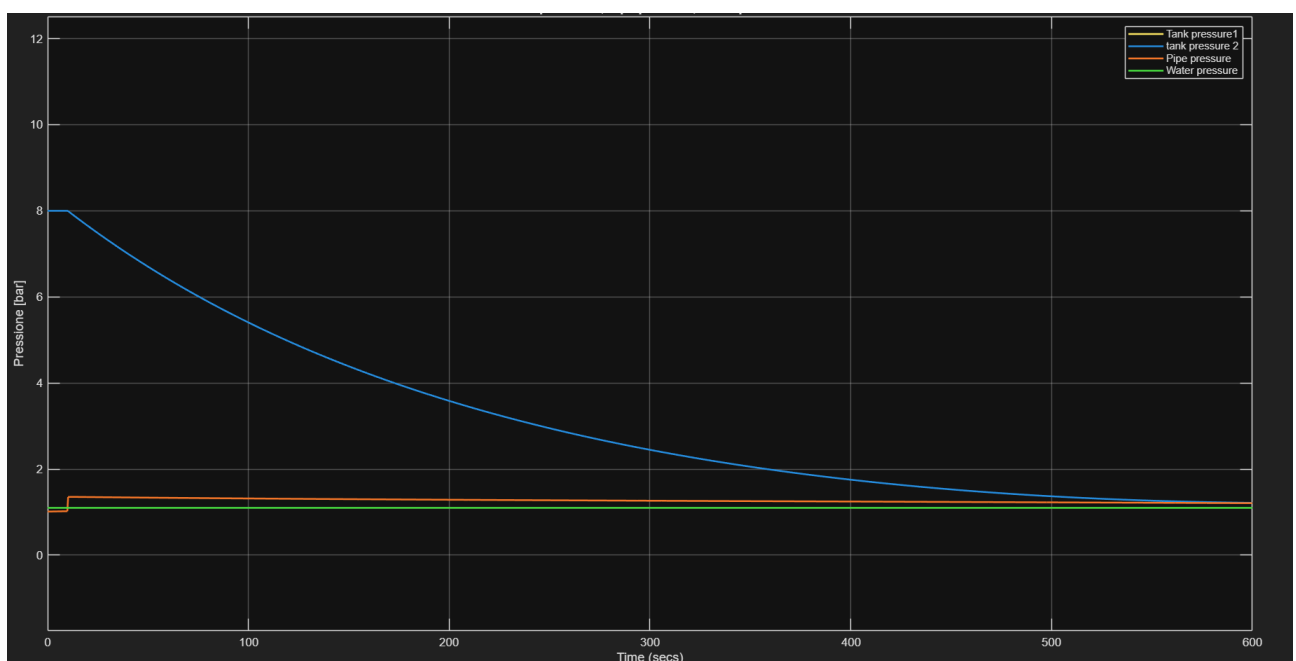


Figura 64

Il grafico mostra l'andamento delle grandezze di pressione definiti in precedenza attraverso il blocco di Scope associato, come prima simulazione si ricava che

lasciando il circuito con le valvole operative alla massima pressione ammissibile di 8 bar è possibile effettuare 3 test sperimentali con un solo pieno dei compressori percorrendo un tratto di circa 50 metri ad una velocità di circa 0.5 m/s. Da notare che operando alle stesse condizioni di pressione le pressioni di tank pressure 1 e tank pressure 2 tendono a sovrapporsi lasciandone una sola visibile in rilievo. L'importanza dell'efficienza del circuito è necessaria in quanto il modello non prevede un'alimentazione di bordo per i compressori quindi di conseguenza il modello verrà messo in opera con l'aria già precaricata a terra e svolgerà di conseguenza tutti i test per poi essere ricaricata a terra nuovamente, si rendeva quindi necessaria una verifica della quantità d'aria più adeguata a svolgere quante più prove possibili.

Si riporta ora l'andamento del grafico relativo al flusso di massa rilevato dal flussimetro posto poco prima della fuoriuscita dell'aria:

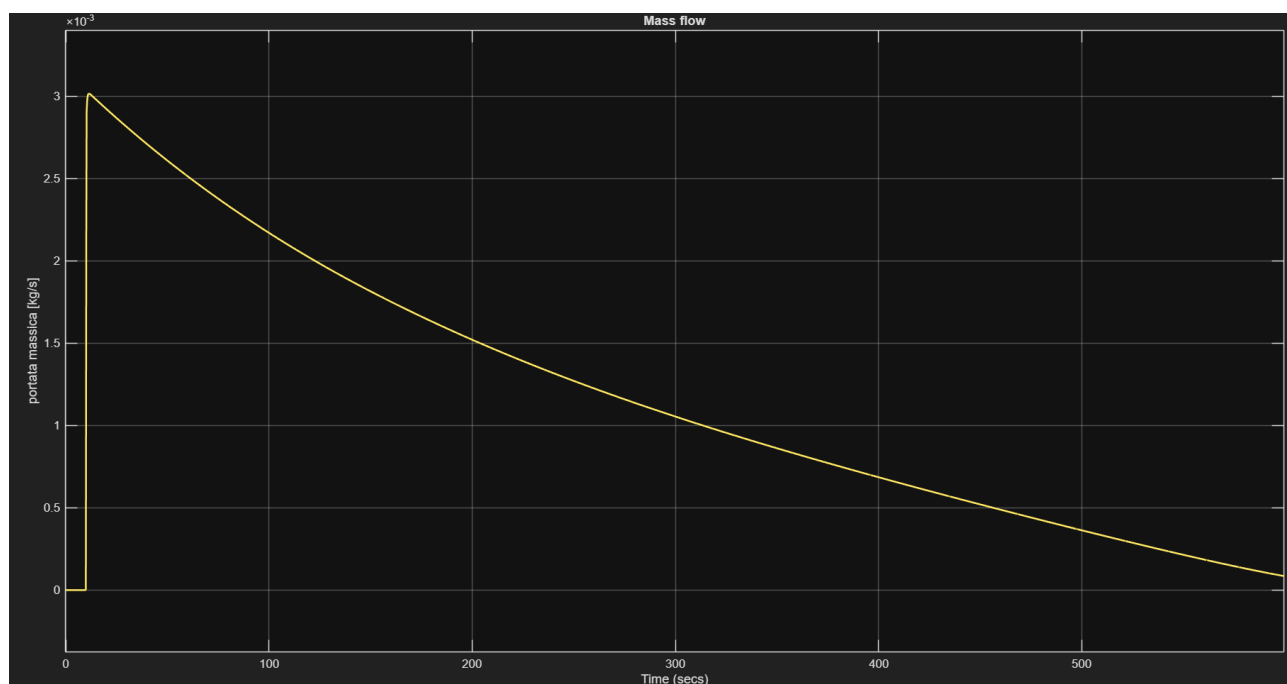


Figura 65

Da qui è evidente che la portata d'aria è praticamente nulla dopo una condizione operativa di 600 secondi in condizioni massime di 8 bar che combaciano in modo congruente con il grafico delle pressioni, confermando la simulazione come valida.

Si riporta poi di seguito una simulazione effettuata con pressioni diverse dei 2 serbatoi di partenza ovvero si decide di regolare la pressione del circuito tarando la linea de compressore 1 ad una pressione di 1 bar, mentre la linea relativa al compressore 2 la si mantiene ad 8 bar agendo sulle valvole limitatrici della pressione quindi alla pressione massima prevista e si riportano di seguito i risultati dell'andamento delle pressioni come visti in precedenza:

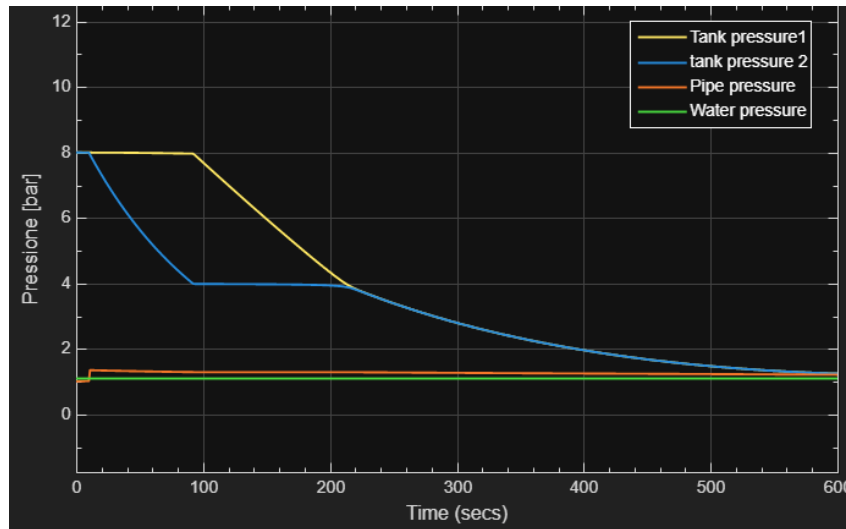


Figura 66

Si nota come l'agire sulle valvole di regolazione della pressione del circuito portano ad una fluttuazione dei valori misurati andando a influire successivamente sulla portata d'aria che attraverserà il flussimetro il cui grafico con l'andamento della portata massica si riporta di seguito:

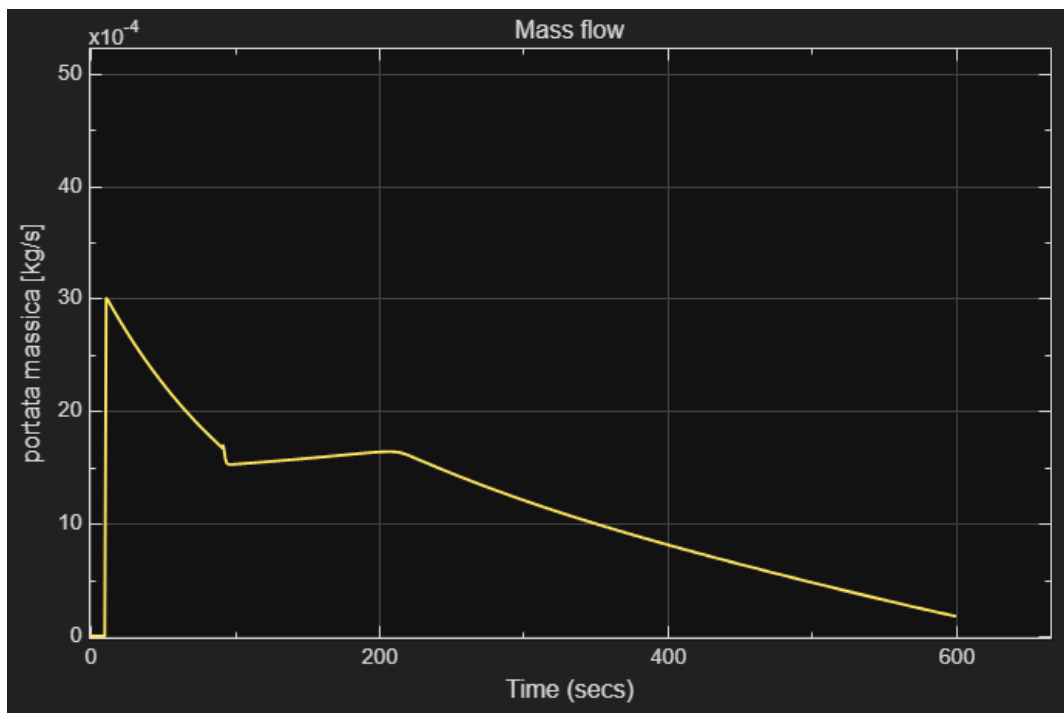


Figura 67

Si nota come la portata abbia un andamento non costante ma tende a diminuire per poi aumentare nuovamente una volta stabilizzata la pressione il che rende il riempimento della cavità instabile ma nonostante ciò si riesce comunque a garantire una portata d'aria per almeno 600 secondi rendendo quindi il sistema comunque valido per operare nelle diverse condizioni operative e per le diverse prove sperimentali.

ANALISI IDROSTATICA DEL MODELLO

Come ultimo capitolo dell'elaborato si introduce quella che è l'analisi e la verifica del galleggiamento per il modello previsto realizzato al CAD, in particolare si è scelto di utilizzare il plug-in di rhinocreos: Orca 3D, un software specifico per la costruzione e la progettazione di imbarcazioni, si riporta nelle figure di seguito il modello realizzato con a bordo tutti i servizi come compressori, batterie, l'impianto, il motore e il resto della parte elettronica di governo per completare il progetto.

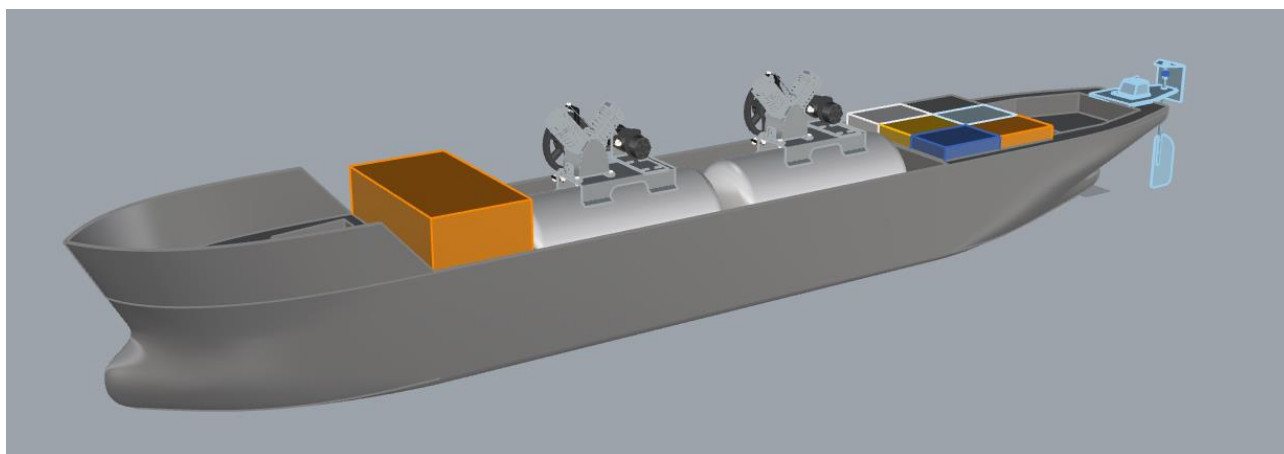


Figura 68

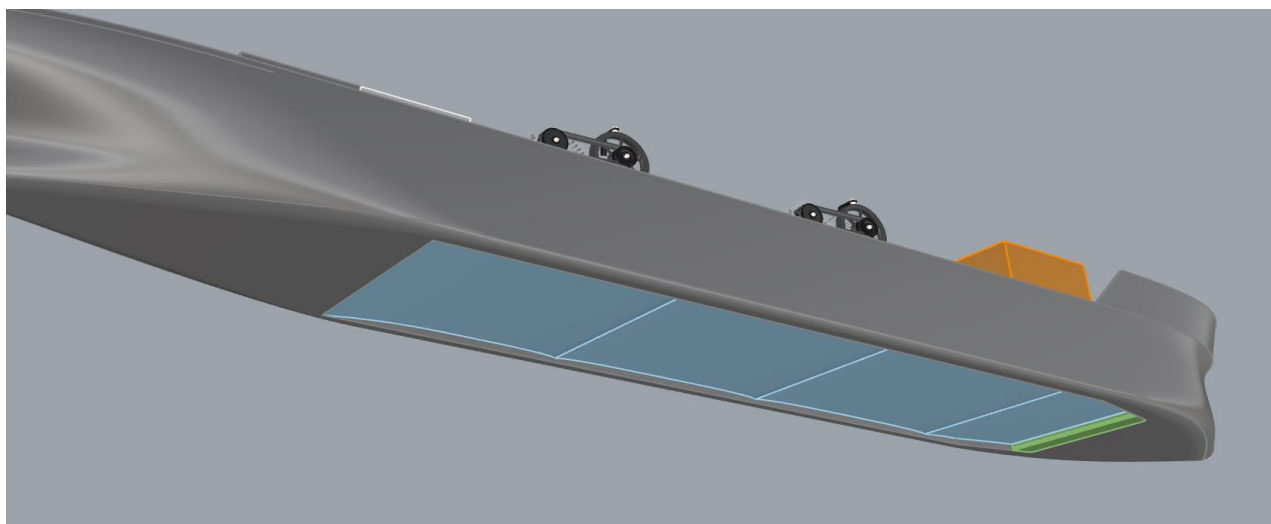


Figura 69

Per procedere alla valutazione per il galleggiamento si è cominciato con la valutazione dei pesi e del baricentro grazie ad Orca 3D è possibile assegnare ad ogni oggetto presente le proprietà del materiale e arrivare a calcolare in automatico il baricentro generale dello scafo per valutarne il galleggiamento e l'idrostatica. Le grandezze di riferimento sono:

1. LCG longitudinal center of gravity: ovvero la distanza longitudinale rispetto all'origine del sistema di riferimento lungo l'asse x
2. TCG transversal center of gravity: ovvero la distanza trasversale lungo l'asse y
3. VCG vertical center of gravity: la distanza verticale del baricentro lungo l'asse z.

Tabella 13

Name	Weight (kgf)	LCG (mm)	TCG (mm)	VCG (mm)
compressore	23.000	1436.460	-20.352	-244.024
compressore	23.000	2228.886	-20.352	-244.024
batteria	24.500	3408.241	-89.999	-257.000
batteria	24.500	3408.241	90.001	-257.000
batteria	24.500	624.094	180.000	-297.000
batteria	24.500	624.094	0.000	-297.000
batteria	24.500	624.094	-180.000	-297.000
batteria	24.500	884.094	-180.000	-297.000
batteria	24.500	884.094	0.000	-297.000
batteria	24.500	884.094	180.000	-297.000
zavorra	130.000	2815.241	0.000	-280.000
Hull	118.027	1743.174	0.000	-142.491

Grazie alla valutazione dei pesi e della posizione dei baricentri di ogni oggetto è stato possibile arrivare a definire la posizione finale del baricentro e riportarla in modo corretto per la condizione di progetto potendo così definire come la nave si dispone per il galleggiamento e la stabilità, arrivando ai seguenti risultati:

Tabella 14

	Weight	LCG	TCG	VCG
Totals	490.027	1905.776	-1.911	-246.303

Una volta definite le grandezze si è lanciata la simulazione di calcolo con orca 3D la quale richiede uno scafo “watertight” ovvero completamente chiuso in modo da poterne valutare il galleggiamento e gli angoli di stabilità fino a valutarne il momento di raddrizzamento, i coefficienti di blocco relativi alla carena e tutte le grandezze che

vengono riportare di seguito per capire la se lo scafo è effettivamente realizzabile definendo la linea di galleggiamento.

Per l'analisi in orca 3D si associano delle sezioni dello scafo dette orca section in modo da permettere al software di definire lo scafo nella sua forma lungo tutta la lunghezza come si riporta nell'immagine che segue:

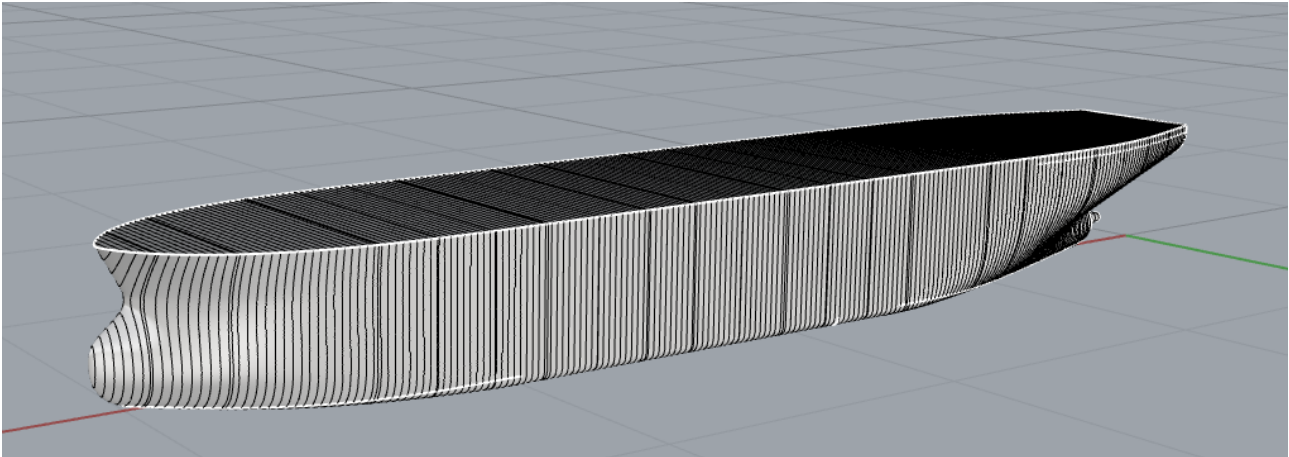


Figura 70

Le sezioni hanno come punto d'inizio la parte più a poppa lungo lo scafo in modo da poter identificare l'imbarcazione nella sua interezza e includere tutta la superficie infatti se si decidesse di far partire le sezioni dalla chiglia effettiva il software non includerebbe la parte posteriore per come è fatta per costruzione la nave.

Si riporta l'analisi idrostatica e i risultati ottenuti dalla simulazione:

Tabella 15

Load Condition Parameters				
Condition	Weight / Sinkage	LCG / Trim	TCG / Heel	VCG (m)
Condition 1	490,000 kgf	1,905 m	0,002 m	0,246

Resulting Model Attitude and Hydrostatic Properties				
Condition	Sinkage (m)	Trim(deg)	Heel(deg)	Ax(m ²)
Condition 1	0,305	-3,045	-0,842	0,18

Condition	Displacement Weight (kgf)	LCB(m)	TCB(m)	VCB(m)	Wet Area (m ²)
Condition 1	490,000	1,898	0,004	0,108	3,975

Condition	Awp(m ²)	LCF(m)	TCF(m)	VCF(m)
Condition 1	2,805	2,011	0,001	0,199

Condition	BMt(m)	BMI(m)	GMt(m)	GMI(m)
Condition 1	0,268	6,526	0,130	6,388

Condition	Cb	Cp	Cwp	Cx	Cws	Cvp
Condition 1	0,511	0,643	0,869	0,795	2,843	0,588

Resultant Model Attitude			
Heel Angle	-0,842 deg	Sinkage	0,305 m
Trim Angle	-3,045 deg		

Overall Dimensions			
Length Overall, LOA	4,092 m	Loa / Boa	5,196
Beam Overall, Boa	0,788 m	Boa / D	1,790
Depth Overall, D	0,440 m		

Waterline Dimensions			
Waterline Length, Lwl	4,092 m	Lwl / Bwl	5,186
Waterline Beam, Bwl	0,789 m	Bwl / T	2,724
Navigational Draft, T	0,290 m	D / T	1,519

Volumetric Values			
Displacement Weight	490,000 kgf	Displ-Length Ratio	199,360
Volume	0,478 m ³		
LCB	1,898 m	FB/Lwl	0,468
TCB	0,004 m	AB/Lwl	0,532
VCB	0,108 m	TCB / Bwl	0,005
Wetted Surface Area	3,975 m ²		
Moment To Trim	7,651 kgf-m/cm		

Waterplane Values			
Waterplane Area, Awp	2,805 m ²		
LCF	2,011 m	FF/Lwl	0,495
TCF	0,001 m	AF/Lwl	0,505
Weight To Immerse	28,781 kgf/cm	TCF / Lwl	0,000

Sectional Parameters			
Ax	0,182 m ²		
Ax Location	1,252 m	Ax Location / Lwl	0,310

Hull Form Coefficients			
Cb	0,511	Cx	0,795
Cp	0,643	Cwp	0,869
Cvp	0,588	Cws	2,843

Si riporta così il piano di galleggiamento trovato direttamente rappresentato sul modello CAD con anche la rappresentazione del baricentro, del centro di carena e del centro di galleggiamento come ricavato dalla simulazione:

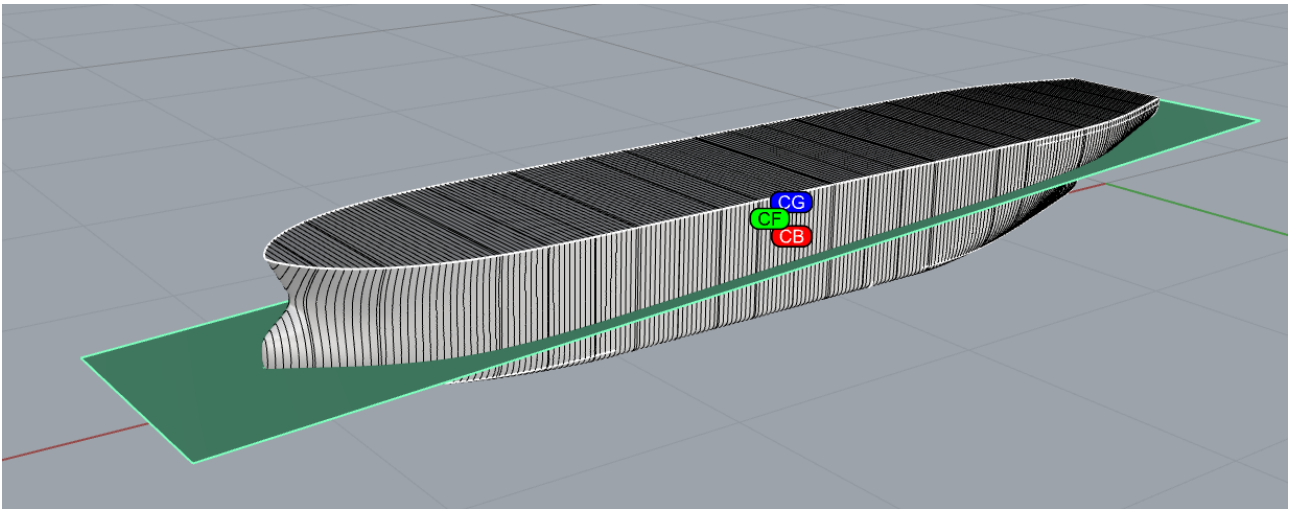


Figura 71

Considerando i risultati ottenuti è possibile fare delle considerazioni sulla validità del modello ovvero:

per quanto riguarda i coefficienti dell'ultima riga che servono a definire lo scafo dal punto di vista del galleggiamento:

1. **Cb (Block)** 0.511 indica il rapporto tra volume immerso effettivo e volume del parallelepipedo che lo contiene, identifica uno scafo medio-slanciato tipico della tipologia japanese bulk carrier
2. **C_p (Prismatico)** 0.643 identifica l'efficienza del profilo longitudinale ai bassi Froude e per il suo valore risulta coerente con una carena del tipo JBC
3. **C_{wp}** 0.869 identifica la pienezza del piano di galleggiamento, tiene conto della variazione del metacentro trasversale. Per il suo valore rappresenta una stabilità iniziale trasversale elevata ma coerente con il valore di GMt positivo ma contenuto.
4. **C_x** 0.795 identifica il coefficiente prismatico delle sezioni indicando la pienezza media delle aree immerse lungo l'asse x
5. **C_{vp}** 0.588 identifica il coefficiente volumetrico-prismatico identificato da orca 3D come valore interno al software e insieme a C_x identificano uno scafo coerente per pienezza delle sezioni e volumi immersi.

E' possibile quindi interpretare la stabilità longitudinale e tenendo conto dei valori di $BM_t = 0.268\text{m}$ relativamente piccolo dovuto al volume immerso ridotto di circa $V = 0.478\text{ m}^3$ comunque con un waterplane pieno, tenendo anche in considerazione il valore di $GM_t = 0.130\text{ m}$ che indica una stabilità iniziale positiva con una rotazione dello scafo piccola quindi lo scafo non sviluppa un momento molto grande. Tenendo quindi conto che lo scafo è di tipo sperimentale e a basso pescaggio è di solito atteso

un GMt positivo e contenuto quindi il valore trovato è coerente con la progettazione, il valore andrebbe poi monitorato per il carico e il bilanciamento in sede sperimentale in modo da garantirne una costante e quindi una stabilità ottimale.

Per quanto riguarda invece la stabilità longitudinale si nota come si riscontrano dei valori molto grandi rispetto ai risultati per la stabilità trasversale, infatti si ritrovano dei valori di BMI= 6.526 m e GMI= 6.388 m, per scafi lunghi la BMI risulta solitamente numericamente ampio come in questo caso ma è comunque un valore accettabile e coerente, l'avere un GMI molto più grande del valore di GMt implica che a piccoli angoli lo scafo è molto rigido longitudinalmente e quindi resiste molto al movimento di beccheggio “pitch” avendo un grande braccio metacentrico longitudinale il che è dato anche dal fatto che lo scafo presenta un volume immerso non molto grande. I risultati portano quindi alla conclusione che cambiamenti di trim per piccoli momenti saranno molto ridotti e conferma così i valori di MTT (moment to trim) riportati.

In conclusione quindi questi valori indicano un piano di galleggiamento relativamente pieno (Cwp elevato) associato a una pienezza volumetrica moderata ($C_b \approx 0,51$) e a un prismatico medio ($C_p \approx 0,64$), tipici di un modello sperimentale progettato per stabilità iniziale e per evitare eccessive variazioni di assetto al variare del carico. La stabilità iniziale trasversale risulta positiva ma contenuta ($GMt = 0,130$ m), mentre la rigidità longitudinale è elevata ($GMI = 6,388$ m), coerente con il piccolo volume immerso e la relativamente grande inerzia longitudinale del waterplane.

Si riporta per ultimo il grafico relativo alle aree immerse lungo l'asse longitudinale:

I(transverse)	0,128 m ⁴	I(longitudinal)	3,117 m ⁴
BMt	0,268 m	BMI	6,526 m
GMt	0,130 m	GMI	6,388 m
Mt	0,172 m	MI	6,430 m

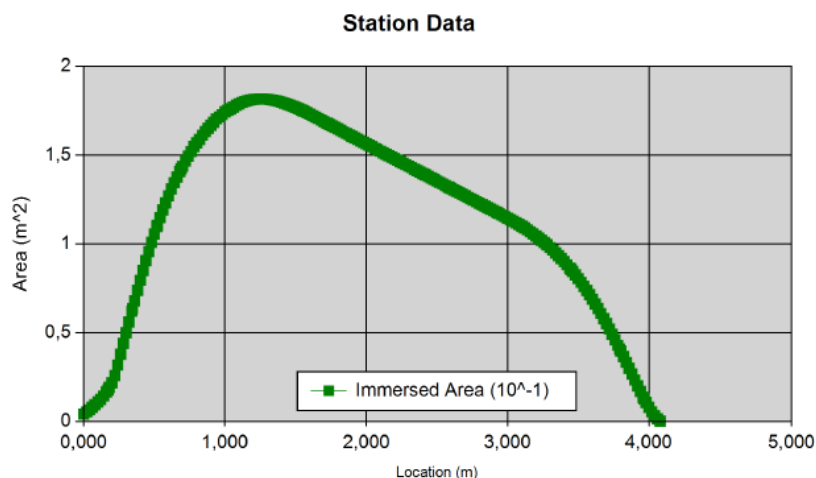


Figura 72

La curva mostra l'area immersa delle sezioni scalari in corrispondenza delle orca section lungo la lunghezza al galleggiamento ($LWL = 5,186$ m). L'integrale della curva $A(x)$ lungo LWL fornisce il volume immerso V che nel caso in esame corrisponde a circa 0.478 m³. Dal profilo si osserva un picco centrale corrispondente al ventre di galleggiamento detto "midship", con una riduzione progressiva verso prua e poppa dovuta alle entrate e ai run. La curva presenta una leggera asimmetria: il baricentro dei volumi immersi ($LCB = 1,898$ m dal riferimento) è posto a prua del midships (midships circa $2,593$ m), indicando una maggiore concentrazione di volume nella metà anteriore dello scafo. Questa distribuzione è coerente con i coefficienti idrostatici del modello ($C_b = 0,511$ $C_p = 0,643$) e con un waterplane relativamente pieno ($A_{wp} = 2,805$ m², $C_{wp} = 0,869$): un ventre centrale moderatamente pieno e prua con maggiore volumetria rispetto alla poppa spiegano il valore di C_p intermedio. L'area immersa pronunciata al centro favorisce stabilità iniziale trasversale e aumento della superficie bagnata influenzando la resistenza viscosa. La maggiore pienezza a prua rispetto alla poppa tende a spostare il LCB in avanti, con conseguenze su trim e reazione ai carichi longitudinali (coerente con il MTT e la rigidità longitudinale calcolata).

In ultimo si riporta la tabella che racchiude i dati associati alle sezioni per quanto riguarda l'area immersa e il girth ad esse associato:

Tabella 16

Location (m)	Immersed Area (m ²)	Immersed Girth (m)
0,000	0,004	0,232
0,020	0,005	0,261
0,040	0,007	0,288
0,060	0,008	0,313
0,080	0,009	0,339
0,100	0,011	0,363
0,120	0,013	0,383
0,140	0,014	0,406
0,160	0,017	0,430

Location (m)	Immersed Area (m^2)	Immersed Girth (m)
0,172	0,018	0,441
0,180	0,019	0,541
0,200	0,022	0,582
0,220	0,026	0,710
0,240	0,032	0,854
0,260	0,038	0,876
0,280	0,044	0,887
0,300	0,050	0,894
0,320	0,056	0,898
0,340	0,062	0,902
0,345	0,064	0,903
0,360	0,068	0,906
0,380	0,074	0,910
0,400	0,080	0,914
0,420	0,085	0,918
0,440	0,091	0,922
0,460	0,096	0,927
0,480	0,101	0,931
0,500	0,106	0,936
0,517	0,110	0,940
0,520	0,110	0,941
0,540	0,115	0,946
0,560	0,119	0,951
0,580	0,123	0,957
0,600	0,127	0,962
0,620	0,131	0,968
0,640	0,134	0,974
0,660	0,138	0,979

Location (m)	Immersed Area (m^2)	Immersed Girth (m)
0,680	0,141	0,985
0,690	0,142	0,988
0,700	0,144	0,991
0,720	0,147	0,998
0,740	0,149	1,004
0,760	0,152	1,011
0,780	0,155	1,018
0,800	0,157	1,024
0,820	0,159	1,030
0,840	0,161	1,038
0,860	0,163	1,045
0,862	0,163	1,045
0,880	0,165	1,051
0,900	0,167	1,058
0,920	0,168	1,065
0,940	0,170	1,073
0,960	0,171	1,079
0,980	0,173	1,086
1,000	0,174	1,093
1,020	0,175	1,099
1,034	0,176	1,103
1,040	0,176	1,104
1,060	0,177	1,111
1,080	0,178	1,117
1,100	0,179	1,123
1,120	0,180	1,129
1,140	0,180	1,135
1,160	0,181	1,140

Location (m)	Immersed Area (m^2)	Immersed Girth (m)
1,700	0,169	1,191
1,720	0,168	1,189
1,724	0,168	1,188
1,740	0,167	1,187
1,760	0,166	1,185
1,780	0,166	1,183
1,800	0,165	1,180
1,820	0,164	1,178
1,840	0,163	1,176
1,860	0,162	1,174
1,880	0,161	1,172
1,897	0,161	1,170
1,900	0,161	1,170
1,920	0,160	1,168
1,940	0,159	1,166
1,960	0,158	1,163
1,980	0,157	1,161
2,000	0,156	1,159
2,020	0,156	1,157
2,040	0,155	1,155
2,060	0,154	1,153
2,069	0,153	1,152
2,080	0,153	1,151
2,100	0,152	1,148
2,120	0,151	1,146
2,140	0,151	1,144
2,160	0,150	1,142
2,180	0,149	1,140

Location (m)	Immersed Area (m^2)	Immersed Girth (m)
2,200	0,148	1,138
2,220	0,147	1,136
2,240	0,146	1,134
2,241	0,146	1,133
2,260	0,145	1,131
2,280	0,145	1,129
2,300	0,144	1,127
2,320	0,143	1,125
2,340	0,142	1,123
2,360	0,141	1,121
2,380	0,140	1,119
2,400	0,140	1,117
2,414	0,139	1,115
2,420	0,139	1,114
2,440	0,138	1,112
2,460	0,137	1,110
2,480	0,136	1,108
2,500	0,135	1,106
2,520	0,135	1,104
2,540	0,134	1,102
2,560	0,133	1,100
2,580	0,132	1,097
2,586	0,132	1,097
2,600	0,131	1,095
2,620	0,130	1,093
2,640	0,130	1,091
2,660	0,129	1,089
2,680	0,128	1,087

Location (m)	Immersed Area (m ²)	Immersed Girth (m)
2,700	0,127	1,085
2,720	0,126	1,083
2,740	0,125	1,080
2,759	0,125	1,078
2,760	0,125	1,078
2,780	0,124	1,076
2,800	0,123	1,074
2,820	0,122	1,072
2,840	0,121	1,070
2,860	0,120	1,068
2,880	0,120	1,065
2,900	0,119	1,063
2,920	0,118	1,061
2,931	0,117	1,060
2,940	0,117	1,059
2,960	0,116	1,057
2,980	0,115	1,055
3,000	0,115	1,053
3,020	0,114	1,051
3,040	0,113	1,048
3,060	0,112	1,044
3,080	0,111	1,040
3,100	0,110	1,036
3,103	0,110	1,035
3,120	0,109	1,031
3,140	0,108	1,026
3,160	0,107	1,021
3,180	0,106	1,015

Location (m)	Immersed Area (m ²)	Immersed Girth (m)
3,200	0,105	1,009
3,220	0,103	1,003
3,240	0,102	0,996
3,260	0,101	0,989
3,276	0,100	0,983
3,280	0,099	0,981
3,300	0,098	0,973
3,320	0,097	0,965
3,340	0,095	0,956
3,360	0,093	0,947
3,380	0,092	0,937
3,400	0,090	0,927
3,420	0,088	0,916
3,440	0,086	0,904
3,448	0,086	0,900
3,460	0,085	0,892
3,480	0,083	0,879
3,500	0,080	0,866
3,520	0,078	0,851
3,540	0,076	0,836
3,560	0,074	0,820
3,580	0,071	0,803
3,600	0,069	0,785
3,621	0,066	0,765
3,640	0,064	0,745
3,660	0,061	0,724
3,680	0,058	0,702
3,700	0,055	0,679

Location (m)	Immersed Area (m ²)	Immersed Girth (m)
3,720	0,052	0,654
3,740	0,049	0,629
3,760	0,046	0,603
3,780	0,043	0,576
3,793	0,041	0,557
3,800	0,040	0,548
3,820	0,037	0,519
3,840	0,033	0,489
3,860	0,030	0,458
3,880	0,027	0,427
3,900	0,023	0,395
3,920	0,020	0,362
3,940	0,017	0,328
3,960	0,014	0,295
3,966	0,013	0,285
3,980	0,011	0,261
4,000	0,008	0,226
4,020	0,005	0,190
4,040	0,003	0,151
4,060	0,001	0,105
4,080	0,000	0,036

Il parametro immersed girth rappresenta la lunghezza del contorno immerso di ciascuna sezione trasversale. Integrando i valori di girth lungo l'asse longitudinale si ottiene la Superficie Bagnata complessiva (Wetted Surface Area), che nel modello in analisi risulta pari a 3,975 m².

La distribuzione del girth lungo la LWL mostra un andamento analogo a quello delle aree immerse:

- In corrispondenza del ventre centrale (midship) il girth assume i valori massimi, in accordo con la maggiore sezione immersa.
- Verso prua e verso poppa i valori decrescono progressivamente, fino ad annullarsi in corrispondenza delle estremità.
- L'andamento risulta pressoché simmetrico, con leggere differenze dovute alla distribuzione volumetrica che porta il baricentro dei volumi immersi (LCB = 1,898 m) leggermente avanzato rispetto al punto di mezzo nave circa 2,593 m.

Si considera il modello quindi valido per la realizzazione e adatto al galleggiamento.

FONTI BIBLIOGRAFICHE

1. Tiannan, X.U. Application of Air Lubrication Drag Reduction Technology at Home and Abroad. *Ship Boat* **2021**, 32, 69–74.
2. Min, T.; Kim, J. Effects of Hydrophobic Surface on Skin-friction Drag. *Phys. Fluids* **2004**, 16, 55–58.
3. Ohlendorf, D.; Interthal, W.; Hoffmann, H. Surfaetant Systems for Drag Reduction: Physico-chemical Properties and Rheological Behaviour. *Rheologica Acta* **1986**, 25, 468–486.
4. Lin, J.C.; Ash, R.L. Wall Temperature Control of Low-Speed Body Drag. *J. Aircraft* **1986**, 23, 93–94.
5. Elbing, B.R.; Winkel, E.S.; Lay, K.A.; Ceccio, S.L.; Dowling, D.R.; Perlin, M. Bubble-induced Skin-friction Drag Reduction and the Abrupt Transition to Air-layer Drag Reduction. *J. Fluid Mech.* **2008**, 612, 201–236.
6. McCormick, M.E.; Bhattacharya, R. Drag Reduction of a Submersible Hull by Electrolysis. *Nav. Eng. J.* **1973**, 85, 11–16.
7. Mizokami, S.; Kawakita, C.; Kodan, Y.; Takano, S.; Higasa, S.; Shigenaga, R. Experimental Study of Air Lubrication Method and Verification of Effects on Actual Hull by Means of Sea Trial. *Mitsubishi Heavy Ind. Tech. Rev.* **2010**, 47, 41–47.
8. Pavlov, G.A.; Yun, L.; Bliault, A.; He, S.L. *Air Lubricated and Air Cavity Ships: Development, Design, and Application*; Springer: New York, NY, USA, 2020; p. 28.
9. Silberschmidt, N.; Tasker, D.; Pappas, T.; Johanneson, J. Silverstream System—Air Lubrication Performance Verification and Design Development. In *Proceedings of the HIPER 2016 Conference*, Cortana, Italy, 12–19 October 2016.
10. Kumagai, I.; Takahashi, Y.; Murai, Y. Power-saving Device for Air Bubble Generation using a Hydrofoil to Reduce Ship Drag: Theory, Experiments and Application to Ships. *Ocean Eng.* **2015**, 95, 183–194.
11. Makiharju, S.A.; Perlin, M.; Ceccio, S.L. On the Energy Economics of Air Lubrication Drag Reduction. *Int. J. Nav. Archit. Ocean. Eng.* **2012**, 4, 412–422.
12. Ceccio, S.L. Friction Drag Reduction of External Flows with Bubble and Gas Injection. *Annu. Rev. Fluid Mech.* **2010**, 42, 183–203.
13. Matveev, K.I.; Perry, N.I.; Mattson, A.W.; Chaney, C.S. Development of a Remotely Controlled Testing Platform with Low-Drag Air-Ventilated Hull. *J. Mar. Sci. Appl.* **2015**, 14, 25–29.

14. Abolfazls, S.; Leer-Andersen, M.; Bensow, R.E.; Norrby, J. Hydrodynamics of a Displacement Air Cavity Ship. In Proceedings of the 29th Symposium on Naval Hydrodynamics, Gothenburg, Sweden, 26–31 August 2012.
15. Mäkiharju, S.A.; Ceccio, S.L. On Multi-Point Gas Injection to form an Air Layer for Frictional Drag Reduction. *Ocean Eng.* **2018**, *147*, 206–214.
16. Mäkiharju, S.A.; Lee, I.-H.R.; Filip, G.P.; Maki, K.J.; Ceccio, S.L. The Topology of Gas Jets Injected Beneath a Surface and Subject to Liquid Cross-Flow. *J. Fluid Mech.* **2017**, *818*, 141–183.
17. Zverkhovskiy, O. Ship Drag Reduction by Air Cavities. Ph.D. Thesis, Delft University of Technology, Delft, NL, USA, 2014.
18. Wu, H.; Dong, W.-C.; Ou, Y.-P. Experimental Study of Flow Field Characteristics and Air Distribution Strategies on a Flat Plate With Air Injection. *J. Harbin Eng. Univ.* **2016**, *37*, 1220–1226.
19. Matveev, K.I.; Burnett, T.J.; Ockfen, A.E. Study of Air-Ventilated Cavity Under Model Hull on Water Surface. *Ocean Eng.* **2009**, *36*, 930–940.
20. Huang, H.; He, S.; Gao, L.; Shi, X.; Zhang, C.; Xu, Q. Reduction of Friction Drag by Gas injection in a High-Reynolds-Number Flat-Plate Turbulent Boundary Layer. *Shipbuild. China* **2018**, *59*, 1–15.
21. Jang, J.; Choi, S.H.; Ahn, S.-M.; Kim, B.; Seo, J.S. Experimental Investigation of Frictional Resistance Reduction with Air Layer on the Hull Bottom of a Ship. *Int. J. Nav. Arch. Ocean* **2014**, *6*, 363–379.
22. Sindagi, S.; Vijayakumar, R.; Saxena, B.K. Experimental Investigation on Ship's Model in Carrying out Energy Economics of BDR/ALS methodology. *Ships Offshore Struc.* **2021**, *17*, 1437–1446.
23. Park, S.H.; Lee, I. Optimization of Drag Reduction Effect of Air Lubrication for a Tanker Model. *Int. J. Nav. Archit. Ocean. Eng.* **2018**, *10*, 427–438.
24. Park, H.J.; Tasaka, Y.; Murai, Y.; Oishi, Y. Vortical Structures Swept by a Bubble Swarm in Turbulent Boundary Layers. *Chem. Eng. Sci.* **2014**, *116*, 486–496.
25. Paik, B.-G.; Yim, G.-T.; Kim, K.-Y.; Kim, K.-S. The Effects of Microbubbles on Skin Friction in a Turbulent Boundary Layer Flow. *Int. J. Multiphas Flow* **2016**, *80*, 164–175.
26. Park, H.J.; Tasaka, Y.; Murai, Y. Bubbly Drag Reduction Investigated by Time-Resolved Ultrasonic Pulse Echography for Liquid Films Creeping inside a Turbulent Boundary Layer. *Exp. Therm. Fluid Sci.* **2019**, *103*, 66–77.

27. Oishi, Y.; Murai, Y. Horizontal Turbulent Channel Flow Interacted by a Single Large Bubble. *Exp. Therm. Fluid Sci.* **2014**, *55*, 128–139.
28. Madavan, N.K.; Deutsch, S.; Merkle, C.L. Reduction of Turbulent Skin Friction by Microbubbles. *Phys. Fluids* **1984**, *27*, 356–363.
29. Madavan, N.K.; Deutsch, S.; Merkle, C.L. Measurements of Local Skin Friction in a Microbubble-Modified Turbulent Boundary Layer. *J. Fluid Mech.* **1985**, *156*, 237–256.
30. Guin, M.M.; Kato, H.; Yamaguchi, H.; Maeda, M.; Miyanaga, M. Reduction of Skin Friction by Microbubbles and Its Relation with near Wall Bubble Concentration in a Channel. *J. Mar. Sci. Tech. Jpn.* **1996**, *1*, 241–254.
31. Sanders, W.C.; Winkel, E.S.; Dowling, D.R.; Perlin, M.; Ceccio, S.L. Bubble Friction Drag Reduction in a High-Reynolds-Number Flat-Plate Turbulent Boundary Layer. *J. Fluid Mech.* **2006**, *552*, 353.
32. Cai, C.-f. Theoretical Analysis and Experiments of Ship Drag Reduction by Microbubble. Master's Thesis, Wuhan University of Technology, Wuhan, China, 2003.
33. Sayyaadi, H.; Nematollahi, M. Determination of Optimum Injection Flow Rate to Achieve Maximum Micro Bubble Drag Reduction in Ships; an Experimental Approach. *Sci. Iran.* **2013**, *20*, 535–541.
34. Wu, S.-J.; Ouyang, K.; Shiah, S.-W. Robust Design of Microbubble Drag Reduction in a Channel Flow Using the Taguchi Method. *Ocean Eng.* **2008**, *35*, 856–863.
35. Kato, H.; Miura, K.; Yamaguchi, H.; Miyanaga, M. Experimental Study on Microbubble Ejection Method for Frictional Drag Reduction. *J. Mar. Sci. Tech. Jpn.* **1998**, *3*, 122–129.
36. Kawakita, C.; Hamada, T. Experimental Investigation on Influence of Inclination and Curved Surface of Ship Bottom in Air Lubrication Method. In Proceedings of the ASME-JSME-KSME 2019 8th Joint Fluids Engineering Conference, San Francisco, CA, USA, 28 July 2019.
37. Fontaine, A.A.; Deutsch, S. The Influence of the Type of Gas on the Reduction of Skin Friction Drag by Microbubble Injection. *Exp. Fluids* **1992**, *13*, 128–136.
38. Song, W.-C.; Wang, C.; Wei, Y.-J.; Lu, L.-R. Influences of Microbubble and Homogeneous Polymer on Drag Reduction Characteristics of Axisymmetric Body. *Acta Armamentari* **2018**, *39*, 1151–1158.
39. Zhao, X.; Zong, Z. Experimental and numerical studies on the air-injection drag reduction of the ship model. *Ocean Eng.* **2022**, *251*, 111032.

40. Ye, Q.; Dong, W.; Ou, Y. An Experimental Study of the Flow Field Around the Flat Plate with Air Injection. *J. Harbin Eng. Univ.* **2014**, *35*, 25–29.
41. Sato, T.; Nakatani, T.; Takeshita, M.; Tsuchiya, Y.; Miyata, H. Experimental Study on Friction Reduction of a Model Ship by Air Lubrication. *J. Jpn. Soc. Nav. Archit. Ocean. Eng.* **1997**, *182*, 121–128.
42. Mäkiharju, S.A.; Elbing, B.R.; Wiggins, A.; Schinasi, S.; Vanden-Broeck, J.-M.; Perlin, M.; Dowling, D.R.; Ceccio, S.L. On the Scaling of Air Entrainment from a Ventilated Partial Cavity. *J. Fluid Mech.* **2013**, *732*, 47–76.
43. Arndt, R.E.A.; Hambleton, W.T.; Kawakami, E.; Amromin, E.L. Creation and Maintenance of Cavities Under Horizontal Surfaces in Steady and Gust Flows. *J. Fluids Eng.* **2009**, *131*, 111301.
44. Matveev, K.I. On the Limiting Parameters of Artificial Cavitation. *Ocean Eng.* **2003**, *30*, 1179–1190.
45. Slyozkin, A.; Atlar, M.; Sampson, R.; Seo, K.-C. An Experimental Investigation into the Hydrodynamic Drag Reduction of a Flat Plate Using Air-Fed Cavities. *Ocean Eng.* **2014**, *76*, 105–120.
46. Hao, W.U.; Yongpeng, O.; Qing, Y.E. Experimental Study of Air Layer Drag Reduction on a Flat Plate and Bottom Hull of a Ship with Cavity. *Ocean Eng.* **2019**, *183*, 236–248.
47. Wu, H.; Ou, Y.-P. Experimental Study of Air Layer Drag Reduction with Bottom Cavity for A Bulk Carrier Ship Model. *China Ocean Eng.* **2019**, *33*, 554–562.
48. Cucinotta, F.; Guglielmino, E.; Sfravara, F. An Experimental Comparison Between Different Artificial Air Cavity Designs for a Planing Hull. *Ocean Eng.* **2017**, *140*, 233–243.
49. Amromin, E.L.; Metcalf, B.; Karafiath, G. Synergy of Resistance Reduction Effects for a Ship with Bottom Air Cavity. *J. Fluids Eng.* **2011**, *133*, 1–7.
50. Elbing, B.R.; Mäkiharju, S.; Wiggins, A.; Perlin, M.; Dowling, D.R.; Ceccio, S.L. On the Scaling of Air Layer Drag Reduction. *J. Fluid Mech.* **2013**, *717*, 484–513.