



Università Politecnica delle Marche

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria meccanica

**Analisi e caratterizzazione delle sorgenti
termiche all'interno di un separatore centrifugo
ad asse orizzontale**

**Analysis and characterization of thermal sources
inside a horizontal axis centrifugal separator**

Relatore:

Marco Sasso

Candidato:

Paci Mauro

Correlatore:

Ing. Simone Stroppa

INDICE

Capitolo 1 Introduzione	1
1.1 introduzione	1
1.2 normative vigenti sull'olio extra vergine di oliva	2
1.3 obbiettivo dello studio	3
1.4 l'azienda	4
Capitolo 2 Tecniche di estrazione dell'olio di oliva	5
2.1 generalità sugli impianti oleari.....	5
2.2 estrazione per pressione	8
2.4 estrazione per centrifugazione.....	10
2.5 estrazione per percolamento.....	13
Capitolo 3 Il decanter centrifugo	15
3.1 principio di funzionamento e generalità costruttive.....	15
Capitolo 4 Bilancio energetico di un decanter	22
4.1 consumo energetico di un decanter	22
4.2 accelerazione del prodotto.....	22
4.2.1 perdite viscosse in accelerazione	25
4.2.3 perdite di energia cinetica	26
4.3 trasporto dei solidi	26
4.4 drag aerodinamico	28
4.5 perdite lungo la trasmissione meccanica.....	30
4.5.1 Cinematica.....	30
4.5.2 Flussi di potenza.....	31
4.5.3 Carichi sugli alberi	33
4.5.4 Reazioni sui cuscinetti.....	35
4.5.5 Caratteristiche dei lubrificanti	41
4.5.6 Perdite sui cuscinetti volventi.....	41
4.5.7 Perdite sulle tenute	47
4.5.8 Perdite sulle trasmissioni a cinghia	50
4.5.9 Perdite sul riduttore	52

4.6	risultati del bilancio energetico	52
Capitolo 5 Analisi termica		54
5.1	Trasmissione del calore	54
5.2	definizione dei parametri termofisici dei materiali	55
5.3	stima dei coefficienti di convezione.....	56
5.3.1	Tamburo e riduttore	57
5.3.2	Copertura esterna.....	57
5.3.3	Fondo del tamburo lato liquidi	58
5.3.4	Elica della coclea	58
5.3.5	Coperchi delle volute.....	58
5.3.6	Altre zone	58
Capitolo 6 Modello FEM.....		59
6.1	modelli semplificati delle geometrie.....	59
6.2	set-up del modello di riferimento	66
6.3	risultati del modello di riferimento	77
6.4	geometria ridotta	80
6.5	set up del modello ridotto	81
6.5	comparazione risultati dei due modelli	83
Capitolo 7 Approccio parametrico.....		89
7.1	Design Of Experiment.....	89
7.2	definizione dei parametri.....	93
7.3	response surface	95
Capitolo 8 Risultati		113
8.1	Elaborazione dei risultati.....	113
Capitolo 9 Conclusioni		120
Capitolo 10 Sviluppi futuri		121
appendice A		124
appendice B.....		126
Ringraziamenti.....		129

1.1 INTRODUZIONE

Fin dai tempi antichi, l'olio di oliva, ha caratterizzato la dieta di tutti i popoli dei paesi che si affacciano sul bacino del Mediterraneo, in quanto se ne può trovare traccia in moltissime opere classiche come l'Odissea e in moltissimi reperti archeologici. La coltivazione degli ulivi si deve prima ai Fenici e poi ai Greci e ai Romani, che contribuirono alla espansione della coltura in tutti i territori allora conquistati dall'impero.

Oggi l'ulivo è presente in quasi tutto il paesaggio italiano. Si stima che in Italia siano piantati circa 150000 alberi e che la superficie totale destinata all'olivicoltura sia di 1100000 ettari, l'Italia inoltre possiede 41 denominazioni DOP e un'IGP riconosciute dall'Unione europea.

Per dare un'idea della potenzialità dell'olivicoltura in Italia, se ben gestita, basta pensare che il nostro paese rappresenta lo 0.5% della superficie mondiale, e vanta la più grande compresenza di cultivar di olive al mondo, ne sono state censite ben 538, segue la Spagna con 70.

Ai giorni nostri in Italia una moltitudine di interessi è collegata al comparto dell'olio di oliva, infatti, oltre ai vasti riflessi economici connessi alla olivicoltura, vengono ad aggiungersi quelli degli oleifici, senza trascurare poi gli aspetti economici connessi con la lavorazione industriale delle sanse, la rettifica degli oli e le industrie derivate.

Per competere sul mercato internazionale, oggi invaso da moltissime frodi alimentari (basta pensare che nel 2019 la domanda mondiale di olio italiano o presunto tale è stata di circa 1000000 di tonnellate, mentre in Italia ne sono state prodotte soltanto 180000), è necessario che il prodotto italiano offra effettivi standard qualitativi superiori alla media. Per conciliare questa necessità ai quantitativi richiesti dal mercato è indispensabile il continuo sviluppo tecnologico atto a velocizzare l'estrazione dell'olio di oliva senza comprometterne le qualità.

Il processo che porta dalla raccolta all'estrazione, può essere causa dell'insorgere di difetti che alterano irrimediabilmente la qualità dell'olio di oliva. Questi difetti sono rilevabili attraverso panel test ed analisi chimiche i quali sono normati da severi regolamenti europei. In particolare, i difetti originabili dalle fasi di lavorazione del frutto sono due, la cui definizione formale è reperibile sul *Reg.(CE)2568/91*.

Il *difetto di riscaldamento* è un difetto sia olfattivo che gustativo, e dipende dal non corretto stoccaggio della materia prima “olive” una volta raccolta. Infatti, nel periodo di tempo che comprende le fasi che precedono la frangitura, si possono verificare fenomeni fermentativi della massa di olive, che si riscaldano, portando alla formazione di composti che conferiscono all’olio odori e sapori tipici di vegetali marcescenti.

Il *difetto di rancido* è caratteristico di oli ossidati. Risulta essere facilmente percepibile all’olfatto e soprattutto al gusto. L’insorgere di questo difetto è un processo naturale che avviene nelle sostanze che contengono acidi grassi insaturi, i quali sono sottoposti al processo di ossidazione che ne altera la struttura chimica.

Durante la lavorazione, nelle fasi post frangitura, si possono verificare situazioni per le quali l’esposizione alla luce, il contatto con l’ossigeno ed il riscaldamento delle paste, incrementano la velocità di ossidazione. Questo lavoro di tesi è fortemente legato all’insorgere di quest’ultimo difetto, in quanto si intende studiare come particolari costruttivi degli impianti di estrazione di nuova generazione possano influire sulla temperatura raggiunta dall’olio durante l’estrazione, dunque favorirne o meno l’ossidazione.

1.2 NORMATIVE VIGENTI SULL’OLIO EXTRA VERGINE DI OLIVA

L’olio d’oliva possiede qualità organolettiche e nutritive che gli permettono di stare sul mercato ad un prezzo relativamente elevato, rispetto alla maggior parte degli altri grassi vegetali.

Vista questa situazione di mercato, si è reso opportuno stabilire delle norme di commercializzazione per l’olio d’oliva, contenenti in particolare norme specifiche in materia di etichettatura; le quali, per evitare rischi di distorsione del mercato degli oli d’oliva commestibili, regolamentano alla designazione dell’origine esclusivamente per l’olio «extra vergine» di oliva e l’olio di oliva «vergine» rispondenti a precisi requisiti.

La normativa vigente raggruppa circa 24 parametri analitici sia chimici che sensoriali, che permettono di classificare il prodotto olio di oliva nelle sue classi merceologiche (extravergine, vergine, lampante, raffinato, ed altre ...).

Tale numero di parametri deriva dall’intensa attività di ricerca e di controllo che negli ultimi decenni si è sviluppata soprattutto in Europa. Ma il passo decisivo verso una definizione degli oli di oliva circostanziata e consistente è stato intrapreso dal legislatore europeo con l’adozione del *Regolamento (CE) 2568/91*.

Con questo intervento sono esplicitamente considerate le “caratteristiche fisico-chimiche” ed “organolettiche” dell’olio di oliva “per garantire la purezza e la

qualità dei prodotti” e sono proposti “i metodi comunitari di analisi chimica e valutazione organolettica”.

Quest’ultima, in particolare, è riconosciuta e disciplinata in termini di linguaggio, metodi e competenze. Le specifiche derivanti da analisi chimiche non si limitano più solo all’acidità; a questa si aggiungono altre 23 determinazioni e si affianca la valutazione organolettica, espressa come punteggio attribuito da un gruppo di assaggiatori selezionati (Panel test).

Ulteriori norme regolamentano le diciture relative al tipo di tecnologia impiegata ed alla temperatura massima raggiungibile durante il ciclo di estrazione, in particolare:

Il *Reg. CE 1019/2002 - Articolo 5*, prevede l’indicazione facoltativa “*prima spremitura a freddo*” riservandola agli oli ottenuti a una temperatura inferiore ai 27°C e attraverso un processo di spremitura meccanica della pasta di olive, con un sistema di estrazione dell’olio di tipo tradizionale con presse idrauliche.

Con “*estrazione a freddo*” si indicano oli lavorati a temperatura minore di 27°C, la cui estrazione avviene per mezzo di percolazione o centrifugazione della pasta di olive.

Sul rispetto di questa ultima normativa si basa questo lavoro di tesi, la quale, tuttavia non risulta propriamente applicabile al fine di definire un parametro qualitativo oggettivo relativo al ciclo di estrazione. Tale temperatura, fissata pari a 27°C, come dimostrato da diversi lavori scientifici, non risulta essere quella ottimale al fine di ottenere l’ottimo delle caratteristiche chimiche ed organolettiche che caratterizzano tutte le cultivar di olive, di questo verrà discusso nell’appendice A di questo elaborato.

1.3 OBIETTIVO DELLO STUDIO

Dalla pratica è noto che il processo di separazione solido-liquido mediante l’utilizzo di un decanter centrifugo, può essere causa di un lieve incremento di temperatura riscontrabile nei prodotti della separazione. Cosa che risulta generalmente ininfluente al fine della maggior parte dei processi industriali; mentre nel settore dell’estrazione di olio di oliva questo parametro diventa fondamentale, al fine di non compromettere le qualità del prodotto finito.

In tali applicazioni il decanter centrifugo è impiegato al fine separare il mosto oleoso, dai sottoprodotti costituenti la pasta di olive, quali acque vegetali e sanse.

L’obiettivo di questo studio è quello di determinare come le dispersioni dovute agli organi meccanici componenti la trasmissione di un decanter centrifugo, possano influenzare la temperatura del mosto oleoso estratto.

Al fine di non vincolare i risultati ottenuti ad una specifica macchina, dunque consentirne una più ampia validazione, lo studio è stato condotto parallelamente su due modelli di decanter differenti, per taglia, tecnologia di lavorazione, e capacità produttiva.

1.4 L'AZIENDA

Questo lavoro di tesi è stato condotto presso l'azienda Pieralisi MAIP, una storica azienda italiana, leader mondiale nel settore dell'estrazione di olio di oliva, che nel corso degli anni è stata protagonista di tutte le rivoluzioni tecnologiche che hanno caratterizzato il settore.



Figura 1- logo gruppo Pieralisi

L'azienda nasce dal genio di Adeodato Pieralisi, che nel 1888, fonda nel piccolo borgo di Monsano la prima officina dando vita ad una realtà produttiva a carattere familiare. Dal secondo dopoguerra, con la nascita della società M.A.I.P. Macchine Agricole Industriali Pieralisi, nella sede centrale di Jesi l'attività si indirizza, specializzandosi, verso la produzione delle prime macchine olearie.

Negli anni '60, grazie all'esperienza e ad un lungo processo di ricerca, l'azienda introduce il primo decanter per la lavorazione in continuo delle olive, che rivoluziona i sistemi tradizionali di estrazione dell'olio di oliva, permettendo alla Peralisi di conquistare i mercati nazionali e internazionali.

Ad oggi il Gruppo Peralisi è leader mondiale nella fornitura di sistemi centrifughi per la separazione in diversi settori dall'oleario al petrolchimico, organizzandosi in due grandi divisioni: Divisione Olio d'Oliva e Divisione Separation Solutions.

Il gruppo opera in diversi paesi, quali, Italia, Spagna, Grecia, Germania, Olanda, Stati Uniti, Brasile, Cina e Tunisia per un giro d'affari superiore a 110 milioni di Euro con una forza lavoro di oltre 550 addetti.



Figura 2- dislocazione delle sedi del gruppo nel mondo

CAPITOLO

2

TECNICHE DI ESTRAZIONE DELL'OLIO DI OLIVA

2.1 GENERALITÀ SUGLI IMPIANTI OLEARI

Il ciclo di estrazione dell'olio di oliva è composto principalmente da sei fasi le quali si succedono l'una all'altra in modo continuo o discontinuo.

- defogliazione
- lavaggio
- frangitura
- gramolazione
- separazione solido-liquido “mosto oleoso”
- separazione liquido-liquido “acqua vegetale – olio”

Le operazioni di defogliazione e lavaggio” servono a separare le olive da ramiglia, foglie, terra, e quant'altro possa essere arrivato all'impianto di estrazione, queste due fasi possono essere considerate come preliminari al ciclo di estrazione in quanto se ben riuscite le olive devono restare perfettamente integre, pur' essendo preliminari questi processi sono molto importanti inquanto la presenza di impurità nelle olive possono alterare irrimediabilmente la qualità del prodotto finito.

La prima fase del ciclo di estrazione vero e proprio è rappresentato dalla frangitura, nella quale le olive vengono frantumate al fine di liberare le micro gocce di olio contenute nei vacuoli della polpa, durante questa operazione

inevitabilmente viene frantumato anche il nocciolo il quale può essere estratto subito dopo la fase di frangitura o alla fine del processo di estrazione dalle sanse.

L'operazione di frangitura può essere realizzata utilizzando diversi sistemi quali frangitori a molazze, a dischi, o martelli, in base al tipo di frangitore utilizzato si ottengono diversi risultati



Figura 3- "A"frangitore a molazze "B" frangitore a martelli, "C" frangitore a dischi, "C" denocciolatore

I frangitori a molazze “A” sono composti da un basamento in granito sul quale ruotano due grandi dischi anch’essi in granito comunemente chiamati “molazze”, le olive vengono rilasciate sul basamento e vengono frantumate per compressione dovuta al passaggio delle molazze. Questa tecnica è stata quasi del tutto abbandonata a causa della forte ossidazione causata dall’esposizione all’aria e alla luce delle olive appena frante, inoltre risulta molto difficile controllare la granulometria delle parti di nocciolo frantumate, e l’uniformità di del risultato.

I frangitori a martelli “B” e a dischi “C” sono macchine di recente concezione, in entrambi i casi durante il processo le olive non vengono esposte alla luce e l’ossidazione è contenuta in quanto l’operazione avviene in un ambiente confinato. La differenza fondamentale fra i due metodi sta nell’azione meccanica esercitata sulle olive che si trovano costrette fra lo statore ed il rotore della macchina, e nel controllo della granulometria dei frammenti del nocciolo.

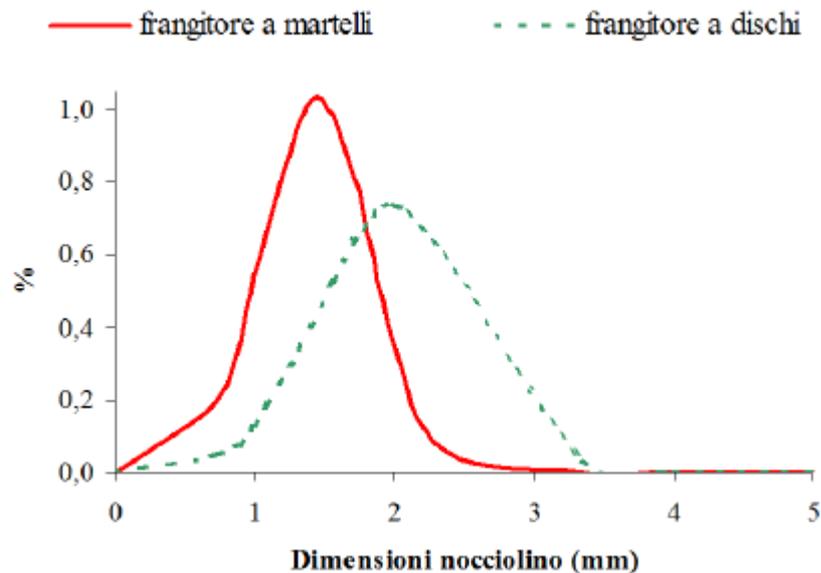


Figura 4- distribuzione della dimensione dei noccioli di olive in base al tipo di frangitore impiegato

Il controllo delle dimensioni dei noccioli presenti nella pasta può influenzare la conseguente operazione di gramolazione in quanto il nocciolino svolge una duplice funzione durante l'agitazione della pasta, da un lato svolge un'azione lacerante sui tessuti rimasti ancora integri durante la frangitura, dall' altro esplica un'azione drenante delle fasi liquide che agevolano la coalescenza dell'olio.

Come precedentemente accennato la fase di frangitura è seguita dalla fase di gramolazione, questa operazione serve a preparare la pasta di olive alla prima separazione solido-liquido. Le paste appena frante non possono essere avviate alla separazione in quanto l'olio è presente sotto forma di una finissima sospensione di micro gocce, le quali devono essere riunite il più possibile a formare gocce più grandi per renderne più agevole l'estrazione, questo fenomeno viene detto coalescenza.

Il processo di gramolazione classico avviene in apposite vasche chiamate "gramolatrici" nelle quali la pasta viene tenuta a temperatura controllata ed in costante movimento mediante un agitatore meccanico che ruota a bassa velocità, questo continuo rimescolamento della pasta è necessario al fine di favorire la coalescenza delle micro gocce di olio disperse nella pasta. Tale processo richiede tempo, ed in un impianto che può lavorare in continuo rappresenta il collo di bottiglia, motivo per cui è necessario scegliere con cura il tempo di gramolazione, il quale se troppo lungo può essere causa di una eccessiva ossidazione della pasta, il che inficia le qualità dell'olio, oltre al fatto di rallentare l'intero processo, mentre se troppo breve la coalescenza delle micro gocce sarà incompleta e la resa di estrazione scarsa. La scelta del tempo e della temperatura di gramolazione sono due parametri fondamentali, forse i più importanti di tutto il processo, la cui scelta è influenzata dal tipo di gramolatrice,

dalla particolare cultivar di olive, e da molti altri fattori i quali non sono oggetto di questo studio, che tuttavia si riflettono direttamente sulla qualità del prodotto finito.

La pasta gramolata è pronta per le successive fasi di separazione, che consistono in una prima fase di separazione del solido-liquidi, la quale può essere ottenuta utilizzando diverse tecniche:

- estrazione per pressione
- estrazione per centrifugazione
- estrazione per percolamento

Questa fase fornisce come risultato il mosto oleoso, più diversi sottoprodotti le cui caratteristiche dipendono dalla tecnica utilizzata.

In tutti i casi il mosto oleoso estratto dalla prima separazione viene inviato alla fase di separazione liquido-liquido realizzata mediante l'impiego di un separatore centrifugo ad asse verticale il quale separa il prodotto finito "l'olio di oliva" dai residui che non è stato possibile eliminare durante la prima separazione.

2.2 ESTRAZIONE PER PRESSIONE

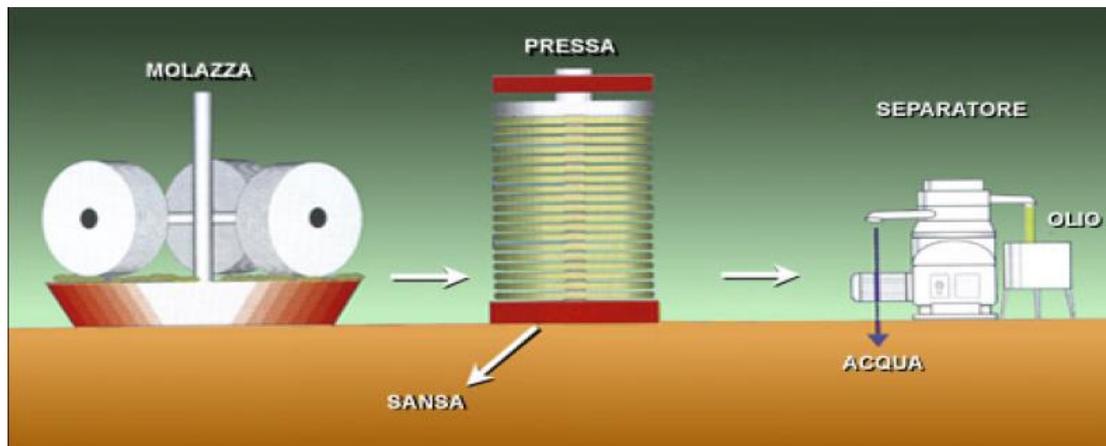


Figura 5- schema di impianto per estrazione per pressione

L'estrazione per pressione è uno dei metodi classici per la separazione del mosto d'olio dalle sanse, realizzata attraverso la filtrazione per effetto di una pressione. La pressione si attua tramite una pressa idraulica aperta disponendo la pasta su strati sottili intervallati a diaframmi filtranti "fiscoli" in una torre carrellata. Il dispositivo utilizzato per la costruzione della pila prevede un piatto circolare in acciaio con sponde leggermente rialzate e sagomate, carrellato per la movimentazione. Al centro del piatto è inserito un cilindro forato (detto foratina) che ha lo scopo di mantenere la pila in verticale e favorire il deflusso del mosto oleoso anche lungo l'asse centrale della pila.

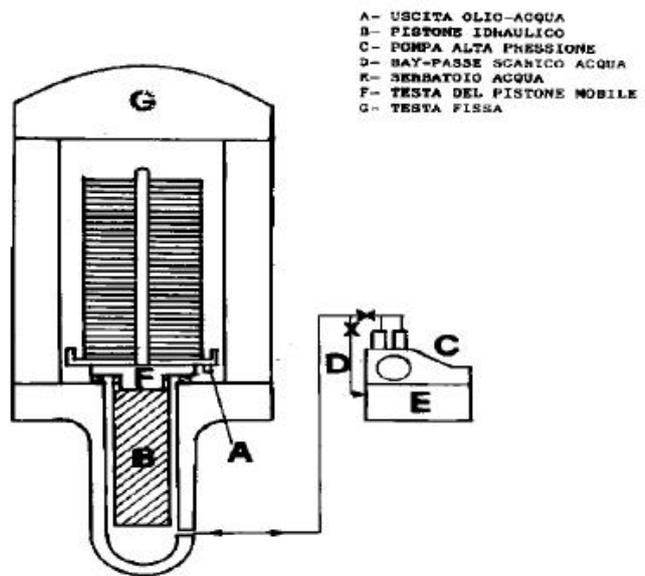


Figura 6- pressa utilizzata per la separazione del mosto

L'estrazione per pressione comprende una serie di fasi ben determinate e caratterizzate dalla discontinuità. Sul composto granulato viene applicata una pressatura che separa la porzione liquida dalla sansa. Il liquido che si forma dev'essere poi centrifugato al fine di ottenere una prima separazione dell'acqua dall'olio; la porzione eliminata è definita acqua di vegetazione. Il composto ricavato viene poi sottoposto a filtrazione dalla quale si ottiene l'olio vergine di oliva.

Dal punto di vista della qualità dell'olio, i lunghi tempi di esposizione della pasta all'aria e alla luce, durante tutta la lavorazione, porta a pesanti fenomeni di ossidazione e ad un inizio di decomposizione dei polifenoli, generalmente presenti già in minor quantità negli oli ottenuti con questo metodo di estrazione, rispetto ad un sistema continuo; le conseguenze sono l'aumento di acidità, del numero dei perossidi, irrancimento, perdite di colore, ed altri difetti associabili all'ossidazione. Da un impianto di questo tipo sarà più facile ottenere un olio meno carico in colore, dal sapore meno piccante e più dolce, ma nello stesso tempo meno protetto naturalmente a causa del basso contenuto di antiossidanti, quindi di minor conservabilità.

I vantaggi dell'estrazione per pressione sono i seguenti:

- buona qualità delle sanse
- bassi consumi di energia e acqua e costi fissi contenuti
- bassi quantitativi d'acqua di vegetazione da smaltire
- bassa carica inquinante dell'acqua di vegetazione

Gli svantaggi sono i seguenti:

- costi rilevanti per l'impiego della manodopera

- oneri derivanti dalla difficoltà di pulizia dei diaframmi filtranti
- funzionamento a ciclo discontinuo
- rischio di peggioramento della qualità in caso di cattiva pulizia dei diaframmi
- olio di qualità non particolarmente elevata

2.4 ESTRAZIONE PER CENTRIFUGAZIONE

La tecnica di estrazione per centrifugazione, al suo ingresso nel mercato venne largamente contrastata a causa delle rese lievemente inferiori al processo di pressatura, problema che attualmente è stato largamente superato grazie al grande sviluppo tecnologico operato su questi sistemi, che oggi consentono valori di resa di estrazione comparabili se non superiori al sistema per pressatura.

Al giorno d'oggi si tratta del metodo di più larga diffusione perché permette di superare i molteplici svantaggi associati all'estrazione per pressatura, e consente una migliore organizzazione aziendale grazie al grande grado di automazione raggiunto da questo tipo di impianti. Il cuore e la principale differenza con il metodo precedente sta nel fatto che la pasta di olive anziché essere pressata viene inviata in una macchina centrifuga ad asse orizzontale "decanter". Il quale sfruttando il differente peso specifico delle componenti della pasta di olive, ne separa due o tre fasi.

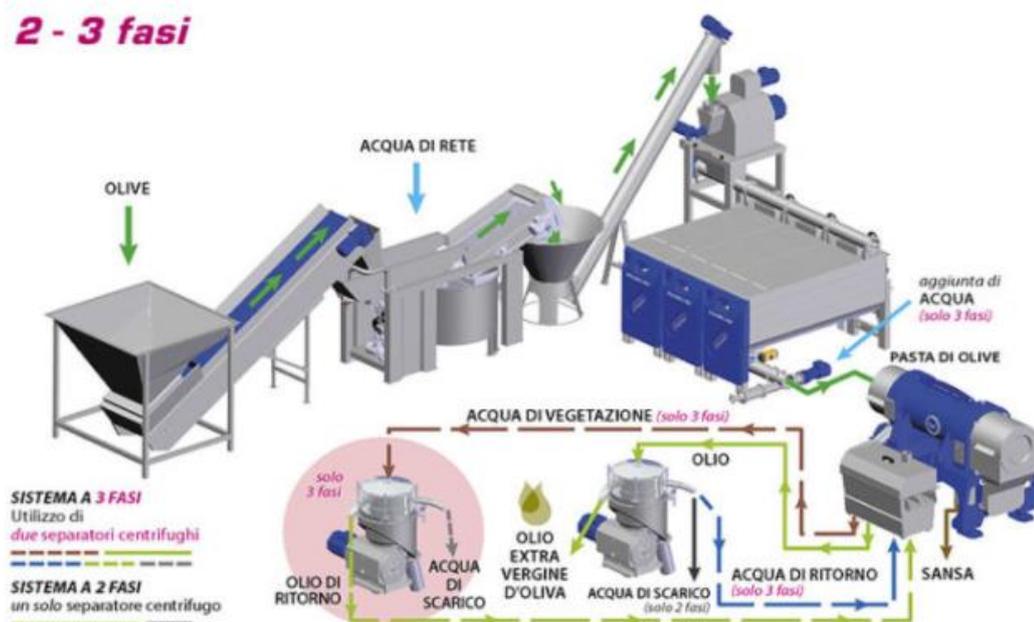


Figura 7- schema di impianto di estrazione per centrifugazione

A seconda delle specifiche tecniche della macchina e del tipo di lavorazione che si vuole effettuare si distinguono tre famiglie fondamentali di decanter.

- Decanter a tre fasi
- Decanter a due fasi
- Decanter multifase “DMF”

Dal punto di vista costruttivo tutte le famiglie di decanter sono simili, quello che le caratterizza è il tipo di lavorazione ed il modo in cui viene realizzato lo spillamento delle fasi separate dal tamburo.

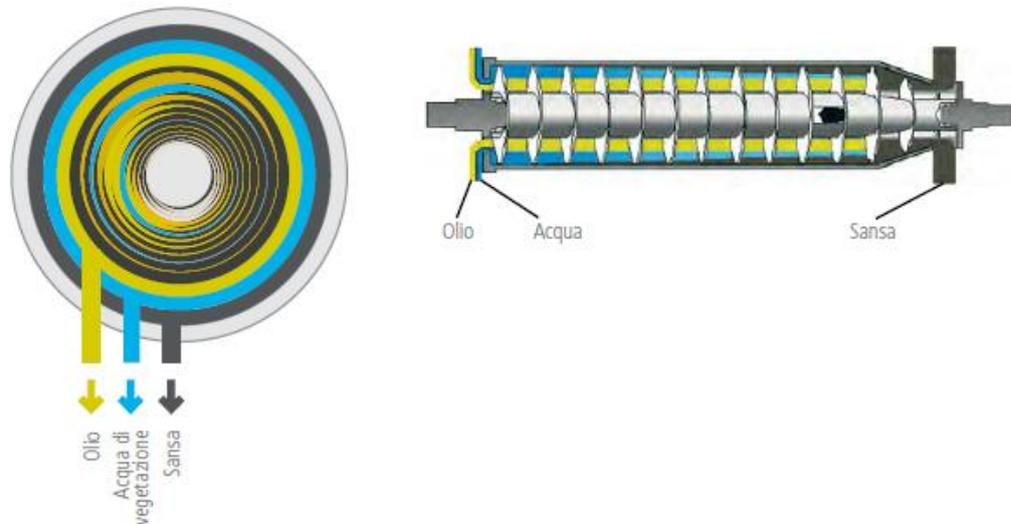


Figura 8- disposizione delle frazioni in un decanter a 3 fasi

I decanter a tre fasi rappresentano la prima generazione di decanter, è con questo tipo di macchina è stata introdotta tecnologia di estrazione per centrifugazione. In questo caso il sistema separa tre frazioni dalla pasta di olive:

- le sanse a basso contenuto di umidità
- il mosto oleoso, contenente una piccola quantità di acqua
- l’acqua di vegetazione, contenente una piccola quantità di olio

Questo sistema richiede la diluizione della pasta di olive con acqua il che porta a considerevoli problematiche, come elevati consumi idrici e la conseguente produzione di elevati quantitativi di acque di vegetazione le quali necessitano di un apposito ciclo di smaltimento. L’acqua aggiunta per diluire la pasta ha inoltre un’azione di lavaggio della pasta di olive, la quale porta ad una considerevole diminuzione dei polifenoli contenuti nell’olio, ciò è dovuto al fatto che tali composti sono idrosolubili, dunque la parte che si discioglie nell’acqua viene inevitabilmente persa portando ad una minore qualità dell’olio estratto.

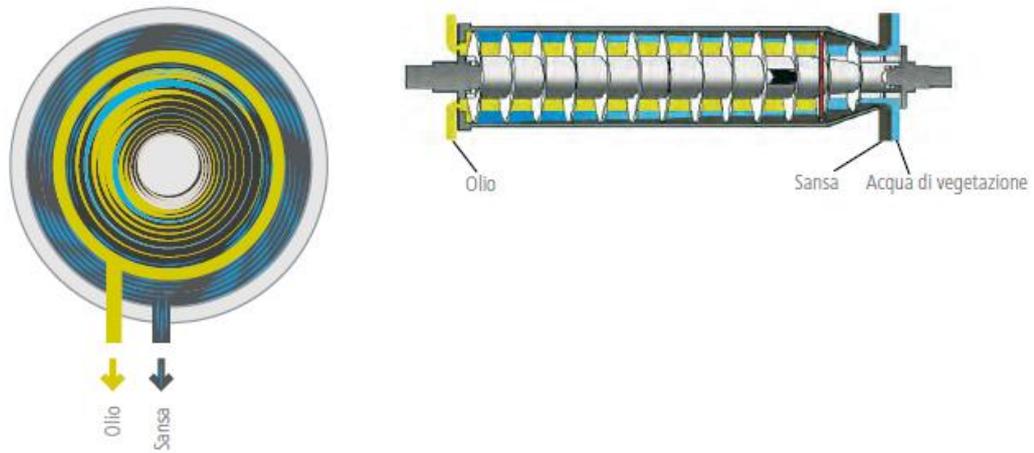


Figura 9 - disposizione delle frazioni in un decanter a 2 fasi

I decanter a due fasi rappresentano il secondo step evolutivo della tecnologia di estrazione per centrifugazione, essi nascono per ovviare agli inconvenienti del sistema a tre fasi. La tecnica a due fasi consente di lavorare senza aggiunta di acqua alla pasta di olive, in questo caso il decanter separa due sole frazioni:

- le sanse e l'acqua di vegetazione
- il mosto d'olio, contenente una piccola quantità d'acqua

Tale metodo annulla il problema del dilavamento della pasta di olive, garantendo dunque una miglior qualità dell'olio estratto. Presenta però il difetto di produrre sanse eccessivamente umide in quanto l'acqua vegetale non viene più scaricata separatamente ma viene scaricata insieme alla sansa. Queste sanse generalmente hanno uno scarso valore merceologico, in quanto la grande percentuale di umidità rende l'essiccazione economicamente poco conveniente.

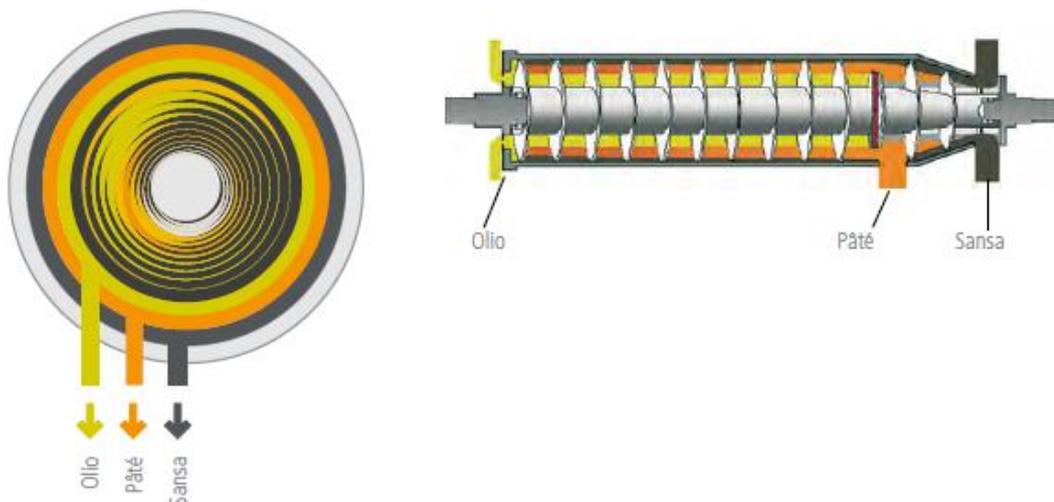


Figura 10 - disposizione delle frazioni in un decanter DMF

Al giorno d'oggi esiste un terzo tipo di decanter, detto "a due fasi e mezzo", questa tecnologia "Decanter Multi Fase - DMF" realizzata e brevettata dalla Pieralisi nasce per riassumere i pregi delle due tecniche di lavorazione viste in precedenza. Un decanter che implementa la tecnologia DMF è in grado di lavorare senza aggiunta di acqua come avviene nel sistema a 2 fasi, tuttavia separa la pasta in 3 frazioni come nella lavorazione a 3 fasi, che in questo caso sono

- sanse a basso contenuto di umidità
- mosto oleoso, contenente una piccola quantità d'acqua
- acqua di vegetazione mista a polpa e buccia delle olive comunemente detta patè.

I vantaggi di questa tecnologia sono molteplici, in quanto non dovendo diluire la pasta con acqua il problema del dilavamento dei polifenoli non si manifesta, si ottiene dunque una miglior qualità dell'olio estratto, inoltre si ottiene una diminuzione del consumo idrico dell'impianto. Le sanse ed il patè hanno un buon valore commerciale in quanto le sanse a basso contenuto di umidità sono materia prima di ottima qualità per i sansifici, mentre il patè può essere utilizzato in diversi settori dall'alimentare allo zootecnico.

Complessivamente, il bilancio tra i vantaggi e gli svantaggi del sistema di estrazione per centrifugazione si riassume nei seguenti punti.

Vantaggi

- grande produttività
- ridotto fabbisogno di lavoro grazie all'automazione
- buona qualità dell'olio per il basso grado di ossidazione e la facilità di pulizia
- facile scalabilità delle soluzioni impiantistiche

Svantaggi

- elevati consumi energetici
- elevati costi di manutenzione
- costi di smaltimento dei reflui legati all'acqua di vegetazione "nel caso di lavorazione a tre fasi"
- difficoltà di gestione delle sanse "nel caso si lavori a due fasi"

2.5 ESTRAZIONE PER PERCOLAMENTO

Il metodo di estrazione per percolamento è stato prodotto e brevettato dall'azienda Rapanelli sotto il nome commerciale di "Sinolea", tale metodo in parte sostituisce anche la gramolazione, in quanto lo stadio Sinolea stesso prevede dei tempi di operazione durante i quali la gramolazione continua. In metodo, prevede che in modo continuativo una sequenza di fitti pettini, costituiti

da tante lamelle in acciaio inossidabile, vengano immerse nella pasta di olive e successivamente sollevate e lasciate gocciolare sopra specifici canali raccoglitori

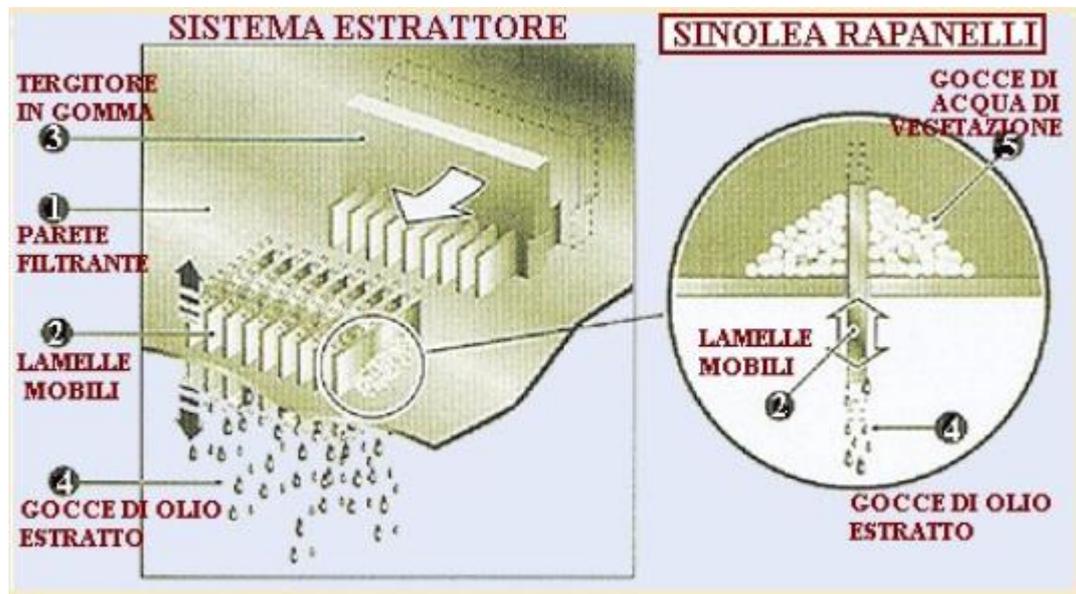


Figura 11 - principio di funzionamento dell'estrazione per percolamento

Grazie a proprietà fisiche specifiche legate alla tensione superficiale dei liquidi presenti nel sistema “olio ed acqua vegetale”, a queste lamelle si legano quasi esclusivamente goccioline di olio che quindi vengono separate dalla pasta di olive.

Questo metodo non si avvale di pressioni meccaniche o centrifugazioni ed è facile intuire che le sostanze proprie dell’olio extra vergine di oliva non vengono diluite in acque di processo come in alcuni dei nei metodi di estrazione prima descritti, pertanto la qualità dell’olio estratto dallo stadio Sinolea risulta essere molto elevata sia in termini di profumi e aromi che in termini che dal punto di vista chimico.

Questo metodo tuttavia presenta svantaggi considerevoli, tali da averne impedito la larga diffusione. Il primo è quello di non riuscire ad estrarre tutto l’olio extra vergine presente nella pasta; di conseguenza è necessario successivamente passare il residuo in un decanter a due o tre fasi, quindi non è un metodo che completa la fase di estrazione. Il secondo inconveniente è la quasi impossibilità di effettuare lavaggi macchina (se non con fermi impianto prolungato) per evitare che i residui di lavorazione precedenti guastino irreparabilmente la qualità dell’olio lavorato successivamente. Terzo ed ultimo inconveniente è la modesta portata di processo che difficilmente è conciliabile con le necessità di lavorare quantitativi di olive superiori a 25 q.li/h per linea di lavorazione, cosa che invece risulta possibile anche con piccoli sistemi di estrazione per centrifugazione.

IL DECANter CENTRIFUGO

3.1 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO E GENERALITÀ COSTRUTTIVE

Come precedentemente accennato il decanter centrifugo è una macchina che lavora sfruttando la differente densità delle frazioni comunemente dette “fasi” che compongono il fluido di alimentazione “feed” ottenendone la separazione.

Il fenomeno della separazione delle frazioni a differente densità avviene anche in natura sotto l’influenza del campo gravitazionale, principio secondo il quale funzionano le vasche di decantazione, nelle quali il composto di cui si vogliono separare le frazioni viene posto in grandi vasche, dove l’effetto della gravità farà sedimentare la frazione avente più alto peso specifico sul fondo, e le altre frazioni a più bassa densità a quote via via maggiori formando una struttura a fasce.

La parte più densa, rappresentata dal solido, sedimenta sul fondo il quale è composto da due zone, il “fondo” vero e proprio di forma rettangolare piana orizzontale che rappresenta la parte più bassa della vasca, e dalla “spiaggia” ossia una zona inclinata rispetto al piano del fondo di un certo angolo che si estende fino ad emergere dal battente liquido. Il solido viene asportato in modo continuo tramite un sistema di trasporto a catena sulla quale vengono montate delle pale che raschiano il solido dal fondo della vasca, trasportandolo lungo la spiaggia sulla quale il solido viene asciugato, compattato, e conseguentemente scaricato.

Mentre la frazione più leggera rappresentata dal liquido posizionato sul pelo libero della vasca, viene lasciato fuoriuscire ad una determinata quota tramite un semplice stramazzo. Il problema fondamentale di questa tecnologia sta nel tempo che si impiega a realizzare la separazione ad opera del campo gravitazionale terrestre, che come noto è caratterizzato da un valore di accelerazione fisso pari a $1g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

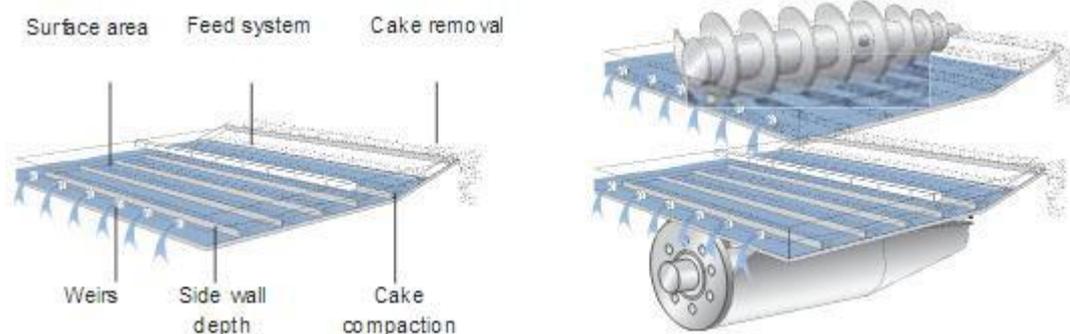


Figura 12 - idealizzazione di come passare da una vasca di decantazione ad un decanter centrifugo

Il decanter centrifugo funziona esattamente sfruttando lo stesso principio delle vasche di decantazione, tuttavia a velocità di processo migliaia di volte superiori. Ciò è possibile in quanto il decanter centrifugo non sfrutta l'accelerazione gravitazionale, bensì l'accelerazione centrifuga la quale è facilmente controllabile agendo sulla velocità di rotazione ed alcuni parametri geometrici della macchina.

Per semplificarne la comprensione è possibile pensare al decanter come ad una vasca di decantazione che viene arrotolata attorno ad un asse fino a formare un cilindro cavo con una estremità troncoconica detto "tamburo". Le pale del trasportatore a catena assumerebbero la forma di dischi i quali non consentirebbero un trasporto del solido in direzione assiale, dunque in questo caso sarà necessario adottare dei trasportatori aventi forma elicoidale molto simile ad una vite senza fine, ottenendo così un trasportatore a coclea.

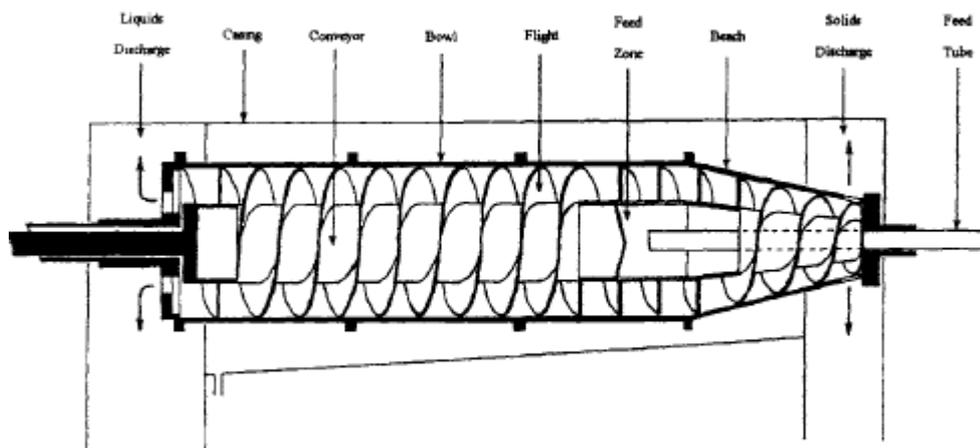


Figura 13- schema funzionale di un decanter centrifugo

A questo punto si è ottenuta quella che a tutti gli effetti è la forma grezza di un decanter centrifugo, ossia un cilindro cavo con una estremità tronco conica "tamburo", coassiale ad un trasportatore a coclea. I quali vengono messi in rotazione ad una certa velocità per dare origine al campo centrifugo. Per ottenere il trasporto in direzione assiale del solido, tamburo e coclea devono ruotare a velocità differenti, questa velocità relativa viene comunemente detta "velocità differenziale" o visto che si fa riferimento ad organi meccanici in rotazione a differente numero di giri "numero di giri differenziale", che per i decanter utilizzati negli impianti oleari si attesta su valori intorno ai 15-35 giri/min. mentre la velocità di rotazione del tamburo si attesta sui 3000-3500 giri/min, dando così origine ad accelerazioni centrifughe che vanno dai 2000 ai 3000 g a seconda del diametro del tamburo, ciò permette di far diminuire drasticamente il tempo di permanenza del prodotto all'interno del sistema, necessario alla separazione, passando dall'ordine di grandezza dei giorni a quello dei secondi.

Il composto di alimentazione “feed”, del quale si vogliono separare le frazioni a diversa densità, entra nel sistema da un tubo coassiale all’asse del tamburo che scarica il prodotto nella zona centrale del decanter. Qui viene bruscamente accelerato in direzione radiale da appositi dispositivi detti “acceleratori di alimentazione” della quale si discuterà più avanti nella trattazione.

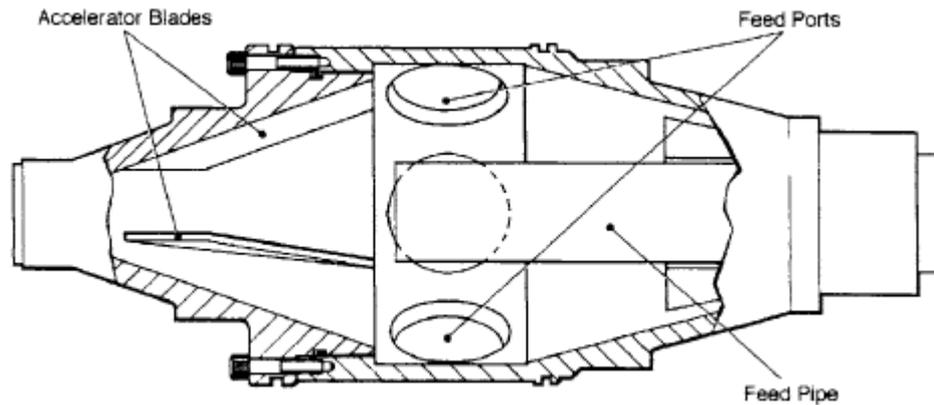


Figura 14 - esempio di acceleratore di alimentazione

Il fluido accelerato alla velocità del tamburo incontra il prodotto che già era presente nel tamburo, che quindi si è già in parte separato andando a formare una struttura simile a cilindri concentrici composti dalle frazioni avente differente densità, detta “stagno o piscina rotante”, la quale è composta da fase solida nella fascia più esterna, liquido leggero nella fascia più interna e fra i due strati si interpone una fascia composta dal liquido pesante.

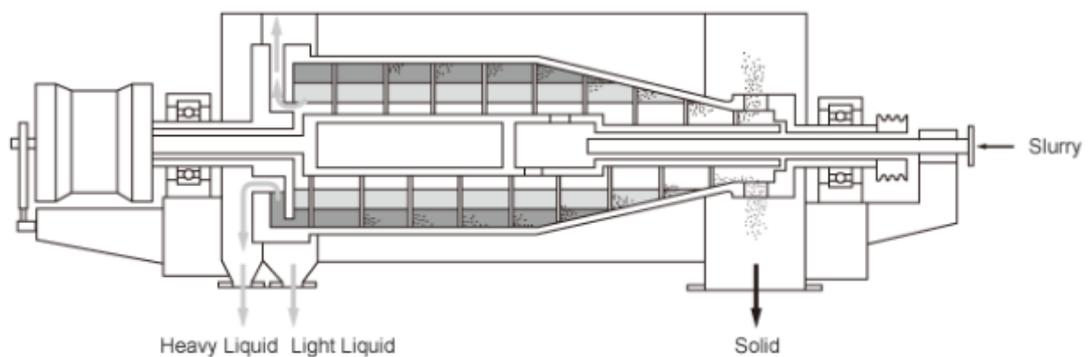


Figura 15 -schema funzionale di un decanter a 3 fasi

I liquidi vengono estratti dal tamburo ad una delle due estremità denominata “lato liquidi” sulla quale sono presenti delle aperture regolabili a diversa distanza dall’asse di rotazione i quali impongono i cosiddetti “raggi di stramazzo”, in base a questi viene controllata la profondità della piscina rotante, quindi la quantità di prodotto presente contemporaneamente nel sistema.

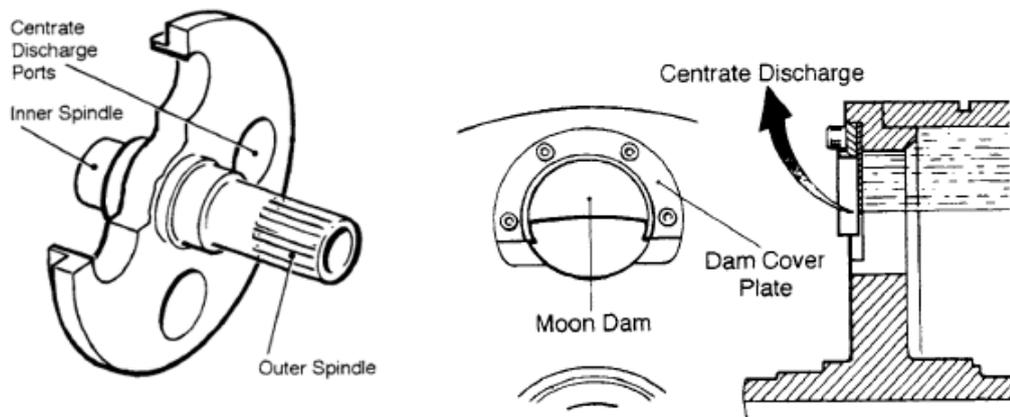


Figura 16 - esempio di uscite scarico liquidi

Il solido invece esce all'altro estremo del tamburo denominato "lato solidi", il raggio di scarico solidi è sempre minore del raggio del tamburo quindi per poter essere scaricato il solido dovrà risalire lungo la zona troncoconica detta "spiaggia", sulla quale avviene la disidratazione del solido. Parametri geometrici quali lunghezza ed inclinazione della spiaggia sono fondamentali al fine di ottenere un buon livello di disidratazione dei solidi.

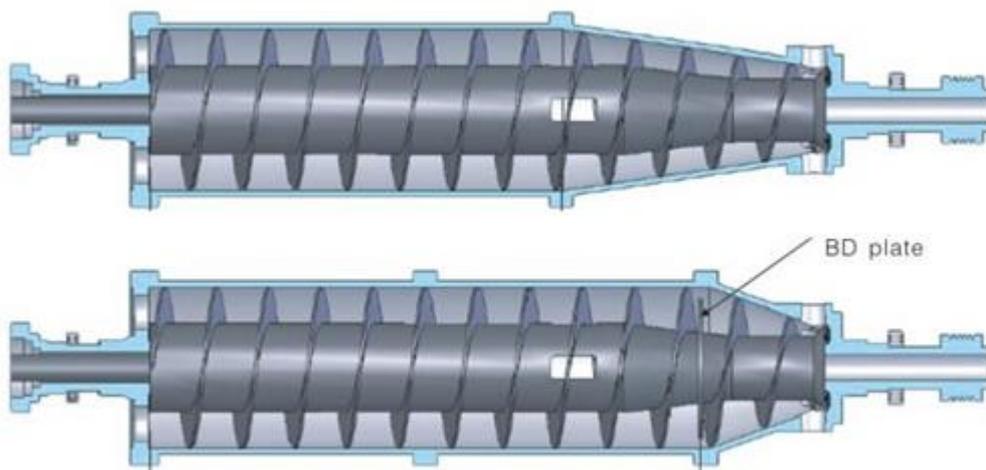


Figura 17 - comparazione fra decanter "a cono lungo" e decanter "a cono corto"

A seconda del tipo di decanter, dalla tecnologia utilizzata, e del tipo di risultato che si vuole ottenere vengono impiegati diversi tipi di spiagge, ognuna delle quali è ottimizzata rispetto ad un particolare aspetto funzionale.

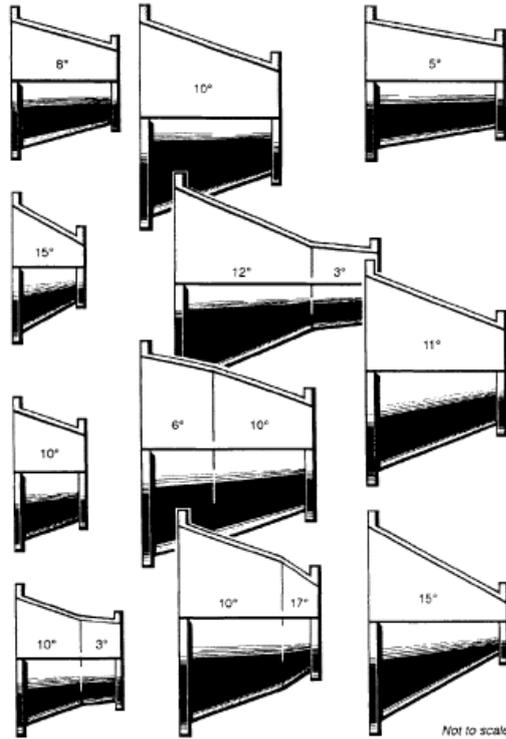


Figura 18 - diversi tipi di spiagge

A farsi carico del trasporto dei solidi è la coclea, la quale asporta in modo continuo il solido sedimentato sul tamburo, e lo convoglia verso lo scarico solidi facendolo risalire lungo la spiaggia.

La coclea di un decanter è un oggetto molto complesso, sulla quale sono presenti numerosi brevetti e studi da parte dei costruttori. Tutte presentano tuttavia alcuni tratti costruttivi comuni, infatti in generale la coclea di un decanter è costituita da un albero cavo all'interno del quale vi è il tubo di alimentazione, su quest'albero è calettata la vite senza fine, (la quale può essere ad uno o più principi) che realizza il trasporto del solido.

Esistono diversi tipi di coclea ognuna delle quali è ottimizzata per l'utilizzo in determinati ambiti, che principalmente differenziano per il tipo e la quantità di solido presente nel feed. Nel caso dei decanter per la lavorazione della pasta di olive si utilizzano principalmente due tipi di coclea "quasi assiale" o "completamente assiale".

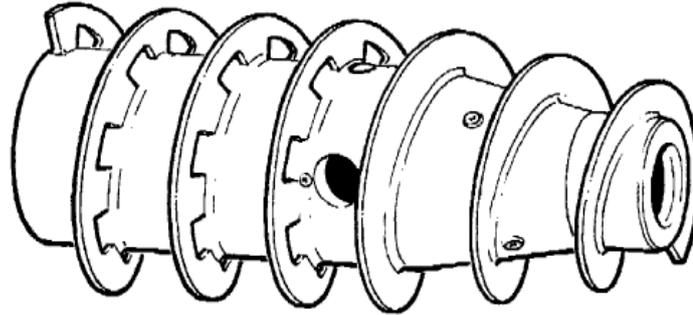


Figura 19 - coclea "quasi assiale"

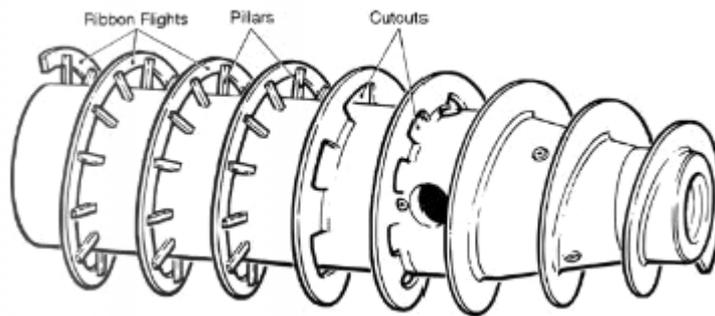


Figura 20 - coclea "completamente assiale"

La differenza principale è nel numero e nella dimensione degli intagli creati lungo la vite, i quali permettono al liquido leggero di non incanalarsi nel canale creatosi fra le pareti dell'elica, bensì di attraversarle sfruttando le aperture create in prossimità dell'albero, ottenendo dunque un flusso del liquido che risulta essere sempre più assiale man mano che ci si avvicina al lato liquidi.

Per ottenere un trasporto dei solidi netto diretto in direzione assiale è necessario che questi ultimi non aderiscano alla coclea ma scivolino su di essa, perchè altrimenti i solidi aderiti alla superficie della coclea inizierebbero a ruotare solidali a quest'ultima, annullando la componente assiale del moto, e causando l'intasamento del decanter, è necessario dunque fare in modo che il solido percepisca un coefficiente di attrito circonferenziale sul tamburo superiore a quello assiale e a quello caratteristico delle pale della coclea.

Questa particolare proprietà di anisotropia dell'attrito sul tamburo viene ottenuta ricavando delle gole o delle creste in direzione assiale, che percorrono tutto il tamburo; a seconda del tipo di soluzione adottata si ottengono determinate caratteristiche di attrito che si addicono alla lavorazione di diversi tipi di solidi.



Figura 21 - esempi di differenti lavorazioni interne al tamburo

Come precedentemente accennato condizione fondamentale per ottenere il trasporto della samsa, quindi per far funzionare dell'intero sistema, è che fra coclea e tamburo ci sia una certa velocità relativa, ciò è ottenuto tramite l'interposizione fra tamburo e coclea di un riduttore epicicloidale a doppio stadio.

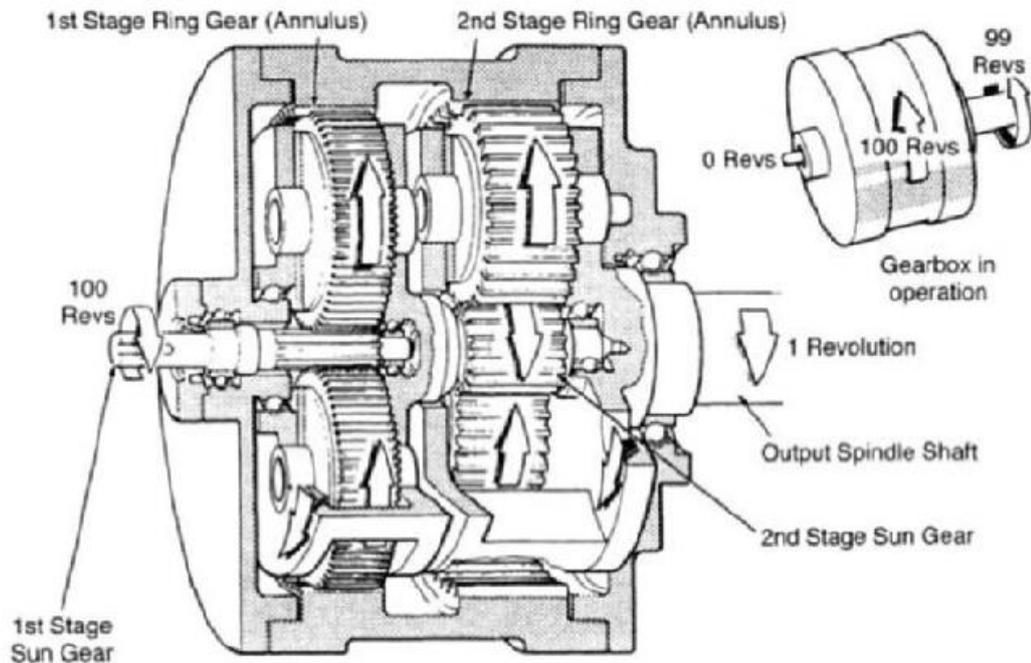


Figura 22 - esempio di riduttore epicicloidale a due stadi per decanter centrifughi

In cui il tamburo è solidale alla carcassa del riduttore e ruota a velocità fissata e la coclea è solidale al portatreno del secondo stadio. Per come è costruito il

meccanismo il rapporto fra le velocità di rotazione di tamburo e coclea è variabile in funzione del numero di giri del solare del primo stadio, fissato il quale risulta univocamente determinato il numero di giri differenziale Δn . Nella pratica il numero di giri del solare può essere imposto in svariati modi, alcuni de quali ne consentono la variazione senza necessità di fermare la macchina.

Il numero di giri differenziale è un parametro estremamente importante in quanto determina il tempo di permanenza dei solidi nel decanter, il quale condiziona pesantemente la resa di estrazione, la portata lavorabile, ed il carico sul riduttore.

I parametri che influenzano il funzionamento di un decanter sono moltissimi, con questa breve introduzione si è voluto fornire una sommaria spiegazione di come i decanter lavorano e quali sono i componenti principali, per una trattazione approfondita si rimanda al testo [1] “Decanter Centrifuge Handbook” sul quale sono reperibili informazioni dettagliate sui vari tipi di decanter e sul loro funzionamento.

CAPITOLO 4

BILANCIO ENERGETICO DI UN DECANTER

4.1 CONSUMO ENERGETICO DI UN DECANTER

Il fabbisogno energetico di un decanter è imputabile principalmente a quattro fattori, l’accelerazione del prodotto, il trasporto del solido, le perdite dovute al drag aerodinamico dei componenti in rotazione, e le perdite dovute alle dissipazioni lungo la trasmissione meccanica, sulle quali è concentrato questo studio.

4.2 ACCELERAZIONE DEL PRODOTTO

Il prodotto in arrivo dal tubo di alimentazione viene bruscamente accelerato dalle pale poste sulla coclea, prima di entrare in contatto con la “piscina rotante”, che già sta ruotando alla velocità angolare del tamburo. Durante questo processo di accelerazione si verificano gravi perdite dovute alla grande viscosità del fluido di alimentazione, che risultano essere uguali al guadagno in energia cinetica della pasta accelerata [18]. Questo guadagno in energia cinetica è fondamentale per il funzionamento della maggior parte dei tipi di centrifughe, in quanto, se il fluido non venisse accelerato prima di entrare in contatto con il prodotto presente nel tamburo, in parte già separato, si avrebbe un rimescolamento dei solidi già depositati sul fondo del tamburo, ed un forte incremento dell’usura dei componenti (la pasta di olive è un fluido fortemente abrasivo, se non ci fosse un apposita palettatura rivestita in carburo di tungsteno a farsi carico della pre-accelerazione, si potrebbe erodere la coclea fino ad

arrivare a tagliarla completamente, con conseguenze molto pericolose per gli operatori nelle vicinanze), inoltre, una scarsa accelerazione iniziale, porta a una scarsa qualità del prodotto e ad una diminuzione delle prestazioni complessive della centrifuga. Il design dell'acceleratore è uno degli aspetti più importanti di un decanter e ne esistono di diversi tipi.

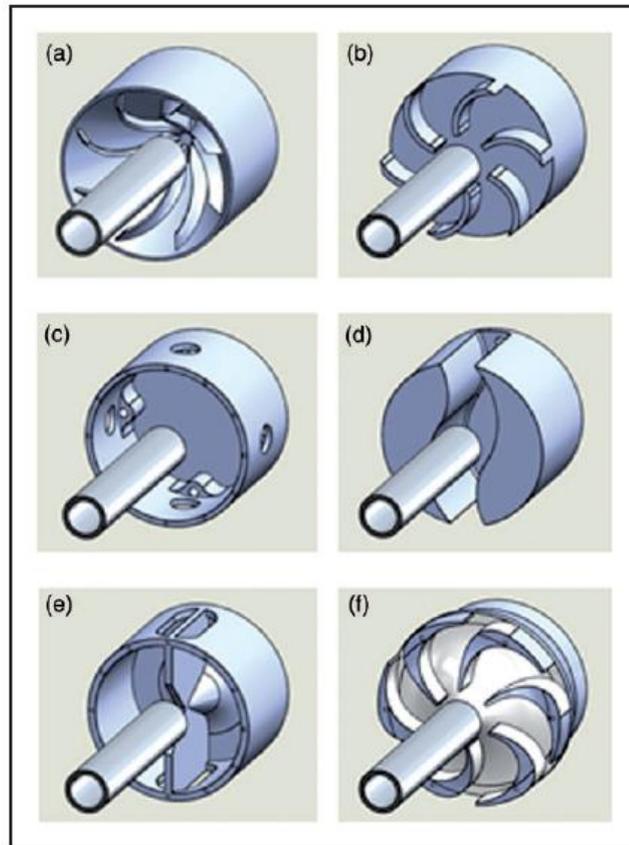


Figura 23 - esempi di acceleratori di alimentazione

Quelli utilizzati nei decanter in oggetto sono di tipo radiale, realizzati tramite una palettatura solidale all' albero cavo della coclea all'interno del quale viene rilasciato il prodotto proveniente dal tubo di alimentazione.

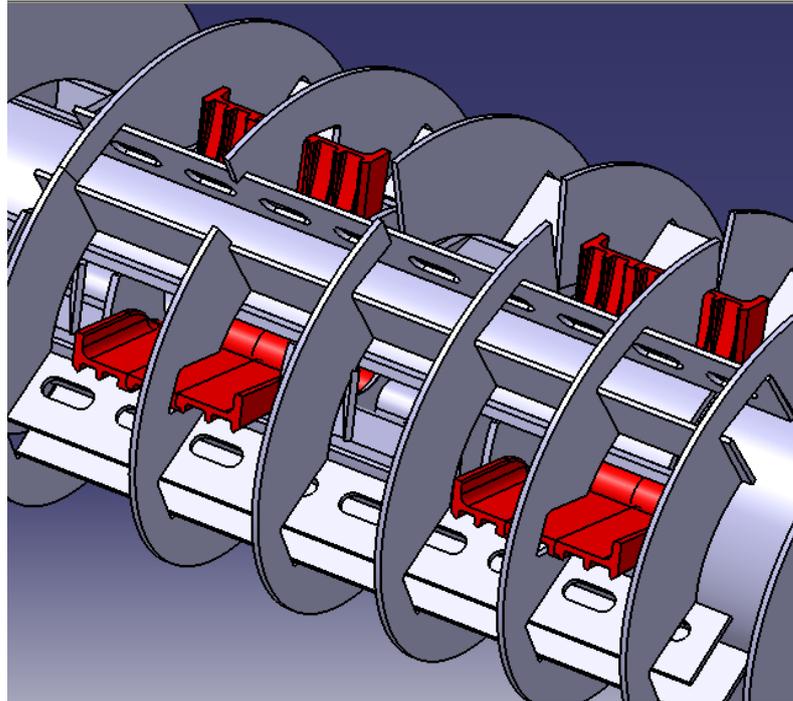


Figura 24 - acceleratore di alimentazione impiegato nei decanter oggetto di studio

Il fluido, una volta accelerato e separato viene scaricato alla velocità periferica che il tamburo ha al relativo raggio di scarico della fase considerata, da questo punto di vista il decanter agisce come una pompa centrifuga, quindi la macchina fornisce energia al fluido sotto forma di energia cinetica, la quale può essere facilmente calcolata, questo contributo entra nel bilancio energetico del sistema come perdita di energia cinetica.

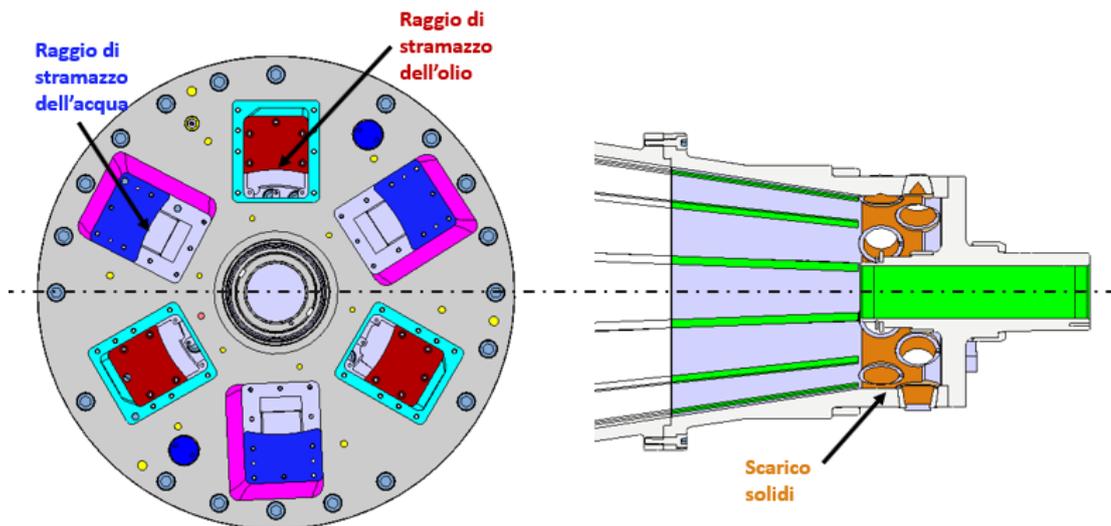


Figura 25 - scarichi dei prodotti di separazione del decanter 1

In questa analisi si tiene conto dell'accelerazione del feed solo in stato di funzionamento stazionario della macchina, il che presuppone che il tamburo sia pieno e che vi sia una alimentazione a portata costante. Il transitorio di avviamento nel quale il tamburo accelera alla velocità nominale è molto breve

rispetto ai tempi di funzionamento del sistema e non ha alcun effetto sulla funzionalità della centrifuga una volta entrata in regime.

4.2.1 perdite viscosi in accelerazione

Un'analisi dell'accelerazione di alimentazione è stata completata da Fainerman e Paramonov [2] sulla base del lavoro di Gosele [3]. Entrambi hanno dimostrato che le perdite viscosi durante l'accelerazione sono uguali al guadagno in energia cinetica.

Il feed entra nella macchina assialmente, con energia cinetica rotazionale E_{RK} pari a zero, qui viene accelerato fino a guadagnare una energia cinetica pari a quella di un corpo cilindro cavo “piscina rotante” che ruota alla velocità del tamburo.

$$E_{RK} = \frac{1}{2} I \omega^2$$

Con I = momento di inerzia del corpo rotante pari a:

$$I = \frac{1}{2} m (R^2 + r^2)$$

Nella quale m =massa del corpo, R =raggio esterno, r =raggio interno

Assumendo che le perdite viscosi in accelerazione $E_{visc,acc}$ siano uguali all'energia cinetica guadagnata E_{rk} si può scrivere:

$$E_{visc,acc} = E_{rk} = \frac{1}{2} I \omega^2$$

Operando le dovute sostituzioni si arriva a scrivere:

$$E_{visc,acc} = E_{rk} = \frac{1}{4} m (R^2 + r^2) \omega^2$$

Considerando che nella realtà non abbiamo a che fare con una massa ma con una portata, in quanto il sistema viene continuamente alimentato da nuovo feed, risulta immediato determinare la potenza persa in accelerazione $P_{visc,acc}$ come variazione nel tempo della energia cinetica rotazionale acquistata, si giunge quindi a:

$$P_{visc,acc} = \frac{dE_{RK}}{dt} = \frac{1}{4} \dot{m} (R^2 + r^2) \omega^2$$

Si noti come la potenza persa in accelerazione ha una dipendenza lineare dalla portata e quadratica dalla velocità angolare del tamburo.

Ponendo come R = il raggio interno del tamburo (R_0), r = raggio del pelo libero della piscina rotante, ossia il raggio di stramazzo dell'olio “ r_{olio} ”, \dot{m} = la portata

massica di alimentazione “ m_{feed} ” è possibile applicare il modello ai casi di studio.

4.2.3 perdite di energia cinetica

In un decanter che lavora a tre fasi si ha una portata un ingresso rappresentata dal composto di alimentazione (m_{feed}), il quale in base alla composizione del composto di alimentazione darà origine a tre distinte portate in uscita ($m_{olio}m_{acqua}m_{sansa}$), naturalmente imponendo la conservazione della massa si ha che:

$$m_{feed} = m_{olio} + m_{acqua} + m_{sansa}$$

Ognuna di queste tre portate viene scaricata a raggi scarico differenti in funzione del settaggio della macchina ($r_{olio} , r_{acqua} , r_{sansa}$), rispettivamente per l’olio, l’acqua, e la sansa. L’analisi della perdita associata all’energia cinetica in uscita dei fluidi va condotta separando i singoli termini a seconda del numero di fasi che si vogliono separare.

La perdita di potenza associata ad ognuna delle portate di fluido in uscita $P_{k,i}$ è calcolabile come segue:

$$P_{k,i} = \frac{dE_{k,i}}{dt} = \frac{1}{2} \dot{m}_i r_i^2 \omega^2$$

Con \dot{m}_i = portata massica della i-esima fase separata, r_i = raggio di scarico della i-esima fase, ω = velocità angolare del tamburo.

4.3 TRASPORTO DEI SOLIDI

Una volta accelerato il fluido di alimentazione sarà sottoposto ad un forte campo centrifugo generato dalla rotazione del sistema. Ciò farà sì che la frazione solida, avente densità maggiore, inizierà a sedimentare sulla parete interna del tamburo.

Per far sì che la macchina funzioni, è necessario che la coclea vada continuamente ad asportare questo strato di prodotto sedimentato e lo porti verso l’uscita scarico solidi facendolo passare lungo la spiaggia dove avviene la disidratazione del solido.

Questo continuo moto relativo, combinato alla grande forza centrifuga che tende a compattare i solidi sulla parete del tamburo genera importanti forze di attrito che la coclea dovrà vincere per realizzare il trasporto del solido.

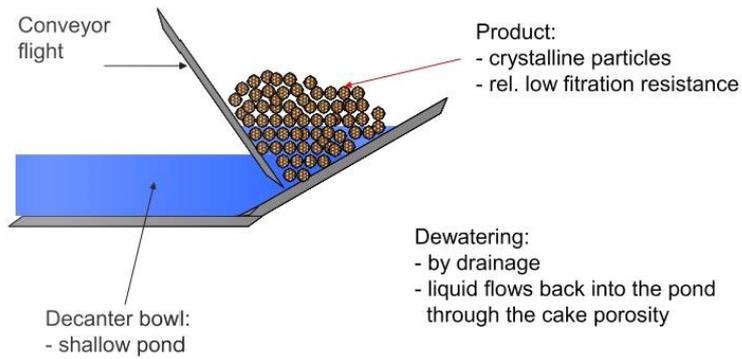


Figura 26 – trasporto solido granuloso lungo la spiaggia

La potenza assorbita dall'attrito è funzione del coefficiente di attrito tra i solidi depositati e i componenti della macchina. Il coefficiente di attrito è una funzione del (materiale, finitura superficiale, prodotto e umidità del prodotto), e come precedentemente introdotto, non è possibile considerare un valore unico per il coefficiente di attrito, bensì è necessario tenere conto dell'anisotropia introdotta dal tamburo e del ridotto coefficiente di attrito sulle pale della coclea, per fare in modo di ottenere un trasporto netto del solido in direzione prevalentemente assiale.

In letteratura è reperibile un modello matematico utilizzabile per andare a ad analizzare questo fenomeno, tuttavia risulta applicabile solamente al caso in cui il solido sia rappresentato da granella, inoltre, presuppone la conoscenza esatta dei coefficienti di attrito che ci sono fra il prodotto e le varie zone in cui esso è a contatto con la macchina (elica della coclea, tamburo, fustelle del tamburo).

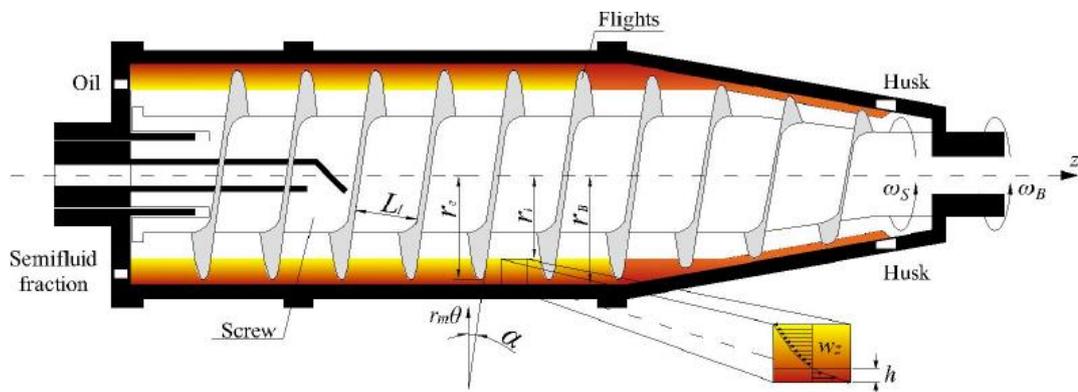


Figura 27 – diagramma delle velocità del fluido caratteristico di un decanter centrifugo che lavora con frazione solida semifluida “come la sansa”

Nel caso dei decanter per il settore oleario non è possibile applicare tale modello in quanto la frazione pesante (sansa), non è completamente solida bensì è più approssimabile ad una fase semifluida contenente un'ulteriore sospensione di solido (nocciolino) [4], nella pratica è noto il fatto che si viene a formare uno strato di sansa di pochi millimetri di spessore che risulta aderente al tamburo detto “camicia”, al di sopra del quale lavora la coclea, che impone un movimento relativo in direzione prevalentemente assiale all'interno dello strato

di solido sedimentato e compattato dalla forza centrifuga, questo movimento relativo all'interfaccia con la camicia genera grandi sforzi di taglio, in quanto la viscosità della sansa risulta tanto più grande tanto più scende la percentuale di umidità presente, ed è per vincere questi enormi sforzi di taglio che nasce il carico della coclea (M_{rid}) e la conseguente forza assiale scaricata sul cuscinetto reggispinta (F_a).

Non essendo disponibili modelli matematici sufficientemente dettagliati per descrivere il fenomeno e non conoscendo le reali caratteristiche reologiche e tribologiche della sansa, risulta impossibile effettuare tale stima, ci si pone dunque nel caso peggiore possibile, ossia si impone che il carico sull'albero lento del riduttore solidale alla coclea (M_{rid}) che nasce per vincere tali sforzi, sia pari alla coppia limite per il quale è stato dimensionato il riduttore adottato, che risulta essere pari a 7500Nm.

Tuttavia, è possibile andare a scomporre la potenza necessaria al trasporto della sansa in due termini $P_{trasp,R}$ e $P_{trasp,A}$.

$P_{trasp,R}$ è legato al fatto che la sansa prima di poter essere scaricata deve essere risolleata dal fondo del tamburo (R_0) al raggio di scarico solidi che si trova ad un raggio inferiore (R_{sansa}), dunque potremmo definirlo come il contributo dovuto al trasporto in direzione radiale, questo lavoro è a carico della coclea, ed è stimabile come pari all'incremento di energia potenziale della sansa sottoposta al campo centrifugo.

$$P_{trasp,R} = \Delta E_{p,s} = \frac{1}{2} \dot{m}_s (R_0 - R_{sansa})^2 \omega^2$$

$P_{trasp,A}$ è relativo alle perdite dovute all'attrito viscoso che si generano all'interfaccia della camicia sopraccitate, le quali al netto della $P_{trasp,R}$ possono essere considerate come le perdite dovute al trasporto in direzione assiale della sansa.

Dal bilancio della potenza sulla coclea è dunque possibile isolare il termine $P_{trasp,A}$, avendo imposto come condizione peggiorativa il fatto che all'albero lento del riduttore sia imposta una coppia M_{rid} pari a quella massima applicabile alla velocità differenziale $\Delta\omega$.

$$P_{trasp,A} = P_{trasp,R} - P_{visc} - P_{visc,acc} - (M_{rid} \Delta\omega)$$

4.4 DRAG AERODINAMICO

Per tenere rotazione tutte le parti in movimento del sistema è necessario vincere il drag aerodinamico che inevitabilmente viene a crearsi, per semplificare la stima di questo termine sono state fatte delle assunzioni:

- tamburo di forma perfettamente cilindrica

- il tamburo ruota in aria libera
- il contributo di tutti gli altri organi in rotazione è trascurabile

sotto questa ipotesi è possibile utilizzare il seguente diagramma per stimare la potenza necessaria a tenere un cilindro di un dato diametro e di lunghezza pari a 1(ft) in rotazione ad un determinato numero di giri, la grandezza ottenuta P_d è espressa in (HP) quindi vanno fatte le dovute conversioni e moltiplicando il valore ottenuto per la lunghezza effettiva del tamburo si determina la potenza necessaria a mantenere in rotazione l'intero tamburo P_{aero} .

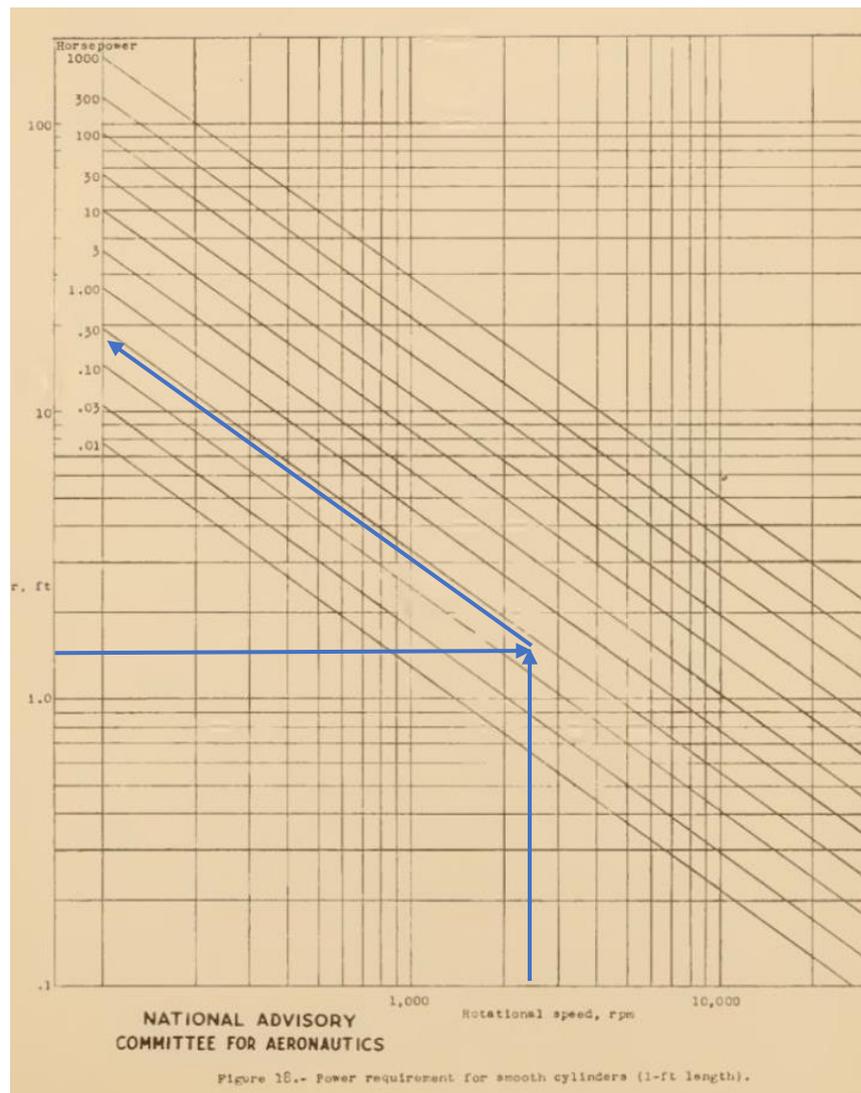


Figura 28 diagramma utilizzato per stimare le perdite aerodinamiche

Il valore ottenuto è stato moltiplicato per un coefficiente pari a $X_{aero} = 1.2$ per tenere conto della possibile sottostima data dalle ipotesi fatte, si giunge dunque alla seguente formulazione:

$$P_{aero} = X_{aero} * P_d * L$$

4.5 PERDITE LUNGO LA TRASMISSIONE MECCANICA

La trasmissione meccanica dei decanter sotto analisi è composta principalmente da quattro tipi di organi meccanici, trasmissioni a cinghia, cuscinetti volventi, tenute radiali e riduttore epicicloidale. Per quantificare le perdite concentrate su ogni singolo componente è necessario definire come la potenza fluisca attraverso i vari rami della trasmissione, questa operazione non risulta banale in un decanter centrifugo, in quanto la presenza del prodotto nel tamburo determina la creazione di un giunto viscoso del quale non si conoscono le caratteristiche, che accoppia tamburo e coclea, inoltre la presenza del riduttore epicicloidale bistadio impone la necessità di effettuare una stima dei flussi di potenza interni al riduttore per determinare come quest'ultimo ripartisca la coppia fra carcassa, portatreno del secondo stadio e solare del primo stadio.

4.5.1 Cinematica

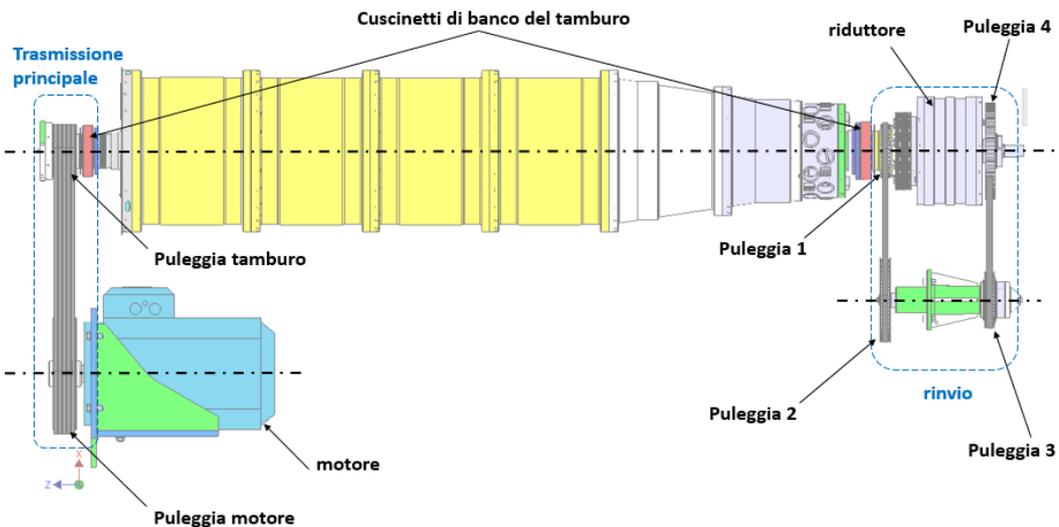


Figura 29 – schema funzionale del decanter 1

Il motore è vincolato al telaio e trasmette il moto al tamburo attraverso la trasmissione principale realizzata mediante cinghie a V, la quale impone il rapporto di trasmissione i_m , il tamburo è solidale alla carcassa del riduttore e alla puleggia 1, la coclea è solidale al portatreno del secondo stadio, il rapporto di trasmissione fra coclea e tamburo è controllato tramite il solare del primo stadio a cui è solidale la puleggia 4, la cui velocità angolare è a sua volta determinata da un ruotismo di controllo realizzato mediante un rinvio a cinghie dentate che collega la carcassa al solare del primo stadio instaurando un rapporto di trasmissione i_{14} , detto ciò ed essendo noti il rapporto di trasmissione caratteristico del riduttore i_0 , il numero di giri del motore n_m , e tutti i parametri geometrici delle pulegge, è possibile determinare il rapporto di trasmissione totale che si instaura fra tamburo e coclea tramite il quale si definisce il numero di giri differenziale Δn seguendo la procedura sotto descritta.

$$i_m = \frac{d_m}{D_m}$$

$$i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$i_{34} = \frac{Z_4}{Z_3}$$

$$n_1 = n_{tamb} = \frac{n_m}{i_m}$$

$$n_1 = \frac{n_4}{i_{41}} = \frac{n_4}{i_{12} \cdot i_{34}}$$

$$\Delta n = \frac{(n_1 - n_4)}{i_0} = (n_{tamb} - n_{coclea})$$

4.5.2 Flussi di potenza

Per determinare quali siano i carichi sui supporti di banco è necessario definire entità e direzione dei flussi di potenza meccanica che attraversano la trasmissione.

Per fare ciò è necessario conoscere le relazioni fra il senso di rotazione del tamburo, il segno di Δn , il senso di avvolgimento dell'elica della coclea, e le specifiche del riduttore.

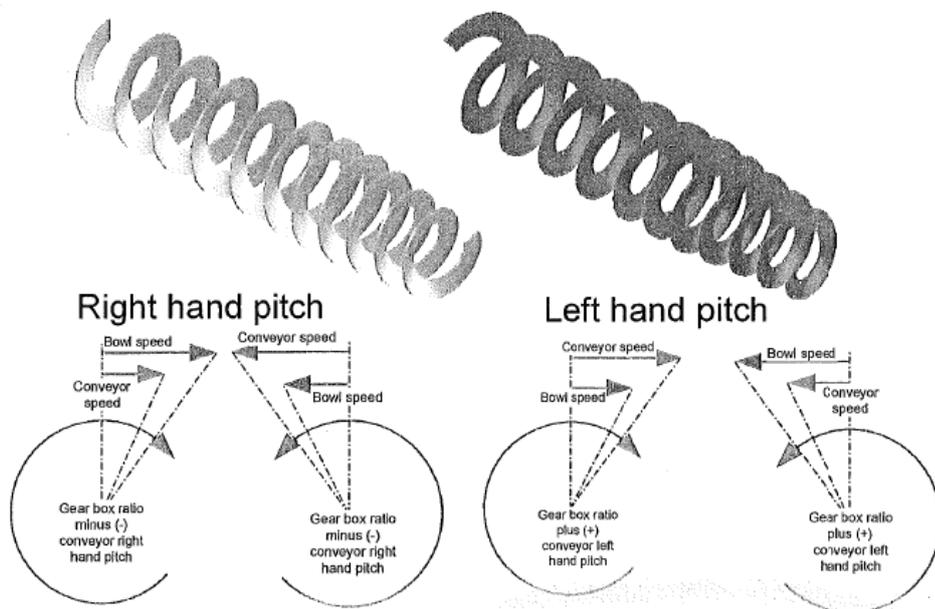


Figura 30 – relazione fra senso di avvolgimento dell'elica, senso di rotazione relativo e caratteristica del riduttore

In accordo con lo schema in figura ne decanter in oggetto il tamburo ruota in senso orario, il riduttore è co rotante la coclea è sinistrosa e gira più lentamente del tamburo; da ciò si deduce che non il riduttore a dover trascinare la coclea,

bensi la coclea è trascinata dal tamburo per effetto dell'accoppiamento viscoso, il riduttore deve dunque frenare la coclea per poter ottenere un trasporto assiale netto della sansa nella direzione voluta; si evince dunque che il portatreno del riduttore solidale alla coclea sia il movente, mentre la carcassa ed il solare del primo stadio siano i cedenti, ora per studiare come il riduttore ripartisca la coppia fra i 2 cedenti è necessaria una approfondita analisi la quale non è oggetto di questo studio, si assume quindi che il riduttore trasmetta tutta la coppia entrante alla puleggia 4 ridotta del rapporto di trasmissione caratteristico i_0 in quanto questa è la condizione peggiore per quanto riguarda la trasmissione meccanica.

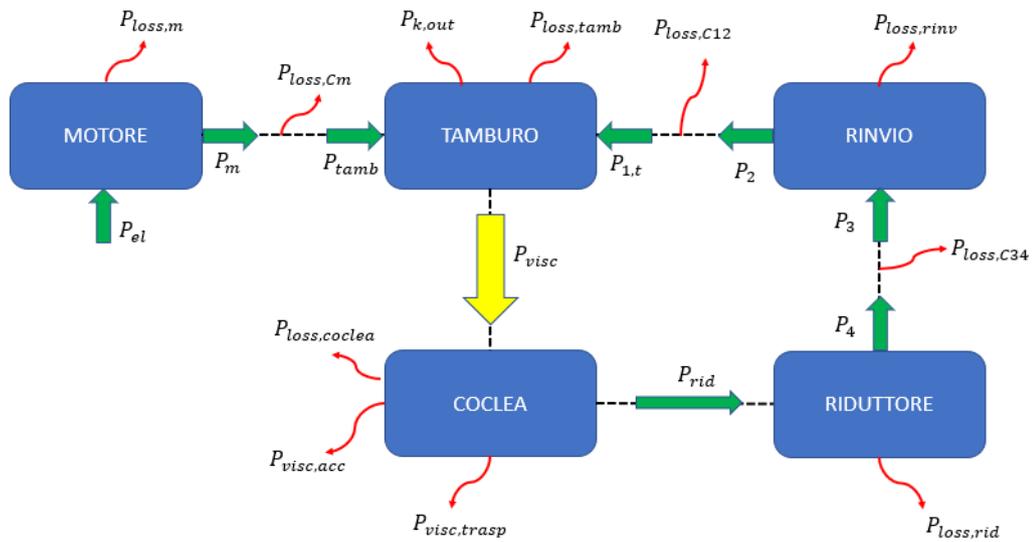


Figura 31 – schema a blocchi dei decanter in oggetto in cui sono visibili i flussi di potenza ipotizzati

Si possono dunque scrivere i bilanci energetici per tutti i rami della trasmissione come segue:

Motore:

$$P_{tamb} = P_m - P_{loss,Cm} = P_m \eta_{Cm} = P_{el} \eta_m \eta_{Cm}$$

Tamburo:

$$P_{tamb} + P_1 = P_{visc} + P_{loss,tamb} + P_{k,out}$$

Coclea:

$$P_{visc} = P_{trasp,r} + P_{trasp,a} + P_{rid} + P_{visc,acc} + P_{loss,coclea}$$

Riduttore:

$$P_4 = P_{rid} \eta_{rid} = (M_{rid} \Delta \omega) \eta_{rid}$$

Rinvio:

$$P_1 = P_4 - P_{loss,rinv} - P_{loss,C12} - P_{loss,C34}$$

Con:

- P_{el} = potenza elettrica assorbita dal motore
- P_m = potenza meccanica erogata dal motore al netto delle perdite interne al motore
- P_{tamb} = potenza meccanica che arriva al tamburo dal motore al netto delle perdite sulla trasmissione principale
- $P_{loss,tamb}$ = potenza totale dispersa dal tamburo
- P_{visc} = potenza trasmessa dal giunto viscoso che accoppia tamburo e coclea
- $P_{k,out}$ = potenza associata all' energia cinetica fornita alle portate dei fluidi in uscita dal tamburo
- $P_{visc,acc}$ = perdite causate dall'accelerazione iniziale del feed
- $P_{trasp,r}$ = potenza necessaria al trasporto della sansa in direzione radiale per pompare la sansa dal fondo del tamburo al relativo raggio di scarico.
- $P_{trasp,a}$ = potenza necessaria al trasporto della sansa in direzione assiale a causa delle perdite per attrito.
- P_{rid} = potenza in ingresso al riduttore epicicloidale
- $P_{loss,coclea}$ = perdite di natura meccanica sulla coclea
- P_4 = potenza che arriva alla puleggia 4 al netto delle perdite sul riduttore
- P_1 = potenza che arriva alla puleggia 1 al netto delle perdite sul rinvio
- $P_{loss,rinv}$ = perdite meccaniche sull' albero di rinvio
- $P_{loss,C12}$ = perdite lungo la trasmissione a cinghia fra le pulegge 1 e 2
- $P_{loss,C34}$ = perdite lungo la trasmissione a cinghia fra le pulegge 3 e 4
- $P_{loss,Cm}$ = perdite lungo la trasmissione principale

4.5.3 Carichi sugli alberi

Per determinare quali siano le reazioni sui cuscinetti di banco, è necessario prima definire tutti i carichi, che risultano essere di 3 tipi:

- forze peso dovute alla massa degli elementi rotanti
- forze dovute alle trasmissioni a cinghia
- carichi dovuti alle vibrazioni

Le forze peso sono tutte note, in quanto sono note le masse di tutti gli elementi.

Le forze dovute alle pulegge variano in base alla potenza trasmessa, quindi facendo riferimento ai flussi di potenza indicati in precedenza è possibile calcolarle come segue:

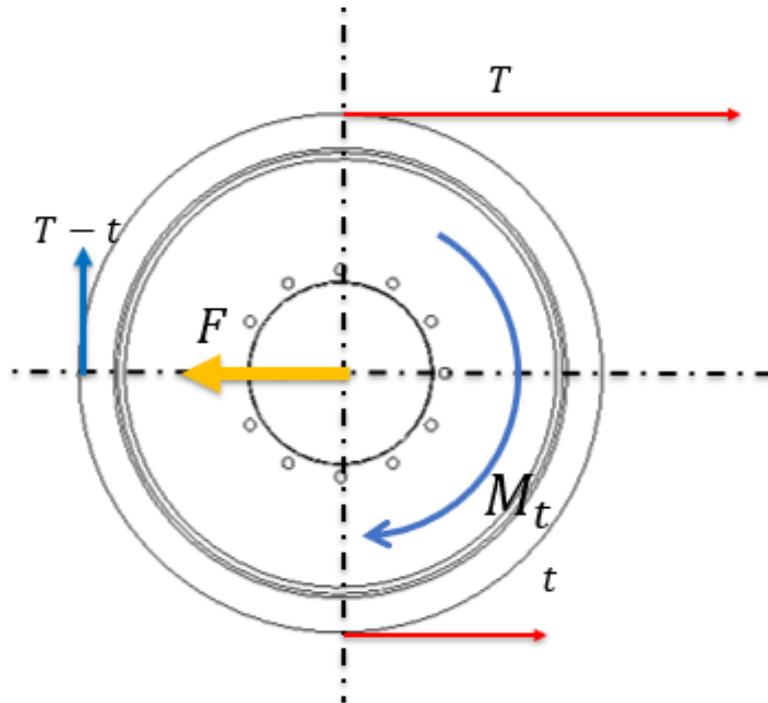


Figura 32 – schema statico di una puleggia

Facendo riferimento alla figura, si considerano gli angoli di abbraccio pari a 180° , in quanto è condizione peggiorativa per il carico sui supporti, il momento torcente M_t viene trasmesso grazie ai differenti tiri sui due rami della cinghia, dunque data la potenza trasmessa P e la velocità di rotazione ω della puleggia si calcola il momento come

$$M_t = \frac{P}{\omega}$$

Per trasmettere il momento deve nascere fra i due rami della cinghia una tensione differenziale $(T - t)$, che dato il diametro della puleggia d è calcolabile come

$$(T - t) = \frac{2M_t}{d}$$

Calcolato $(T - t)$, si può risalire alle tensioni sui due rami della cinghia applicando la seguente relazione data dal fatto che per ottenere un buon rendimento della trasmissione deve essere verificata questa condizione

$$\begin{cases} T = 2,5(T - t) \\ t = 1,5(T - t) \end{cases}$$

Va considerato inoltre il precarico T_0 determinato dai cataloghi forniti dal costruttore a seconda del tipo e del numero di cinghie con cui si realizza la trasmissione, risulta dunque banale ricavare lo sforzo sul supporto della puleggia F come:

$$F = 4(T - t) + T_0$$

I carichi dovuti alle vibrazioni sono stati considerati moltiplicando le reazioni calcolate sui cuscinetti per un coefficiente di sicurezza $X = 1.5$ ciò è ritenuto sufficiente, in quanto tamburo e coclea vengono sottoposti ad un processo di equilibratura dinamica per limitare l'insorgere di vibrazioni, in quanto date le masse e le velocità in gioco oltre ad essere dannose per la macchina potrebbero risultare molto pericolose per gli operatori.

4.5.4 Reazioni sui cuscinetti

Definiti i carichi si può procedere con il calcolo statico per determinare le reazioni sui cuscinetti. I layout costruttivi dei due casi di studio sono differenti, in particolare il decanter1 presenta una simmetria dei carichi sul piano verticale passante per l'asse di rotazione del tamburo, quindi è sufficiente eseguire il calcolo sul piano verticale in quanto il piano orizzontale risulterà scarico.

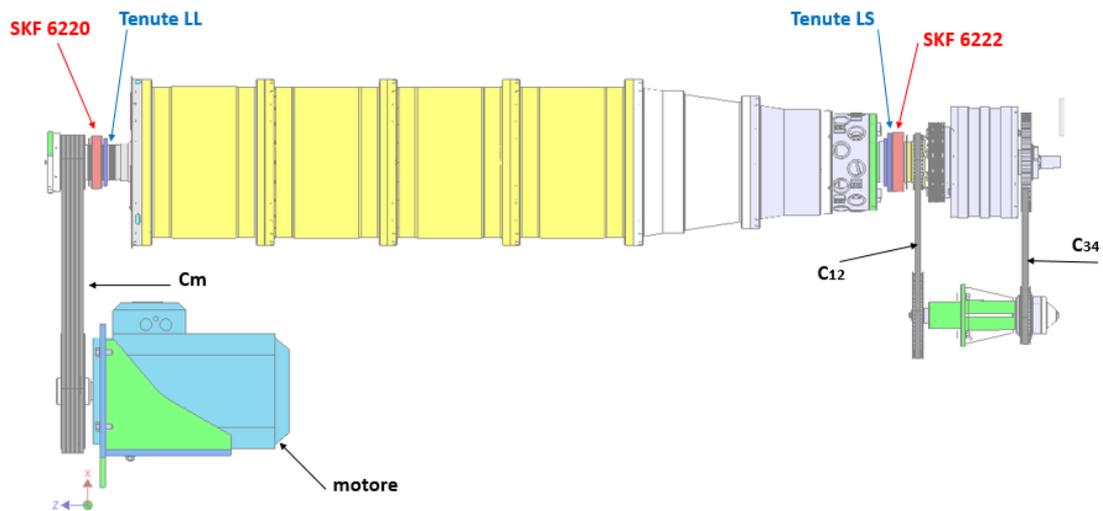


Figura 33 – posizionamento di trasmissioni e supporti nel decanter 1

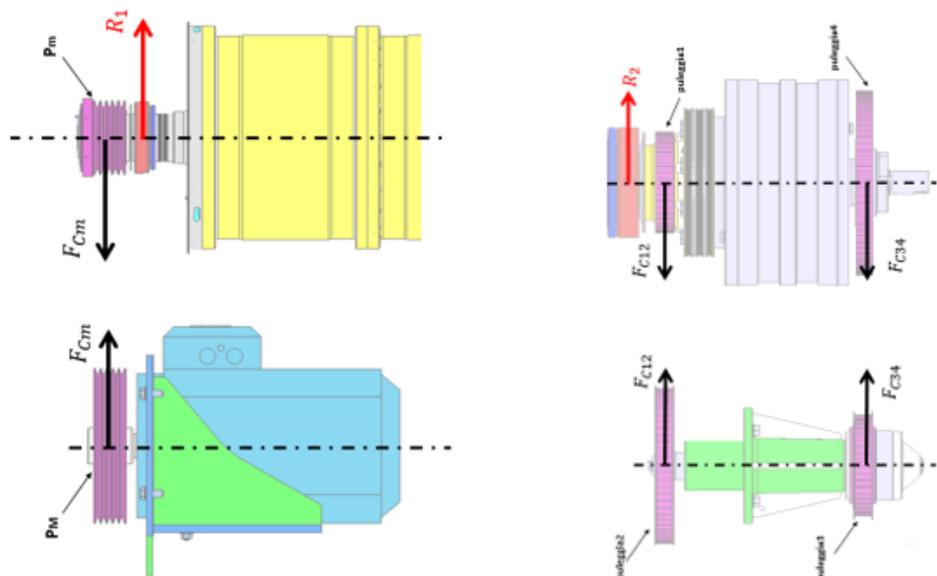


Figura 34 – particolari delle forze scambiate fra le pulegge e delle reazioni sui cuscinetti del tamburo

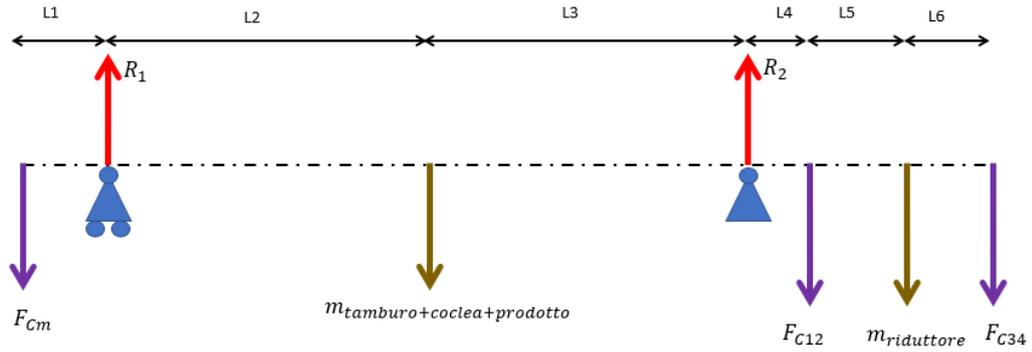


Figura 35 – schema statico di calcolo del decanter 1

Lo schema statico di calcolo del decanter1 risulta essere quello in figura, con:

- F_{Cm} = forza fra le pulegge della trasmissione principale
- F_{C12} = forza fra le pulegge 1 e 2 del rinvio
- F_{C34} = forza fra le pulegge 3 e 4 del rinvio
- $m_{tamburo+coclea+prodotto}$ = massa del tamburo carico e coclea
- $m_{riduttore}$ = massa del riduttore
- R_1 = reazione sul cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi
- R_2 = reazione sul cuscinetto di banco del tamburo lato solidi

Dall'equilibrio alla traslazione e alla rotazione si possono facilmente determinare le reazioni sui cuscinetti R_1 ed R_2 .

Il decanter2 invece presenta un layout costruttivo differente, sia motore che rinvio si trovano all'estremità lato solidi del tamburo, come visibile in figura

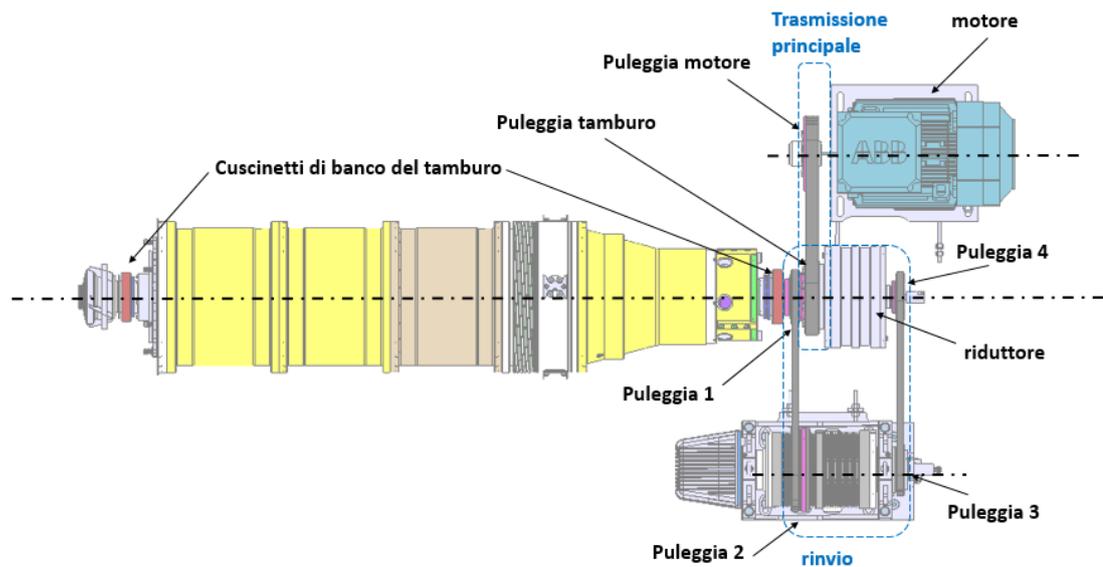


Figura 36 – schema funzionale della trasmissione del decanter 2

Inoltre, è presente un sistema che consente la modifica del rapporto di trasmissione del rinvio, al fine di variare la velocità della coclea, ma di ciò non verrà tenuto conto in questa analisi, si considera dunque lo stesso rapporto di trasmissione caratteristico del rinvio del decanter1 realizzato con le medesime pulegge.

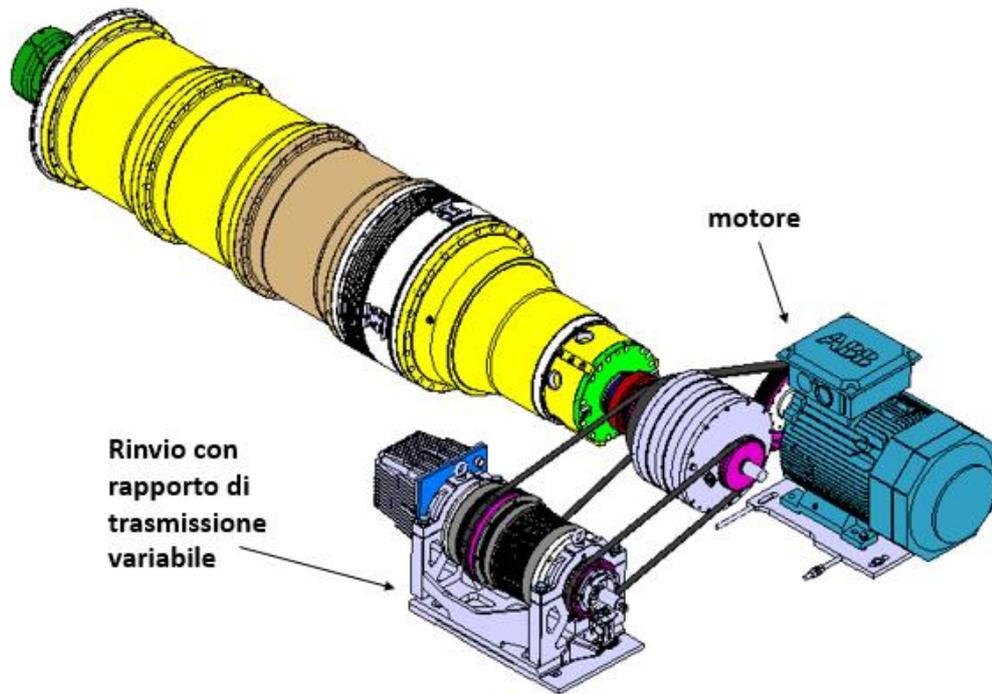


Figura 37 – particolare della trasmissione del decanter 2

In questo caso, la disposizione di motore e rinvio rende il problema non più simmetrico rispetto al piano verticale, in quanto, le forze che si scambiano le cinghie del rinvio e della trasmissione principale sul piano verticale non è detto che siano equilibrate.

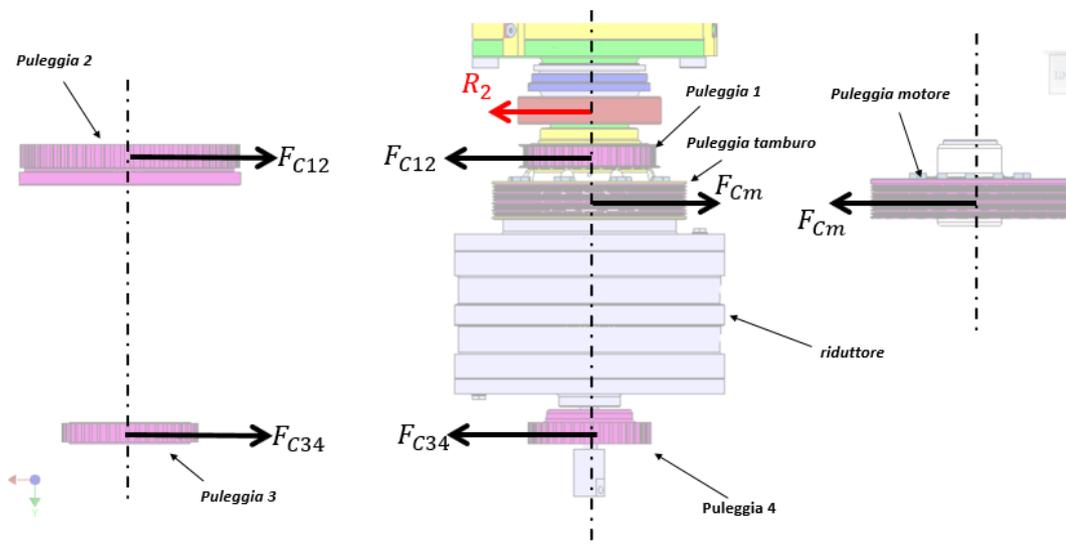


Figura 38 – carichi dovuti alle trasmissioni a cinghia del decanter 2

Si procede dunque alla scomposizione delle forze secondo quanto riportato in figura definendo:

- ϑ_{rinv} = angolo di inclinazione della retta di pressione delle forze dovute alle cinghie di rinvio rispetto al piano orizzontale
- ϑ_m = angolo di inclinazione della retta di pressione delle forze dovute alle cinghie della trasmissione principale rispetto al piano orizzontale

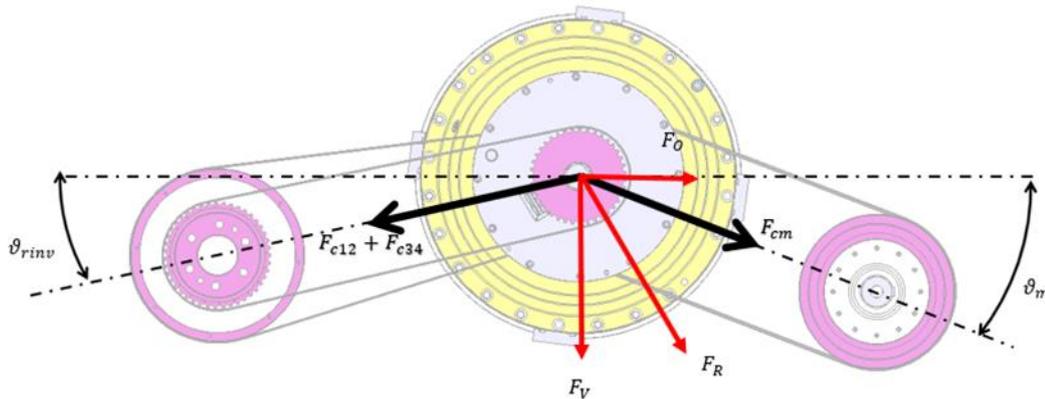


Figura 39 – scomposizione dei carichi dovuti alle trasmissioni sul decanter 2

Sul piano verticale si ha:

- $F_{cm,v} = F_{cm} \text{sen}(\vartheta_m)$
- $F_{c12,v} = F_{c12} \text{sen}(\vartheta_{rinv})$
- $F_{c34,v} = F_{c34} \text{sen}(\vartheta_{rinv})$

Dunque, sul piano verticale i contributi delle cinghie di rinvio e del motore si sommano quindi:

$$F_V = F_{m,v} + F_{c12,v} + F_{c34,v}$$

Mentre sul piano orizzontale si ha:

- $F_{cm,o} = F_{cm} \text{cos}(\vartheta_m)$
- $F_{c12,o} = F_{c12} \text{cos}(\vartheta_{rinv})$
- $F_{c34,o} = F_{c34} \text{cos}(\vartheta_{rinv})$

Dunque, sul piano orizzontale i contributi delle cinghie della trasmissione principale e del rinvio tendono ad equilibrarsi:

$$F_O = F_{m,o} - F_{c12,o} - F_{c34,o}$$

Definite tutte le forze agenti si ottengono schemi statici di questo tipo:

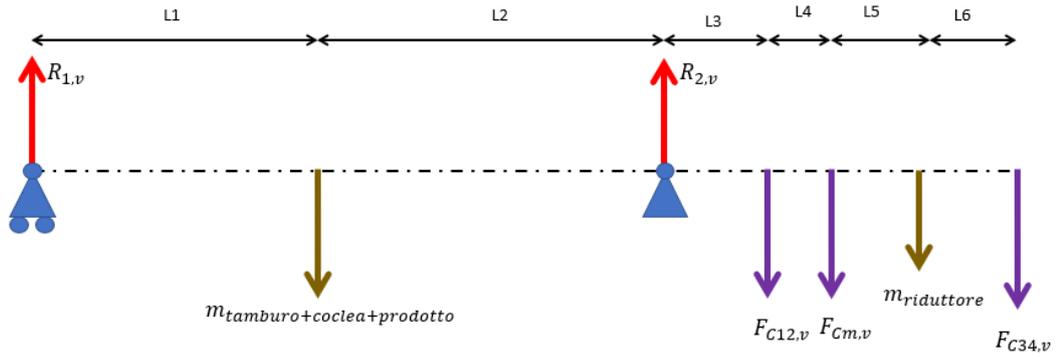


Figura 40 – schema statico del decanter 2 sul piano verticale

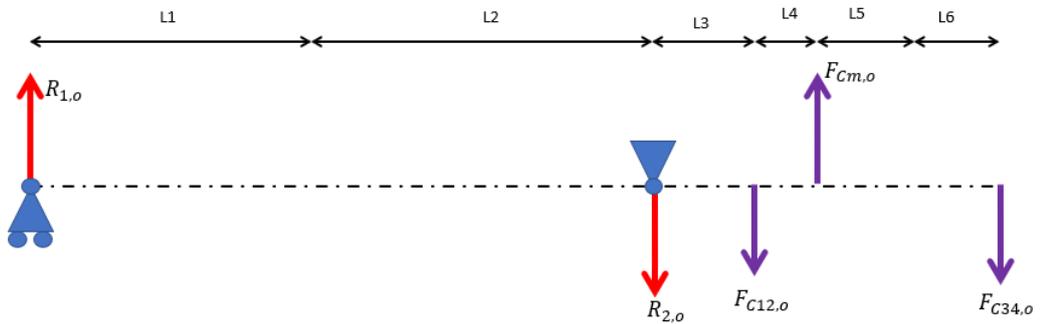


Figura 41 – schema statico del decanter 2 sul piano orizzontale

Si calcolano dunque le reazioni vincolari per i due cuscinetti sui due piani separatamente di seguito vengono composte come segue:

$$R_1 = \sqrt{(R_{1,v}^2 + R_{1,o}^2)}$$

$$R_2 = \sqrt{(R_{2,v}^2 + R_{2,o}^2)}$$

La coclea risulta approssimabile ad una vite senza fine appoggiata su due cuscinetti di banco.

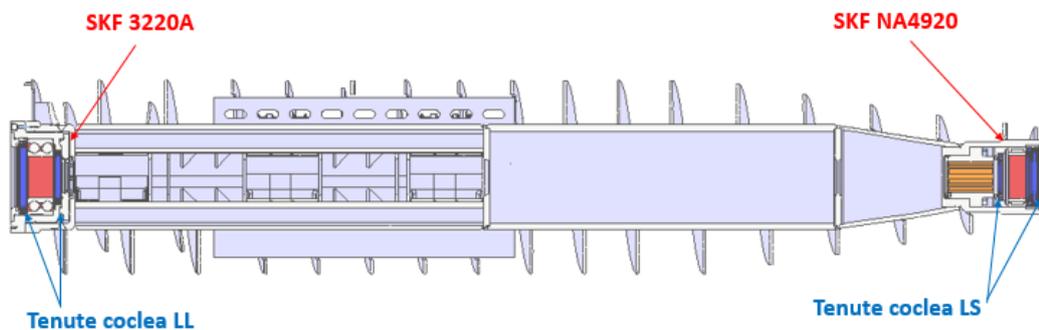


Figura 42 – posizionamento dei cuscinetti sulla coclea

Entrambi i supporti di banco sorreggono il carico radiale, che in questo caso risulta essere pari al solo peso della coclea, dunque il calcolo di tali reazioni risulta banale, mentre il carico assiale che si genera a causa del trasporto della sabbia viene sostenuto da uno solo dei cuscinetti di banco, in particolare quello al lato liquidi come mostrato in figura

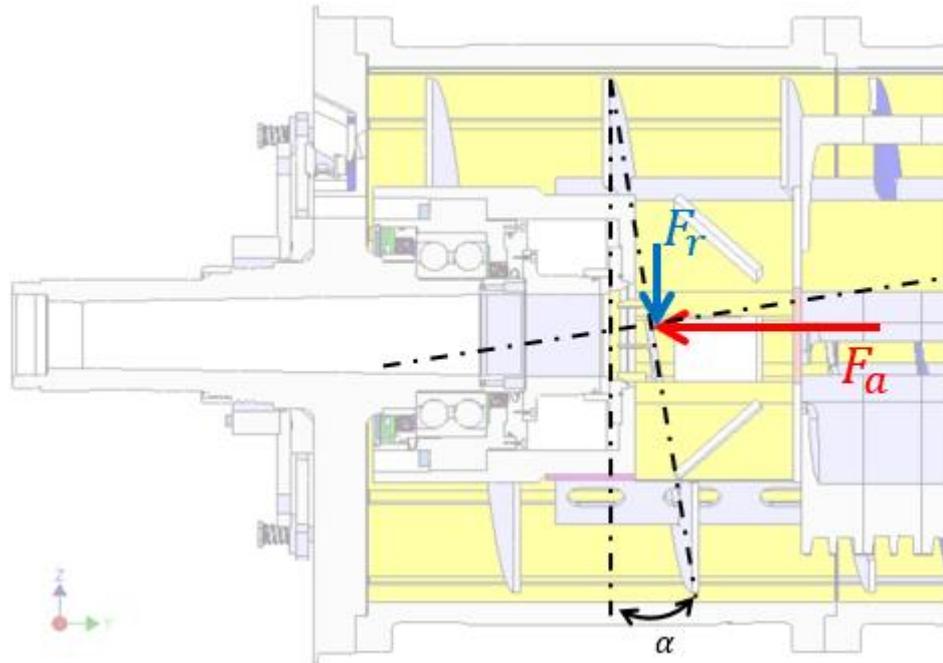


Figura 43 – schema per il calcolo della forza assiale sulla coclea

Nota il momento applicato al riduttore e l'angolo di avvolgimento dell'elica, è possibile utilizzare tale procedura per calcolare la forza assiale che si scarica sul cuscinetto reggispira (SKF-3220A).

$$F_t = \frac{M_{rid}}{R_c}$$

$$F_t = F_n \sin(\alpha)$$

$$F_a = F_n \cos(\alpha)$$

$$F_a = \frac{F_t}{\tan(\alpha)}$$

Dove:

F_t = forza tangenziale

F_n = forza normale all'elica

F_a = forza assiale scaricata sul cuscinetto

α = angolo di avvolgimento dell'elica

M_{rid} = momento applicato sul riduttore

R_c = raggio del centro di spinta della sansa sull'elica (approssimabile al raggio esterno della coclea)

4.5.5 Caratteristiche dei lubrificanti

Per procedere al calcolo delle dissipazioni è necessario definire le caratteristiche dei lubrificanti, in particolare bisogna determinare quale sia la reale viscosità del lubrificante alla temperatura di esercizio, in quanto i modelli utilizzati per stimare le perdite su cuscinetti e tenute sono molto sensibili a questa grandezza.

Tale relazione è particolarmente difficile da porre in via numerica. In questo lavoro si è scelto di utilizzare la relazione proposta in [5] dopo un'approfondita indagine in letteratura. Tale relazione è espressa dalla seguente equazione, che consente di valutare la viscosità cinematica (in cSt o mm²/s) in funzione della temperatura, espressa in °C:

$$\nu(t) = 10^{10^{c_1 \log(t+273)+c_2}}$$

$$\nu(t) = 10^{10^{c_1 \log(t+273)+c_2}}$$

Il valore delle costanti c_1 e c_2 si calcola risolvendo il seguente sistema in funzione dei valori di viscosità dell'olio a 40 °C (ν_{40}) e 100 °C (ν_{100}). Si noti che 313 è la temperatura di 40 °C espressa in K, così come 373 è la temperatura di 100 °C in K.

$$\frac{\log(\log(\nu_{40}))}{c_1 \log(313) + c_2} = 1$$
$$\frac{\log(\log(\nu_{100}))}{c_1 \log(373) + c_2} = 1$$

Nei decanter in oggetto, essendo macchinari destinati all'industria alimentare, è necessario utilizzare grassi specifici, non tossici, in questo caso prodotti dalla Kluber, in particolare, per i cuscinetti di banco del tamburo viene utilizzato un grasso progettato su specifica PIERALISI, mentre per la coclea viene utilizzato un grasso commerciale, molto viscoso per proteggere i cuscinetti da pericolosissime contaminazioni da parte della sansa, che è un materiale fortemente abrasivo e porterebbe ad un rapido grippaggio del cuscinetto.

4.5.6 Perdite sui cuscinetti volventi

Il procedimento per calcolare le perdite di potenza nei cuscinetti a rotolamento è descritto in entrambe le normative di riferimento [7,8], che in sostanza

coincide con il procedimento proposto dai principali costruttori di cuscinetti; si ritiene, quindi, che tale procedimento sia consolidato e affidabile. Essendo dunque montati in entrambi i casi di studio cuscinetti SKF si sceglie di utilizzare il modello di attrito proposto dal costruttore, in quanto risultano disponibili i coefficienti da utilizzare nel calcolo relativi agli specifici cuscinetti utilizzati.

L'attrito nei cuscinetti non è costante, bensì dipende da alcuni fenomeni tribologici che si verificano nel film di lubrificante tra elementi volventi, piste e gabbie. La figura mostra le variazioni dell'attrito in funzione della velocità di rotazione in un cuscinetto con un determinato lubrificante. Si possono distinguere quattro zone, nelle quali cambia la condizione di lubrificazione:

- Zona 1: Condizione di lubrificazione strato perimetrale
- Zona 2: Condizione di lubrificazione mista
- Zona 3: Condizione di lubrificazione a film completo
- Zona 4: Lubrificazione a film completo con effetti termici di starvation

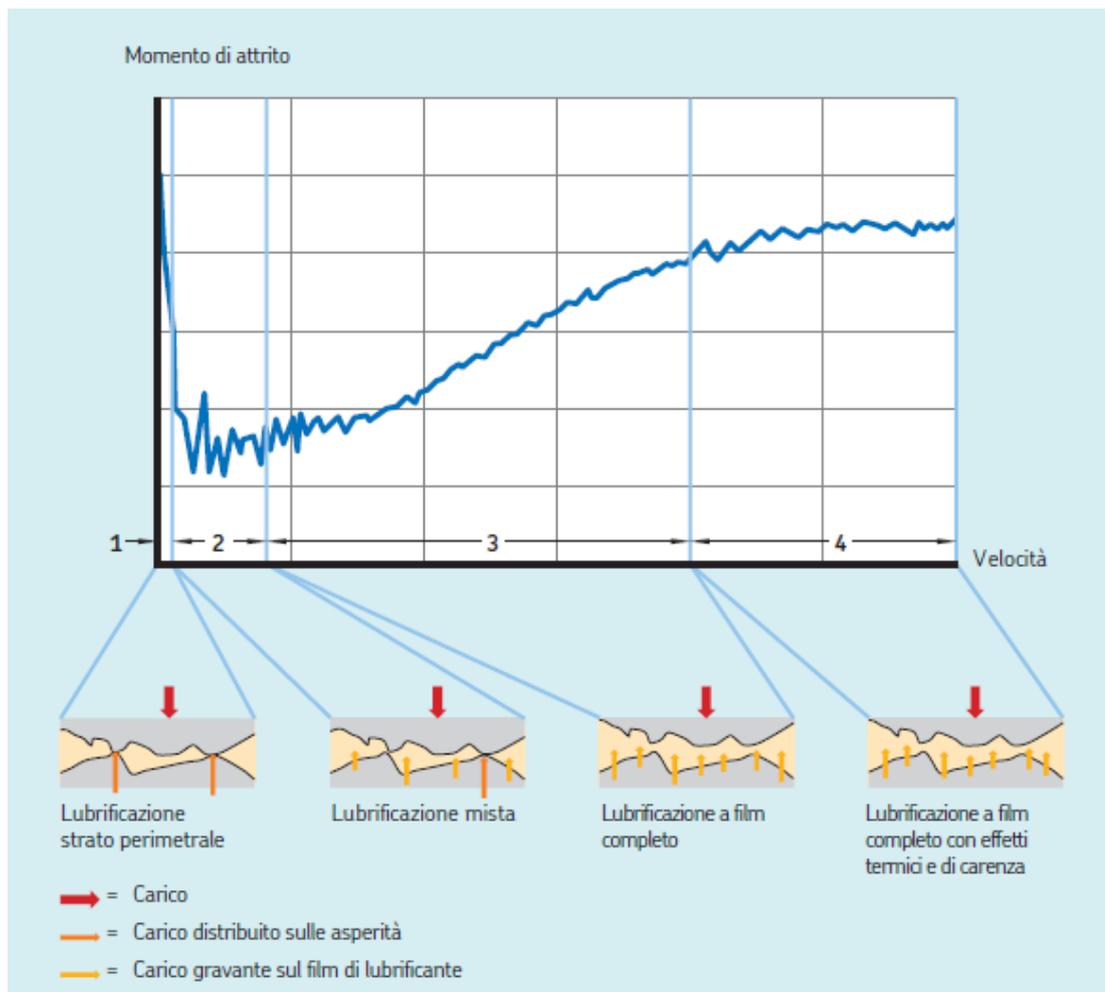


Figura 44 – variazione del momento di attrito in base alla velocità di rotazione del cuscinetto

Il modello è applicabile in determinate condizioni operative, che nei casi di studio risultano verificate, si può procedere dunque al calcolo del momento di attrito totale causa delle perdite sui cuscinetti volventi attraverso la stima di quattro componenti:

- M_{rr} = momento di attrito da rotolamento
- M_{sl} = momento di attrito da slittamento
- M_{seal} = momento di attrito delle tenute striscianti incorporate
- M_{drag} = perdite causate dal trascinamento e sbattimento dell'olio

Il momento di attrito da rotolamento M_{rr} viene calcolato come:

$$M_{rr} = \Phi_{ftag} \Phi_{rs} G_{rr} (\nu n)^{0.6} \quad (6)$$

Dove

Φ_{ftag} = fattore di riduzione per riscaldamento da fenomeni di taglio

Φ_{rs} = fattore correttivo cinematico di riempimento/carenza

G_{rr} = variabile tabellata che dipende dal tipo di cuscinetto e dal carico

ν = viscosità effettiva in esercizio dell'olio o dell'olio di base del grasso

n = velocità di rotazione

Il fattore di riduzione per riscaldamento da fenomeni di taglio Φ_{ftag} serve a considerare il fatto che una parte della quantità totale di lubrificante nel cuscinetto passa attraverso l'area di contatto fra pista ed elemento volvente; per formare il film idrodinamico è richiesta solo una minima quantità. Pertanto, una parte dell'olio prossimo all'area di contatto viene respinta e produce un flusso di ritorno (fig) Questo flusso di ritorno determina sforzi di taglio nel lubrificante e genera calore, che abbassa la viscosità dell'olio, riduce lo spessore del film e la componente di attrito di rotolamento.

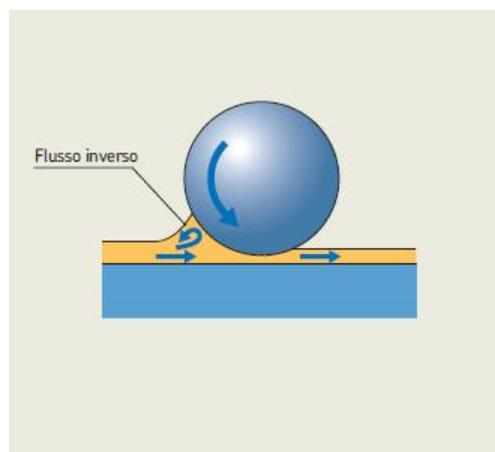


Figura 45 – schematizzazione del riflusso del lubrificante intorno all'elemento volvente

L'effetto sopra descritto può essere quindi stimato dalla seguente relazione empirica il cui andamento è mostrato in figura

$$\Phi_{ftag} = \frac{1}{1 + 1.84 * 10^{-9}(nd_m)^{1.28}v^{0.64}}$$

Dove d_m rappresenta il diametro medio del cuscinetto.

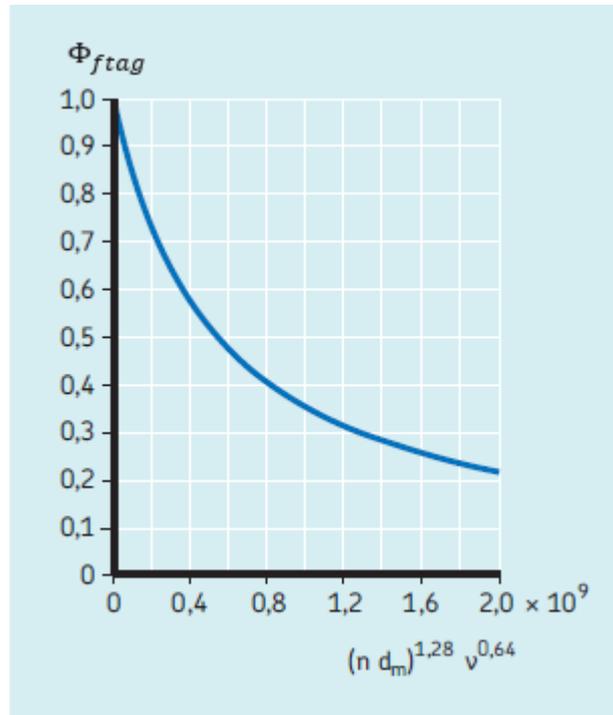


Figura 46 – andamento del parametro Φ_{ftag}

Il fattore correttivo cinematico di riempimento/carenza cinematica Φ_{rs} , tiene conto del fatto che in applicazioni ad alta velocità, o con lubrificante ad alta viscosità, l'azione di rotolamento sulle piste induce lo spostamento del lubrificante in eccesso, il quale potrebbe non avere tempo sufficiente per riempire le piste, causando un effetto di carenza cinematica. Questo fenomeno riduce lo spessore del film idrodinamico e dell'attrito da rotolamento; Il modello propone la stima di questo parametro attraverso la relazione:

$$\Phi_{rs} = \frac{1}{e \left[K_{rs} v n (d+D) \sqrt{\frac{K_z}{2(D-d)}} \right]}$$

Dove

e = base del logaritmo naturale $\approx 2,718$

K_{rs} = costante di riempimento/carenza = $6 \cdot 10^{-8}$ per lubrificazione a grasso

K_z = costante geometrica correlata al tipo di cuscinetto

d = diametro del foro del cuscinetto

D = diametro esterno cuscinetto

Il momento di attrito da scorrimento M_{sl} viene calcolato come:

$$M_{sl} = G_{sl}\mu_{sl}$$

Dove

G_{sl} = variabile tabellata che dipende dal tipo, diametro e carico del cuscinetto

μ_{sl} = coefficiente di attrito da scorrimento

Il coefficiente μ_{sl} tiene conto dell'effetto della lubrificazione sull'attrito da scorrimento che in condizioni di lubrificazione mista e di presenza di un film di spessore adeguato si può calcolare come:

$$\mu_{sl} = \Phi_{bl}\mu_{bl}(1 - \Phi_{bl})\mu_{EHL}$$

Dove

Φ_{bl} = fattore ponderato per il coefficiente di attrito da scorrimento

μ_{bl} = costante dipendente dal movimento = 0.12 per $n \neq 0$

μ_{EHL} = coefficiente di attrito da scorrimento per applicazioni in cui la pellicola sia completamente formata assume diversi valori in base ai tipi di cuscinetto e lubrificazione, nei casi di studio è stato posto pari 0.05

Il fattore ponderato per il coefficiente di attrito da scorrimento Φ_{bl} viene calcolato come

$$\Phi_{bl} = \frac{1}{e^{2.6 \cdot 10^{-8}(nv)^{1.4}d_m}}$$

In figura è mostrata l'influenza delle condizioni di lubrificazione sul fattore di ponderazione per il coefficiente di attrito da scorrimento, si noti come il fattore tende a zero in condizioni di lubrificazione a film completo, mentre tende ad 1 nel caso della lubrificazione mista perché si verifica il contatto tra le asperità delle superfici che produce un aumento dell'attrito.

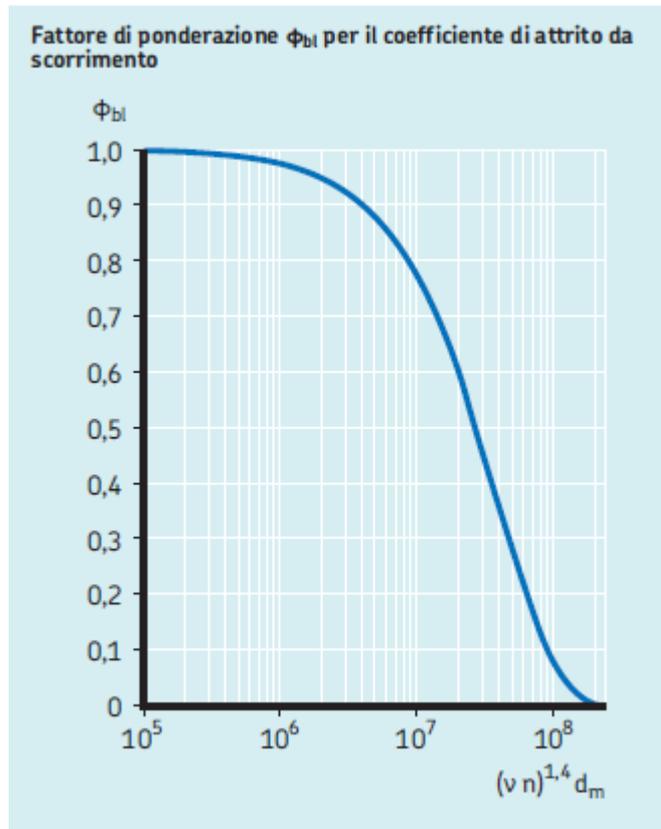


Figura 47 – andamento del parametro Φ_{bl}

Il momento di attrito delle tenute striscianti incorporate nel cuscinetto M_{seal} è influente solo quando i cuscinetti ne sono muniti di serie, le perdite per attrito derivanti dalle tenute possono superare quelle generate dal cuscinetto. Questa componente in cuscinetti con tenute incorporate su ambo i lati si può stimare con la formula:

$$M_{seal} = K_{S1} d_s^\beta + K_{S2}$$

Dove

K_{S1} = costante che dipende da tipo e dimensioni del cuscinetto

d_s = diametro della controfaccia della tenuta strisciante

β = esponente dipendente dal tipo di cuscinetto

K_{S2} = costante che dipende da tipo e dimensioni del cuscinetto

Le perdite causate dal trascinamento e sbattimento dell'olio M_{drag} viene considerata solo nei casi in cui il cuscinetto lavori a bagno d'olio, situazione che nei decanter sotto analisi non si verifica.

4.5.7 Perdite sulle tenute

Nelle centrifughe in generale, ma in articular modo in quelle alimentari, sono necessarie un grande numero di tenute per garantire la non contaminazione di prodotto ed organi meccanici, il tipo e le condizioni di esercizio determinano la quantità di potenza dissipata da questi organi, per garantire un buon funzionamento il labbro della tenuta viene accoppiato con l'albero con una certa interferenza, questo fa sì che si venga a creare una pressione di contatto fra labbro della tenuta e superficie dell'albero; A causa dell'attrito all'interfaccia si genererà una dispersione, per cui l'energia dissipata per attrito viene convertita in calore. Questa dispersione risulta proporzionale alla pressione di contatto fra labbro ed albero, alla velocità di rotazione dell'albero, al diametro della tenuta ed al coefficiente di attrito il quale varia in funzione delle condizioni di lubrificazione.

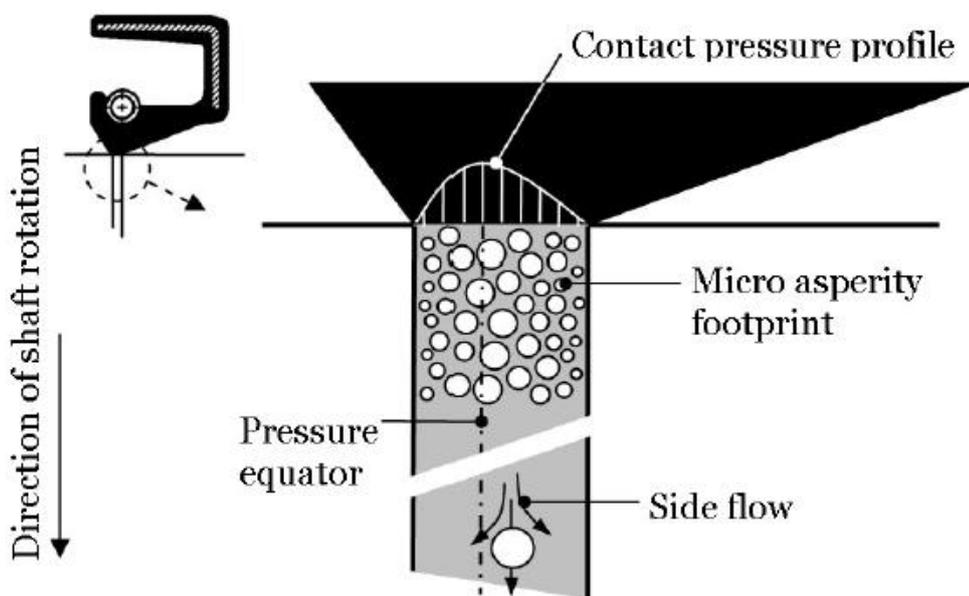


Figura 48 – distribuzione di pressione nella zona di contatto fra albero e labbro della tenuta

Le perdite dovute alla presenza di tenute striscianti, sono normalmente una piccola parte del totale e il loro valore, quindi, incide solo in minima parte sui risultati complessivi, tuttavia nel caso dei decanter, le velocità di rotazione elevata, ed i grandi diametri con i quali si deve lavorare, rende impossibile l'utilizzo dei diagrammi con i quali si stimano queste perdite nella pratica, in quanto ci si trova nelle parti del diagramma in cui vi è un forte impennamento delle curve o addirittura al di fuori del campo di applicabilità.

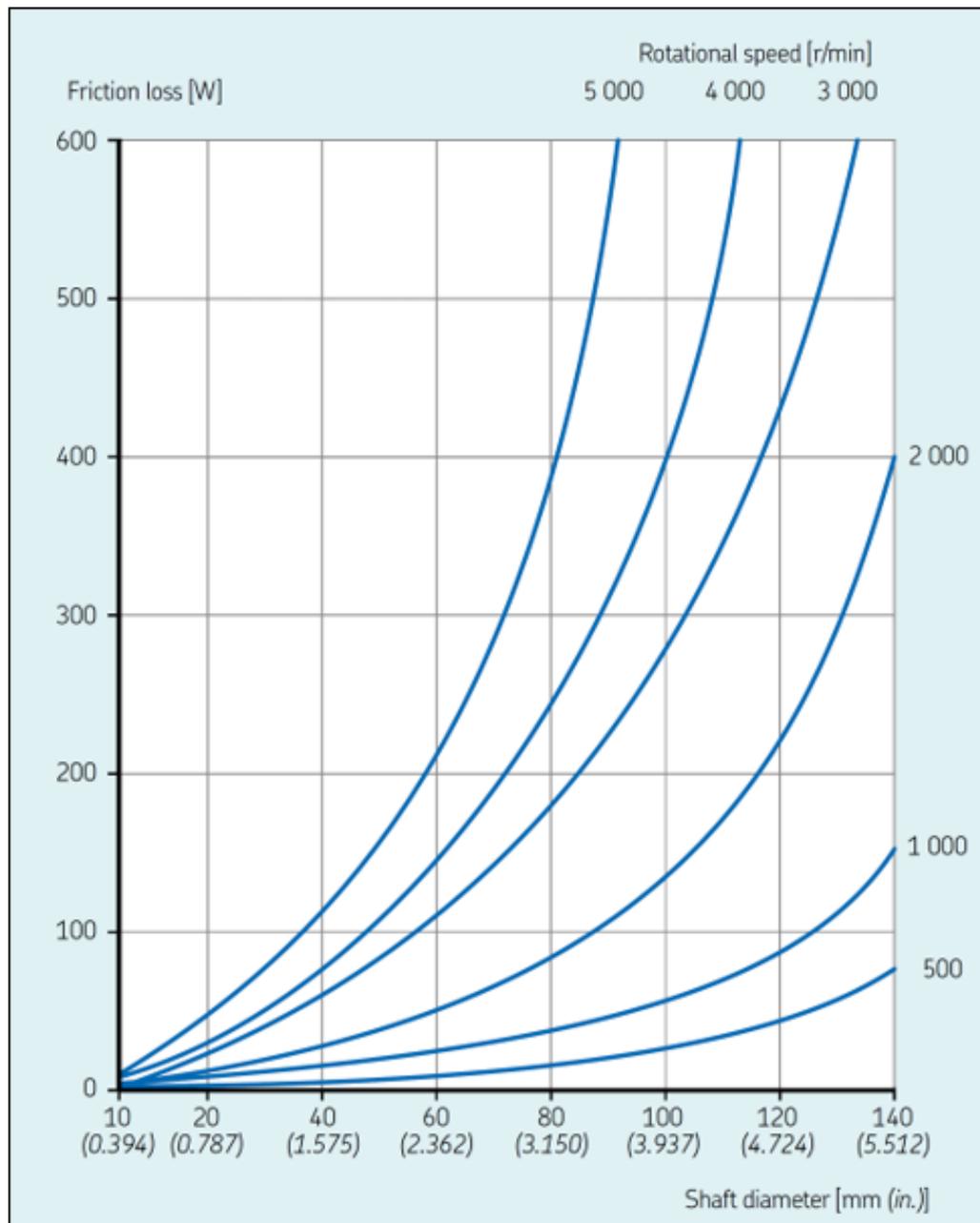


Figura 49 – diagrammi solitamente usati per la determinazione della potenza dispersa da una tenuta

Si necessita dunque di un approccio analitico, esistono varie relazioni proposte in letteratura per stimare il loro valore, quasi tutte sono piuttosto approssimate e si basano su considerazioni pratiche. Rifacendosi alle indicazioni fornite da alcuni costruttori di tenute striscianti, si propone di utilizzare la seguente relazione:

$$P_{loss,tenuta} = 7,9169 \cdot d_{albero}^2 \cdot n$$

Dove

d_{albero} = diametro dell'albero sul quale viene montata la tenuta

n = velocità angolare dell'albero in [giri/min]

Questa relazione, tuttavia, non tiene conto delle caratteristiche del lubrificante alla temperatura di esercizio, si introduce dunque il coefficiente correttivo $F_{c,v}$ che a seconda dei casi assume il valore di:

$$F_{c,v} = 1 \text{ per } \nu < 8,5$$

$$F_{c,v} = \frac{23}{40} + \frac{\nu}{20} \text{ per } 8,5 < \nu < 18,5$$

$$F_{c,v} = 1,5 \text{ per } \nu > 18,5$$

Con ν = viscosità cinematica del grasso alla temperatura di esercizio

Si calcola dunque la potenza dispersa da ogni tenuta come

$$P_{loss,tenuta} = 7,9169 \cdot F_{c,v} \cdot d_{albero}^2 \cdot n$$

La temperatura di esercizio, influisce sul livello di potenza dispersa anche in un altro modo, dai test condotti da [17], si nota come all' aumentare della temperatura il momento di attrito diminuisca, la spiegazione di ciò non è da ricercare nel lubrificante, ma nel materiale stesso di cui è fatta la tenuta, infatti in genere questi elementi vengono costruiti in polimeri elastomerici, il cui modulo elastico varia fortemente con la temperatura, quindi, a parità di deformazione del labbro, imposta dall'interferenza con l'albero, la pressione di interfaccia diminuisce, facendo così diminuire il momento di attrito.

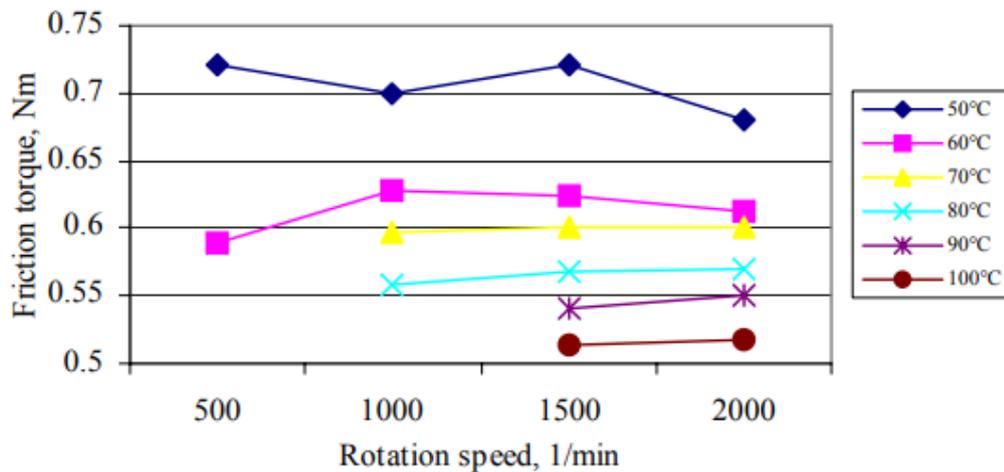


Figura 50 – effetto della temperatura sul momento di attrito di una tenuta

Di questo effetto non si è tenuto conto, in quanto risulta essere migliorativo dal punto di vista della generazione di calore dovuta alle dissipazioni.

4.5.8 Perdite sulle trasmissioni a cinghia

Una trasmissione a cinghia esprime la sua massima efficienza quando lavora al carico nominale per la quale è stata progettata. L'efficienza diminuisce quando ci si trova a lavorare in condizione di carico parzializzato o in sovraccarico. Se ben progettata tale tipo di trasmissione è caratterizzato da un rendimento molto alto che assume tipicamente valori del 95-98%. [9]

La quota di energia dispersa da una trasmissione a cinghia ha 2 componenti, perdite di coppia e perdite di trascinamento. Le perdite di coppia derivano dall'isteresi causata dalla flessione e dall'attrito tra la cinghia e la puleggia. Le perdite di trascinamento sono dovute agli effetti viscosi del mezzo in cui si trova a lavorare la trasmissione, in questo caso aria.

L'efficienza della cinghia dipende da diversi fattori tra cui la tensione della cinghia, la velocità di marcia, le dimensioni della puleggia, la rigidità flessionale e la capacità di carico della cinghia [9]. L'efficienza di una trasmissione a cinghia può essere espressa in funzione del carico applicato rispetto al carico nominale.

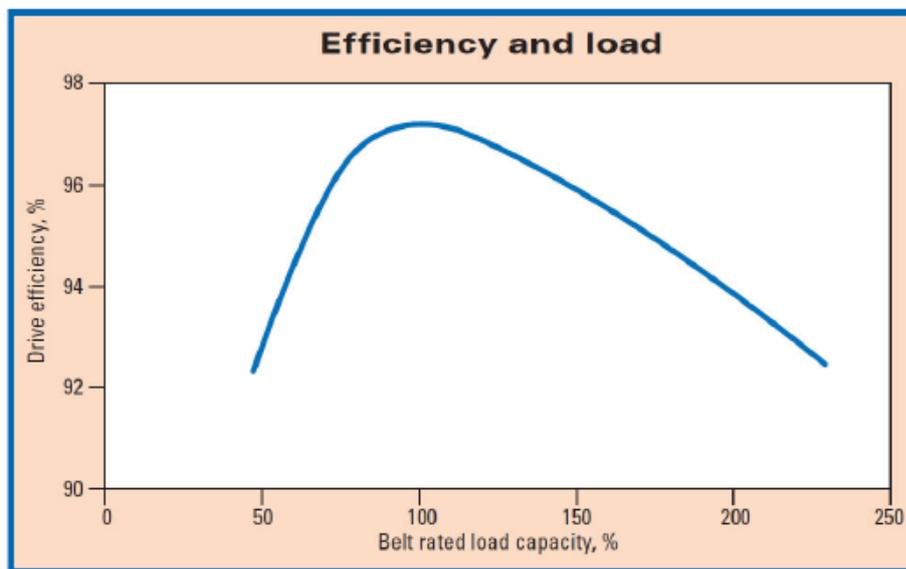


Figura 51 – andamento dell'efficienza di una trasmissione a cinghie in funzione dello sfruttamento% preso da [10]

Assumendo dei rendimenti pari al 95% per tutte le trasmissioni la potenza dispersa dalla i-esima trasmissione risulta essere pari a:

$$P_{loss,Ci} = P_{C,i}(1 - \eta_{C,i})$$

Con

$P_{loss,Ci}$ = perdita di potenza sulla i-esima trasmissione a cinghia

$P_{C,i}$ = potenza transitante sulla i-esima trasmissione

$\eta_{c,i}$ = rendimento globale della trasmissione

Considerando trascurabili le perdite di trascinamento il termine relativo alle perdite di coppia può essere attribuito a due fattori.

La perdita dovuta all'isteresi della cinghia, che per le trasmissioni industriali può essere stimata all'incirca intorno al 30% si genera internamente ad essa, dunque è legittimo assumere che il calore generato da questa dispersione venga dissipato in aria dalla cinghia stessa.

Il restante 70% della dispersione è imputabile agli attriti che si genera all'interfaccia fra cinghia e puleggia nella zona dell'angolo di abbraccio dove si verificano micro slittamenti. Questa quota di potenza dispersa all'interfaccia fra cinghia e puleggia genererà un flusso termico in parte diretto verso la cinghia in parte verso la puleggia. Per stimare quale sia la quota del flusso termico entrante nella puleggia tramite la quale si trasmetterà alla macchina è necessario introdurre un coefficiente di ripartizione ζ calcolato come:

$$\zeta = 1 - \frac{1}{1 + \frac{\lambda_c}{\lambda_p} \sqrt{1 - P_e}}$$

Con:

ζ = coefficiente di ripartizione del flusso termico fra cinghia e puleggia

λ_c = conducibilità termica della cinghia

λ_p = conducibilità termica della puleggia

P_e = numero di Péclet

Per le trasmissioni industriali è dimostrabile che $P_e \approx 0$ dunque la potenza termica effettivamente entrante nelle pulegge risulta essere:

$$P_p = \frac{\lambda_p P_f}{\lambda_p + \lambda_c}$$

Con:

P_p = effettiva potenza termica entrante nelle pulegge

P_f = potenza termica dispersa per attrito

La conducibilità termica dell'acciaio con il quale sono realizzate le pulegge è molto maggiore di quella dell'elastomero con il quale è rivestita la cinghia, quindi $P_p \cong P_f$.

Ora assumendo che la potenza termica dispersa per attrito si ripartisca uniformemente fra le pulegge facenti parte della i-esima trasmissione, e

ricordando che P_f rappresenta il 70% della dispersione totale sulla trasmissione si può scrivere.

$$P_{P,j} = \frac{0.7 * P_{loss,Ci}}{2}$$

Con:

$P_{P,j}$ = potenza termica entrante nella j-esima puleggia della i-esima trasmissione

$P_{loss,Ci}$ = potenza dispersa dalla i-esima trasmissione a cinghia

4.5.9 Perdite sul riduttore

Per il riduttore sarebbe necessario fare una analisi molto approfondita, in quanto l'effettivo rendimento di un riduttore epicicloidale a due stadi è funzione di molti parametri alcuni dei quali non sono noti e varia in base alle condizioni di funzionamento.

Per determinare quale sia la perdita sul riduttore si è fatto dunque riferimento alla temperatura che esso raggiunge durante il funzionamento. Nella pratica la temperatura rilevata sulla carcassa esterna del riduttore si attesta intorno ai 60°C, si sono dunque fatte delle prove in simulazione applicando diversi carichi termici per capire quale sia il carico termico da applicare al fine di raggiungere tale temperatura nelle condizioni di impiego che risulta essere pari a circa il 20% della potenza transitante sul riduttore. Da queste considerazioni si è assunto un rendimento del riduttore epicicloidale η_{rid} pari all'80% quindi la potenza dispersa sul riduttore è calcolabile come:

$$P_{loss,rid} = P_{rid}(1 - \eta_{rid})$$

Con:

$P_{loss,rid}$ = potenza persa sul riduttore

P_{rid} = potenza entrante nel riduttore

η_{rid} = rendimento totale del riduttore nelle condizioni di impiego

4.6 RISULTATI DEL BILANCIO ENERGETICO

Svolgendo i calcoli per i due decanter sotto analisi si ottengono i seguenti risultati utili a comprendere quale sia il peso delle varie perdite precedentemente descritte, nel bilancio energetico, in particolare quelle imputabili agli organi meccanici delle quali si vuole valutare l'impatto sul riscaldamento dell'olio di oliva.

Nelle seguenti tabelle vengono riportate le varie voci di perdita in valore assoluto, ed il peso che esse hanno rispetto alla potenza elettrica in ingresso al motore principale $P_{el,in}$.

DECANTER 1							
PARAMTRI INGRESSO				AREE FUNZIONALI			
Potenza elettrica in ingresso		Pel, in	30000	W			
Carico albero lento del riduttore		Mrid	7500	Nm			
			W	%	W	%	
ORGANI MECCANICI	dissipazione interna al motore	Ploss, m	3000	10,0%	3000	10,0%	motore
	trasmissione principale motore- tamburo	Ploss, Cm	1350	4,5%	2325	7,8%	trasmissioni a cinghia
	trasmissione rinvio 4-3	Ploss, C43	500	1,7%			
	trasmissione rinvio 2-1	Ploss, C21	475	1,6%			
	tenute lato liquidi	tenuteLL	468	1,6%	2742	9,1%	tenute
	tenute lato solidi	tenuteLS	1274	4,2%			
	baderna	baderna	1000	3,3%			
	Drag aerodinamico tamburo	Paero	2004	6,7%	2004	6,7%	aerodinamiche
	cuscinetto di banco LL - SKF 6220	P 6220	392	1,3%	1094	3,6%	cuscinetti
	cuscinetto di banco LS - SKF 6222	P 6222	396	1,3%			
	cuscinetto coclea LL - SKF 3220A	P 3220A	178	0,6%			
	cuscinetto coclea LS - SKF NA4920	P NA4920	1	0,0%			
cuscinetti albero di rinvio - SKF 6207-RS2	P 6207	128	0,4%				
perdite nel riduttore	Ploss, rid	2501	8,3%	2501	8,3%	riduttore	
energia cinetica fornita ai fluidi in uscita	Pk, fluido	2044	6,8%	16336	54,5%		
perdite viscosse nella zona di accelerazione	Pvisc	3753	12,5%				
trasposto sansa da R0 a Rsansa	Ptrasp, rad	1346	4,5%				
friction causate dal trasporto della sansa	Ptrasp, ass	9195	30,6%				

Figura 52 – risultati del bilancio energetico per il decanter 1

DECANTER 2							
PARAMTRI INGRESSO				AREE FUNZIONALI			
Potenza elettrica in ingresso		Pel, in	37000	W			
Carico albero lento del riduttore		Mrid	7500	Nm			
			W	%	W	%	
ORGANI MECCANICI	dissipazione interna al motore	Ploss, m	3700	10,0%	3700	10,0%	motore
	trasmissione principale motore- tamburo	Ploss, Cm	1665	4,5%	2590	7,0%	trasmissioni a cinghia
	trasmissione rinvio 4-3	Ploss, C43	475	1,3%			
	trasmissione rinvio 2-1	Ploss, C21	451	1,2%			
	tenute lato liquidi	tenuteLL	844	2,3%	3053	8,3%	tenute
	tenute lato solidi	tenuteLS	1209	3,3%			
	baderna	baderna	1000	2,7%			
	Drag aerodinamico tamburo	Paero	1820	4,9%	1820	4,9%	aerodinamiche
	cuscinetto di banco LL - SKF 6220	P 6220	206	0,6%	835	2,3%	cuscinetti
	cuscinetto di banco LS - SKF 6222	P 6222	333	0,9%			
	cuscinetto coclea LL - SKF 3220A	P 3220A	172	0,5%			
	cuscinetto coclea LS - SKF NA4920	P NA4920	1	0,0%			
cuscinetti albero di rinvio - SKF 6207-RS2	P 6207	123	0,3%				
perdite nel riduttore	Ploss, rid	2373	6,4%	2373	6,4%	riduttore	
energia cinetica fornita ai fluidi in uscita	Pk, fluido	814	2,2%	23027	62,2%		
perdite viscosse nella zona di accelerazione	Pvisc	1553	4,2%				
trasposto sansa da R0 a Rsansa	Ptrasp, rad	741	2,0%				
attriti sansa tamburo coclea	Ptrasp, ass	19919	53,8%				

Figura 53 – risultati del bilancio energetico per il decanter 2

Si nota, che sommando tutte le dissipazioni degli organi meccanici per i due decanter si ottengono valori simili, in particolare pari a 13667W per il decanter1 14371W per il decanter2, tuttavia il peso % è differente in quanto il decanter 1 monta un motore da 30KW mentre il decanter 2 da 37 KW.

CAPITOLO 5

ANALISI TERMICA

5.1 TRASMISSIONE DEL CALORE

Come noto, i meccanismi di scambio termico sono conduzione, convezione e irraggiamento, l'irraggiamento risulta essere trascurabile in quanto le temperature alle quali opera la macchina non sono tali da coinvolgere tale fenomeno in maniera significativa. Dunque, si riportano le equazioni che descrivono i meccanismi di scambio termico che si vogliono studiare.

Il fenomeno della conduzione è governato dalla legge di Fourier la quale è esprimibile come:

$$P_{cond} = \dot{Q}_{cond} = -KA \frac{\Delta T}{L}$$

Dove:

- $P_{cond} = \dot{Q}_{cond}$ rappresenta la potenza termica trasmessa [W] sta a significare la quantità di calore trasmessa nell'unità di tempo.
- K è una proprietà termofisica del materiale e viene detta conducibilità termica, essa esprime l'attitudine del materiale a condurre calore [W/m²K]
- A è la superficie attraverso la quale avviene la trasmissione del calore [m²];
- L è la lunghezza che separa le superfici attraverso le quali si vuole valutare lo scambio termico [m].

Il fenomeno della convezione termica è un meccanismo molto complesso, tuttora oggetto di svariate ricerche, per darne una definizione riduttiva si potrebbe dire che esso descrive lo scambio termico legato al trasporto di massa dovuto ad una corrente fluida in contatto con una parete solida. L'equazione che governa i fenomeni di convezione termica è la legge di Newton, esprimibile come segue:

$$P_{conv} = \dot{Q}_{conv} = hA(T_P - T_{\infty})$$

Dove:

- $P_{conv} = \dot{Q}_{conv}$ è la potenza termica scambiata per convezione [W];
- h è il coefficiente di scambio termico convettivo espresso in [W/m²K], potremmo dire che esso descrive la capacità della corrente fluida creatasi di scambiare calore.
- T_P è la temperatura della parete lambita dalla corrente fluida

- T_{∞} è la temperatura di riferimento del fluido ad una distanza dalla parete tale da non risentire degli effetti dello scambio termico che sta avvenendo.

Nei decanter, il calore generato dalle sorgenti individuate (cuscinetti, tenute, pulegge, e riduttore) si propaga per conduzione attraverso la macchina, arrivando al prodotto in separazione ed all'ambiente, i quali, scambiano calore con la macchina per convezione, è dunque necessario fare una stima quanto più accurata possibile dei parametri termofisici dei materiali presenti nel sistema.

5.2 DEFINIZIONE DEI PARAMETRI TERMOFISICI DEI MATERIALI

Essendo i decanter sotto analisi macchine operanti nel settore alimentare, tutte le parti a diretto contatto con il prodotto sono in acciaio inossidabile, in particolare la coclea e le volute sono in acciaio AISI 304, mentre tutte le parti del tamburo sono in AISI 414, il basamento e la copertura esterna non essendo in diretto contatto con il prodotto vengono prodotte in acciaio S235, mentre i labirinti all'interfaccia di parti aventi grande velocità relativa ed altri particolari sono realizzati in materiali a basso coefficiente di attrito come bronzo ed ottone per cautelarsi da possibili contatti dovuti a malfunzionamenti della macchina.

Si sono dunque reperiti in bibliografia tutte le caratteristiche degli acciai in gioco, in particolare si è interessati alla conducibilità termica K che viene riportata in tabella per ogni materiale.

MATERIALE	conducibilità termica K (W/m)
AISI 304	15
AISI 414	25
S235	60
GHISA	50
BRONZO	111

Figura 54 - conducibilità termica dei materiali utilizzati nella costruzione dei due decanter

Per quanto riguarda il prodotto in lavorazione, (in questo caso pasta di olive) dalla quale si vogliono separare i tre componenti aventi diversa densità (olio, acqua o patè e sansa) in letteratura è possibile trovare con una certa affidabilità i parametri termofisici dell'olio di oliva, mentre per l'acqua di vegetazione e la sansa no, in quanto si tratta di fluidi non standard e dalle caratteristiche fortemente variabili da partita a partita di olive. Si è quindi dovuta fare una stima delle caratteristiche di questi ultimi basandosi su alcuni dei dati trovati in letteratura e su delle ricerche commissionate dall'azienda sulla pasta di olive.

Avendo assunto come noti il calore specifico C_p di acqua, olio e pasta di olive, ed ipotizzando che il C_p di un miscuglio, sia pari alla media pesata dei C_p delle componenti, pesati sulle relative frazioni di massa si è potuto derivare il C_p della sansa.

Va aggiunto che nel caso di lavorazione a 3 fasi la pasta viene diluita con acqua a 35°C spillata dal circuito di riscaldamento delle gramole quindi si è calcolata la temperatura di equilibrio del composto di alimentazione (feed) come media pesata delle temperature sulle frazioni di massa la quale risulta essere prossima ai 30°C.

5.3 STIMA DEI COEFFICIENTI DI CONVEZIONE

Avendo assunto che la macchina scambia calore con il fluido principalmente per convezione, è necessario stimare i coefficienti di convezione in tutte le zone di interesse della macchina.

Noti i parametri termofisici dei fluidi e le condizioni di flusso, è possibile applicare delle relazioni empiriche che consentono di calcolare il numero di Nusselt “Nu” il quale è direttamente correlato al coefficiente di convezione “h” che si vuole determinare secondo la relazione:

$$Nu = \frac{hL}{K}$$

con h coefficiente di scambio convettivo [$W/m^2\text{°C}$], K conducibilità termica del fluido [$W/m\text{ °C}$] ed L lunghezza caratteristica in cui si sviluppa il moto.

Per fare ciò è necessario introdurre i greppi adimensionali caratteristici del fenomeno i quali definiscono il campo di applicabilità di tali relazioni e ne consentono il calcolo.

Il numero di Reynold “Re” rappresenta il rapporto tra le forze d’inerzia e le forze viscosi del fluido, ed è espresso come segue:

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{v L}{\nu}$$

in cui ρ è la densità del fluido [kg/m^3], v è la velocità del fluido [m/s], L rappresenta la lunghezza caratteristica in cui si sviluppa il moto [m], μ è la viscosità dinamica [$Pa*s = kg/(m*s)$] e ν quella cinematica [m^2/s]. In base al Re e confrontandolo con il suo valore critico “Re,cr” si stabiliscono le condizioni di flusso, se laminare, in transizione, o turbolento.

Il numero di Prandtl, indica la relazione che sussiste tra il trasporto della quantità di moto e il trasporto dell’energia termica attraverso uno strato limite di fluido. Questo numero dipende solo dalle proprietà del fluido e viene definito come:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K}$$

in cui C_p rappresenta il calore specifico del fluido, ossia la capacità di una sostanza di assorbire una certa quantità di calore [J/(kg°C)], μ la viscosità dinamica e k la conducibilità termica del fluido [W/m°C].

Il numero di Grashof “Gr” rappresenta il rapporto tra le forze di inerzia di galleggiamento da una parte e le forze di attrito al quadrato dall’altra, ed è spesso dalla relazione:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}$$

in cui g rappresenta l’accelerazione di gravità [m/s²], ν la viscosità cinematica [m²/s], β è il coefficiente di espansione termica del fluido, L la lunghezza caratteristica in cui si sviluppa il moto [m], e $(T_s - T_\infty)$ rappresenta il differenziale termico che esiste fra parete lambita dal flusso ed il fluido.

Il numero di Raylight può essere interpretato come il rapporto tra forze di galleggiamento e forze d’attrito viscoso, caratterizza il regime di moto del fluido in convezione naturale: sopra un certo valore implica un regime di tipo turbolento, sotto di esso il regime risulta laminare. Esiste inoltre un valore critico minimo tale per cui le spinte di galleggiamento dovute ai gradienti di densità in seno al fluido non riescono a superare l’opposizione della viscosità cinematica e il moto non si manifesta, lo scambio termico avviene per semplice conduzione.

$$Ra = Gr * Pr$$

Dove Gr è il numero di Grashof e Pr il numero di Prandtl.

5.3.1 Tamburo e riduttore

Il tamburo risulta approssimabile ad un cilindro rotante, sotto questa ipotesi è possibile applicare la seguente relazione assumendo come grandezza caratteristica del moto il diametro del tamburo [12].

$$Nu = 0.133Re^{0.667}Pr^{0.333}$$

5.3.2 Copertura esterna

La copertura esterna è anch’essa approssimabile ad un cilindro, ma essendo ferma, lo scambio termico avverrà in regime di convezione naturale, risulta quindi applicabile tale relazione [12] prendendo come grandezza caratteristica del moto il diametro della copertura esterna.

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra^{(1/6)}}{[1 + (0.559/Pr)^{(9/16)}]^{(8/27)}} \right\}^2$$

5.3.3 Fondo del tamburo lato liquidi

Questa zona è approssimabile ad un disco rotante, sotto questa ipotesi è possibile adottare la seguente relazione [12], assumendo come grandezza caratteristica del moto il diametro del tamburo.

$$Nu = C_2 Re^{0.8} \text{ con } C_2 = 0.015$$

5.3.4 Elica della coclea

Nella zona dell'elica della coclea stimare direzione e velocità del flusso è molto complesso, tuttavia in letteratura viene proposta tale relazione di carattere generale per il caso di lastra piana bagnata da olio [12], assumendo come lunghezza caratteristica la circonferenza della pala nella zona a contatto con il fluido.

$$Nu = 0.644 Re^{(1/6)} Pr^{(1/3)} \text{ valida per } Re < 5 * 10^5$$

5.3.5 Coperchi delle volute

Sui coperchi delle volute sono poste le sedi per i cuscinetti di banco, in queste zone è presente una ventilazione realizzata tramite un ventilatore centrifugo la cui portata d'aria è nota, quindi è possibile stimare la velocità del flusso e in letteratura si consiglia di applicare tale relazione di carattere generale [13] nel caso di parete verticale in condizione di convezione forzata con aria, per il calcolo si è assunta come grandezza caratteristica del moto l'altezza dei coperchi.

$$Nu = 0.145 Re^{0.66}$$

5.3.6 Altre zone

Per tutte le altre zone per le quali non si sono trovate in letteratura relazioni applicabili a causa della complessità del flusso e della geometria si sono imposti dei coefficienti di convezione ritenuti ragionevoli dettati dall'esperienza di chi lavora nel settore.

MEZZO	CONVEZIONE	h (W/m ² °C)	
		min	max
Aria	naturale	5	25
Aria / vapore surriscaldato	forzata	20	300
Olio	forzata	60	1800
Acqua	forzata	300	6000
Acqua	in evaporazione	3000	60000
Vapore	in condensazione	6000	120000

Figura 55 - coefficienti di convezione usati nella pratica progettuale

CAPITOLO 6

MODELLO FEM

6.1 MODELLI SEMPLIFICATI DELLE GEOMETRIE

I decanter centrifughi sono macchine molto complesse e composte da un elevato numero di componenti di vario genere.

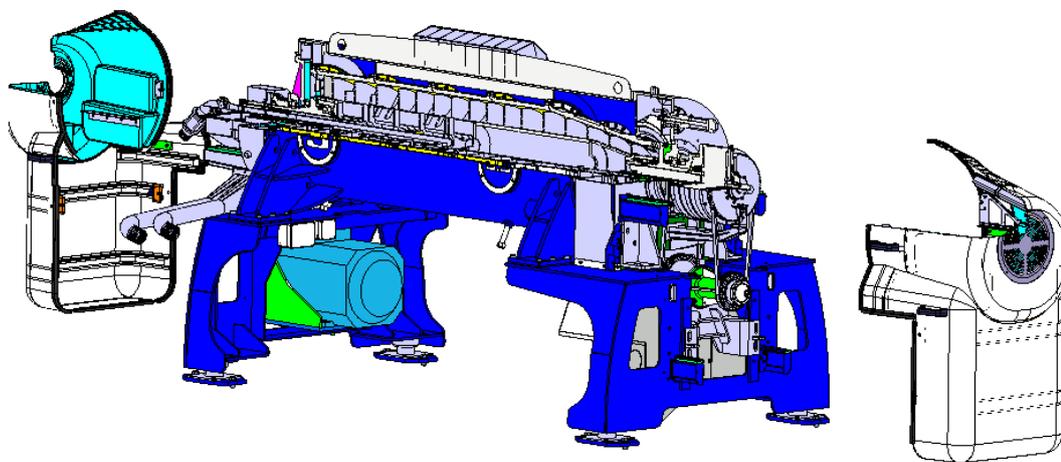


Figura 56 – rappresentazione del decanter 1

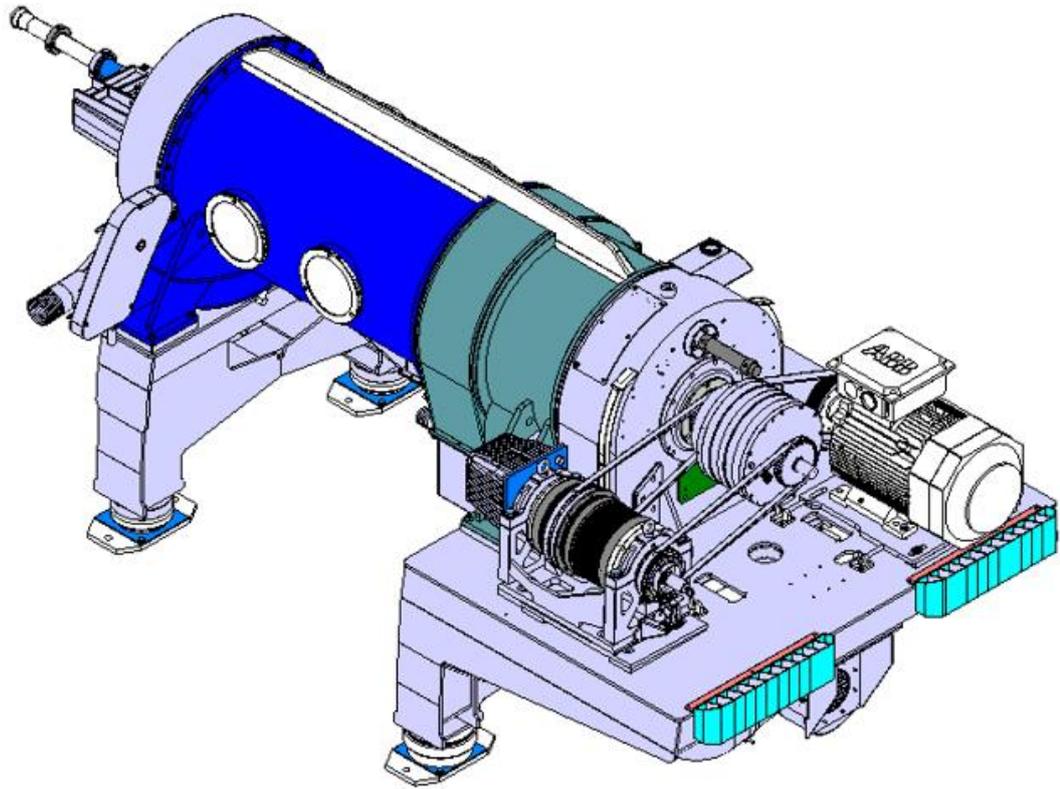


Figura 57 – rappresentazione del decanter 2

Per produrre un modello FEM di ragionevole complessità, è necessario definire quale sia il fenomeno che si vuole studiare, di conseguenza individuare quali siano i componenti del macchinario che influenzano tale fenomeno, in modo tale da poter isolare tali componenti e di conseguenza semplificare il problema.

In questo studio, si vuole indagare su come le dispersioni dovute alla trasmissione meccanica, possono influenzare la temperatura di uscita dell'olio dal macchinario. Si considerano dunque ininfluenti il basamento, il motore principale, l'albero di rinvio ed i carter di protezione delle meccaniche laterali, si ottengono dunque i seguenti assiemi semplificati.

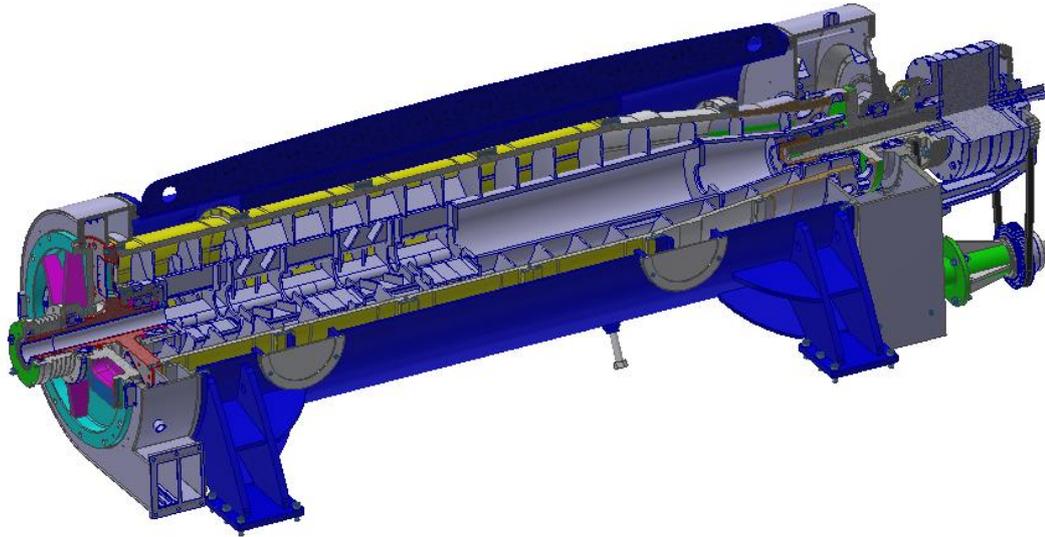


Figura 58 – assieme semplificato del decanter 1

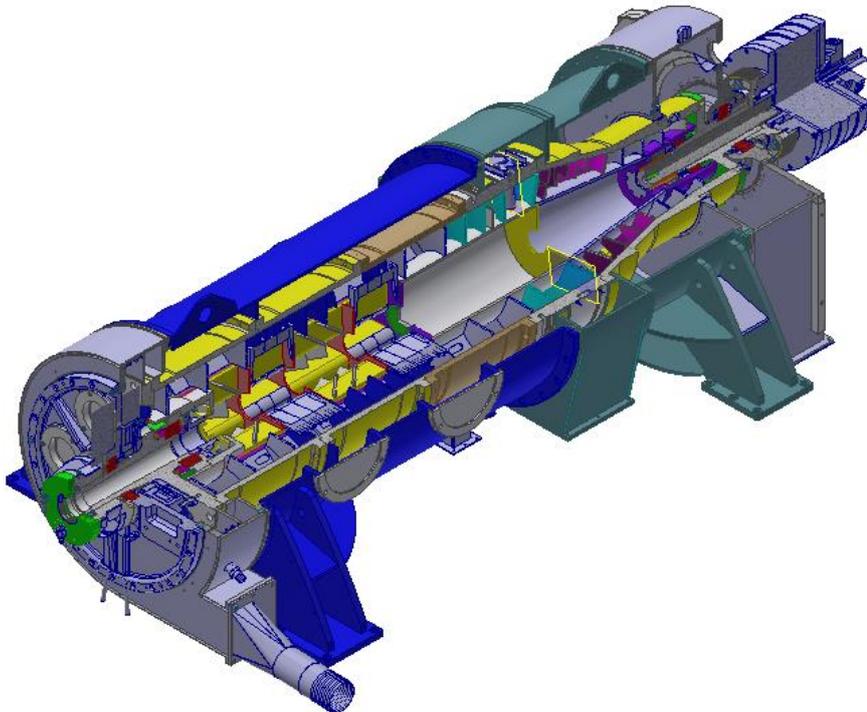


Figura 59 – assieme semplificato del decanter 2

A questo punto, è necessario semplificare ulteriormente il problema per evitare di importare in Ansys geometrie inutilmente troppo complesse. A tale scopo, fori di fissaggio, canali di lubrificazione, viti, bulloni, rondelle, spine, ed altri componenti devono essere eliminati in quanto comportano un grande aggravio della complessità del problema, ed il loro contributo al fine del risultato risulta trascurabile. Si sono ottenute dunque alle seguenti geometrie semplificate:

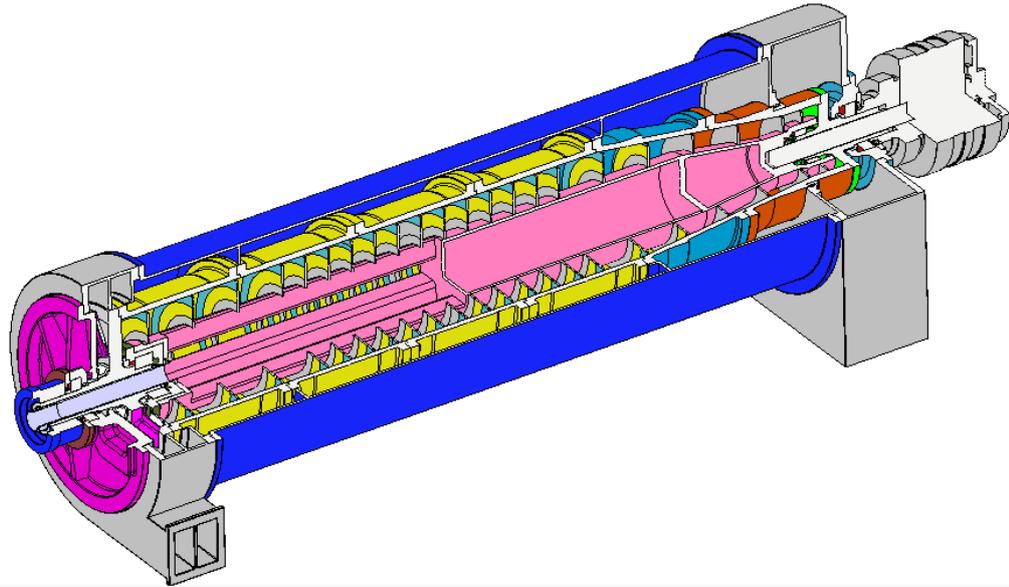


Figura 60 – geometria semplificata del decanter 1

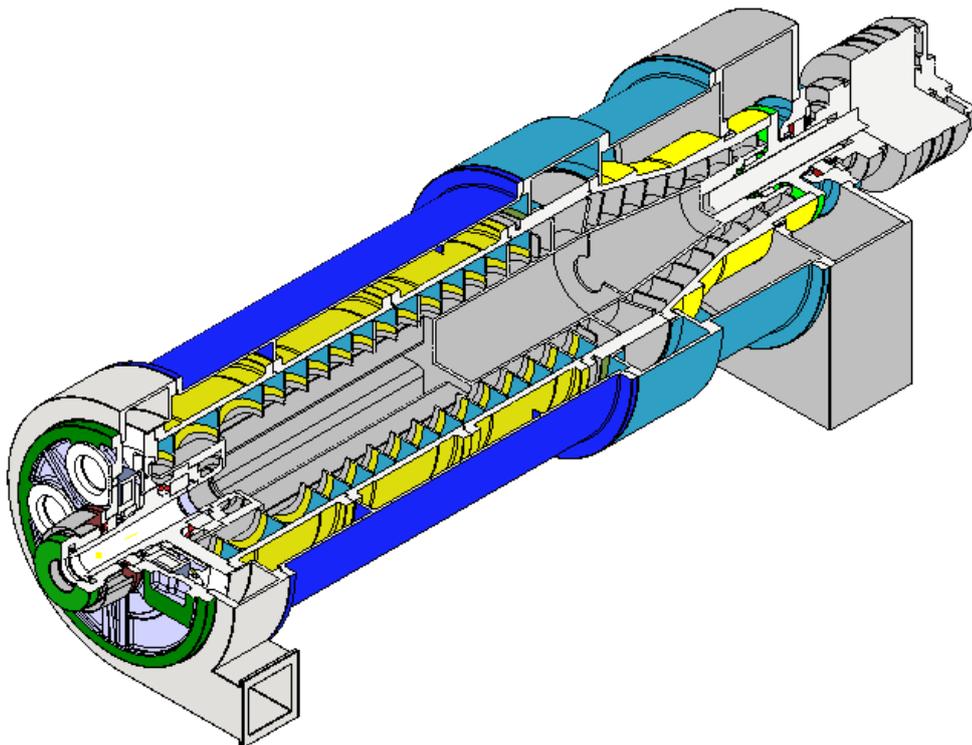


Figura 61 – geometria semplificata del decanter 2

Particolare attenzione è stata posta sulla coclea, in quanto è largamente il componente più complesso di tutto l'assieme.

Sono state eliminate le pale che servono all'accelerazione del feed in ingresso e semplificata l'elica della coclea rendendola una serie di dischi, questo aiuterà anche in uno step successivo che verrà analizzato in seguito.

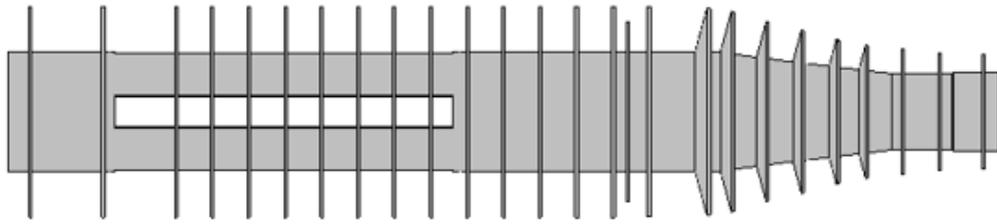


Figura 62 – coclea del decanter 2 semplificata e resa simmetrica

Altri punti critici, sono nell'intorno dei cuscinetti della coclea, queste zone sono dense di tenute e guarnizioni, inoltre la coclea è connessa all'albero del riduttore tramite un albero scanalato accoppiato ad una flangia, si è scelto di eliminarle tutte queste parti ripristinando la continuità del materiale della coclea, ciò rappresenta una condizione peggiorativa ai fini dell'analisi, in quanto favorisce lo scambio termico fra il cuscinetto ed il fluido in lavorazione.

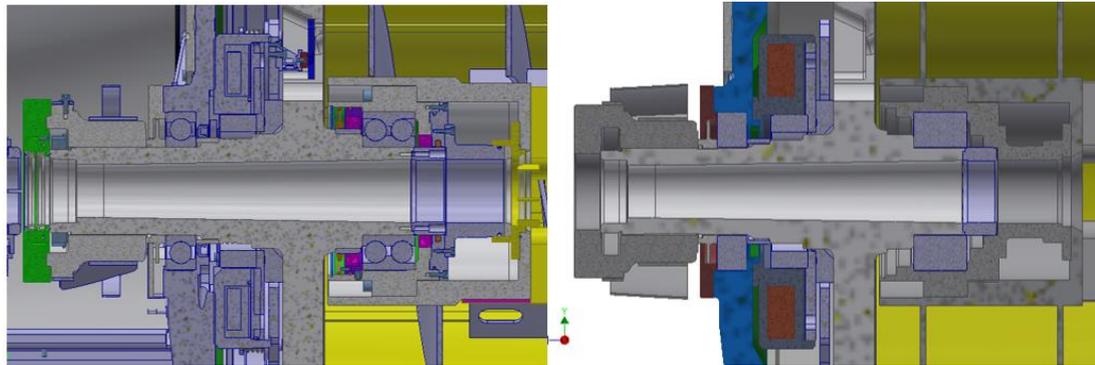


Figura 63 – processo di semplificazione applicato ai supporti lato liquidi del decanter 2

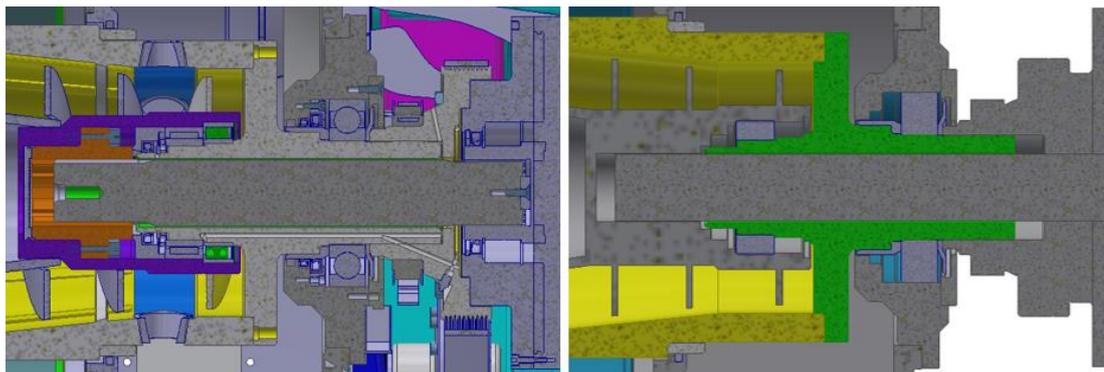


Figura 64 - processo di semplificazione applicato ai supporti lato solidi del decanter 2

Ottenute dunque le geometrie in figura, ci si ritiene soddisfatti del grado di semplificazione raggiunto, si può dunque procedere con la creazione del modello. Si è tentato di fare una prima analisi, tuttavia le dimensioni delle macchine fanno sì che per ottenere una mesh di buona qualità, sia necessario un elevatissimo numero di elementi, tale da rendere impossibile il calcolo con i mezzi che si hanno a disposizione, anche provando ad utilizzare una mesh meno

raffinata passando da una prodotta tramite la funzione “adaptive”, ad una prodotta tramite la funzione “uniform” risulta impossibile ottenere un buon grado di approssimazione con un numero di elementi ragionevole. Per risolvere il problema si rende necessaria una ulteriore semplificazione atta a diminuire il numero degli elementi. Ciò è possibile applicando l’ipotesi di simmetria sul piano verticale, che viste le modifiche apportate alla geometria negli step precedenti risulta verificata per tutti gli elementi ad eccezione della voluta scarico liquidi e del relativo coperchio, tuttavia si è potuta accettare questa approssimazione ai fini del calcolo preliminare, in quanto negli step successivi verrà tolta.

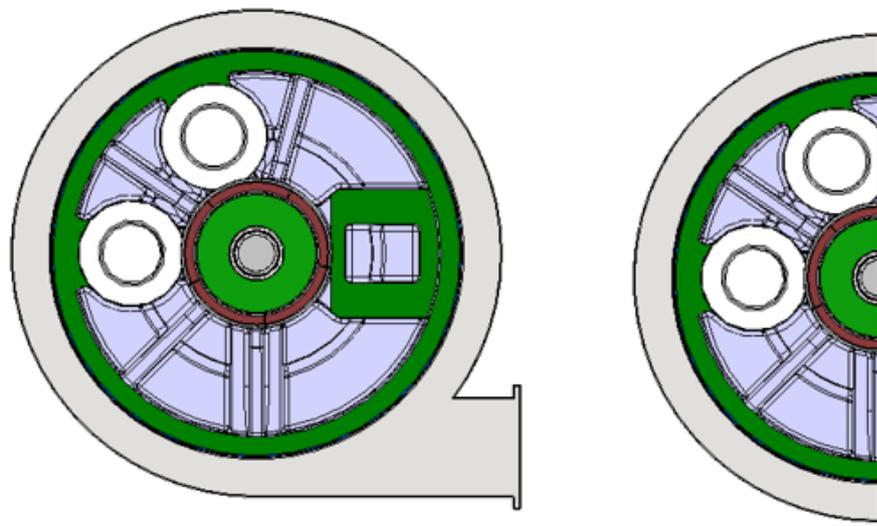


Figura 65 – approssimazione della testata liquidi del decanter 2

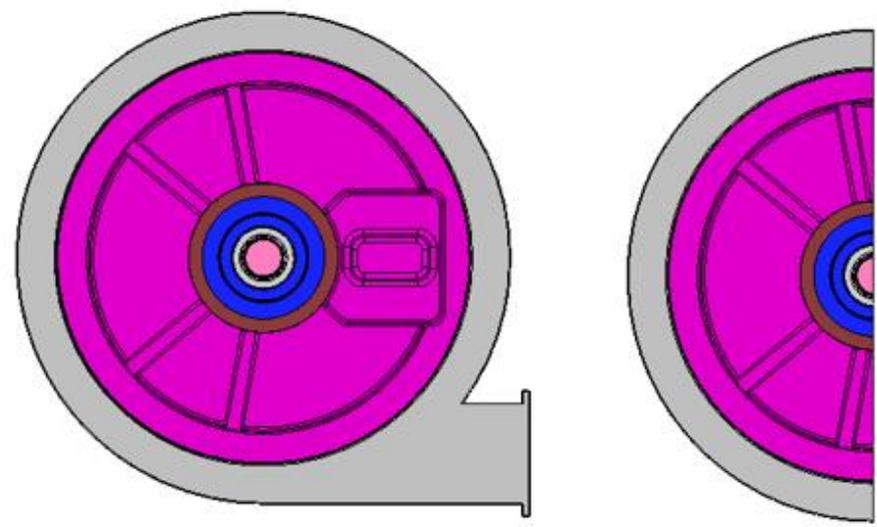


Figura 66 - approssimazione della testata liquidi del decanter 1

In fine, si è deciso di modificare anche di modificare la geometria del riduttore, rendendolo cavo per poter applicare il carico termico sottoforma di “heat flux”, il che va anche a vantaggio della fedeltà del modello rispetto al riduttore reale, in quanto nella realtà il calore che viene generato all’interfaccia fra gli ingranaggi, viene asportato dall’olio lubrificante, questo a sua volta risulterà a contatto con la carcassa in maniera uniforme, in quanto, il campo centrifugo tenderà a schiacciare l’olio lubrificante contro le pareti interne della carcassa, risulta dunque più sensato considerare soltanto la carcassa del riduttore applicando alle facce interne il relativo carico termico.

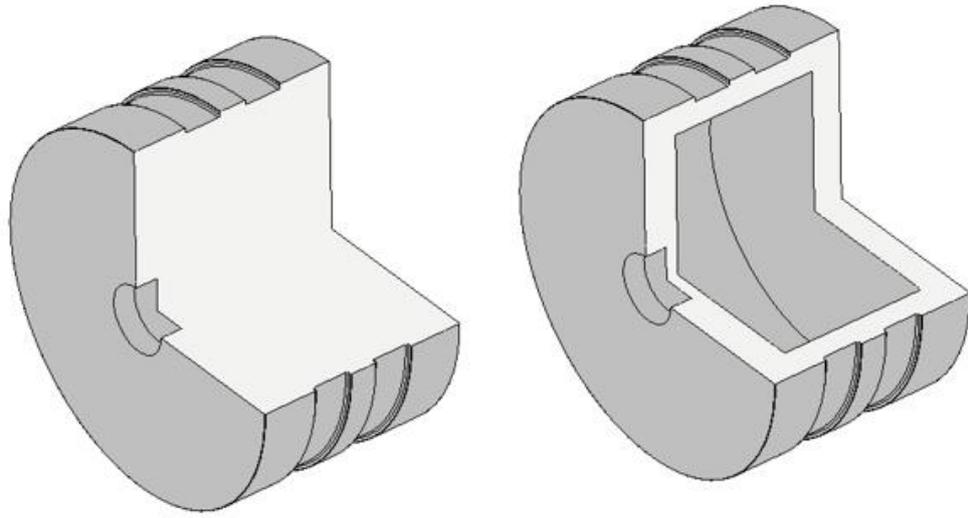


Figura 67 – modello della carcassa del riduttore

Tutte queste considerazioni hanno portato alla definizione delle geometrie definitive sul quale verranno sviluppati i modelli FEM di riferimento.

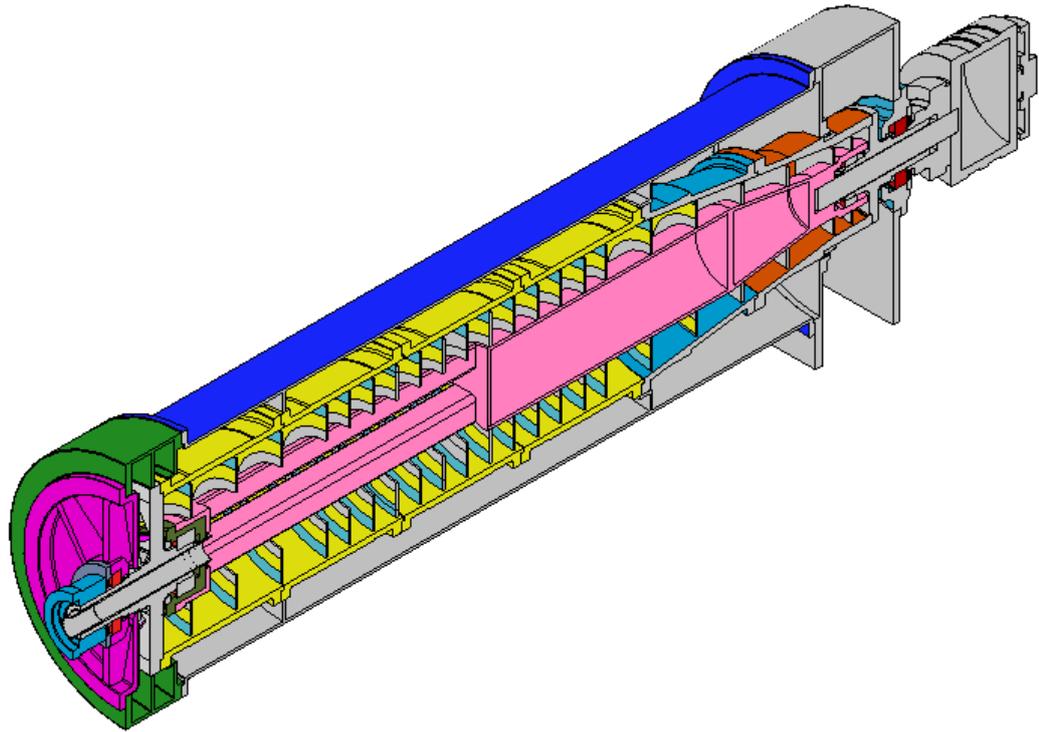


Figura 68 – geometria su cui è stato realizzato il modello di riferimento per il decanter 1

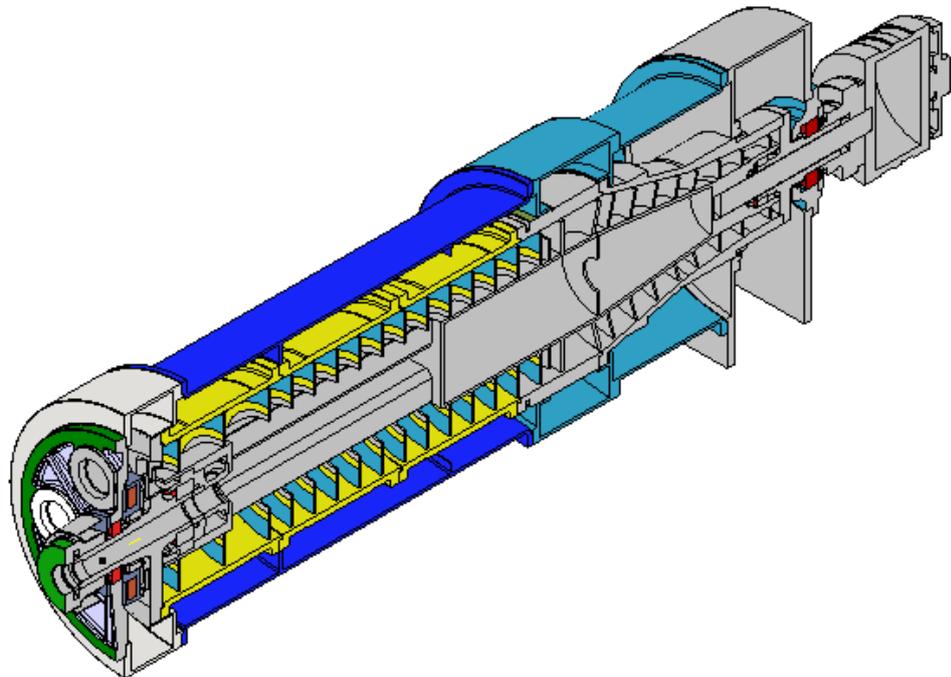


Figura 69 - geometria su cui è stato realizzato il modello di riferimento per il decanter 2

6.2 SET-UP DEL MODELLO DI RIFERIMENTO

Preparate le geometrie si può procedere con la creazione del modello vero e proprio, ciò è stato fatto tramite il software commerciale Ansys Workbench. Il

primo passo da fare una volta importata la geometria, è quello di assegnare i materiali alle varie parti, ed applicare l'ipotesi di simmetria sul piano sulla quale è stata sezionata la geometria, nel software ciò viene fatto attraverso il comando "Symmetry Region", Ansys non riconosce automaticamente rispetto a quale piano è stata prodotta la sezione, vanno quindi selezionate tutte le facce appartenenti dal piano di simmetria e si definisce quale sia la normale a tale piano, rispetto al sistema di riferimento utilizzato in simulazione.

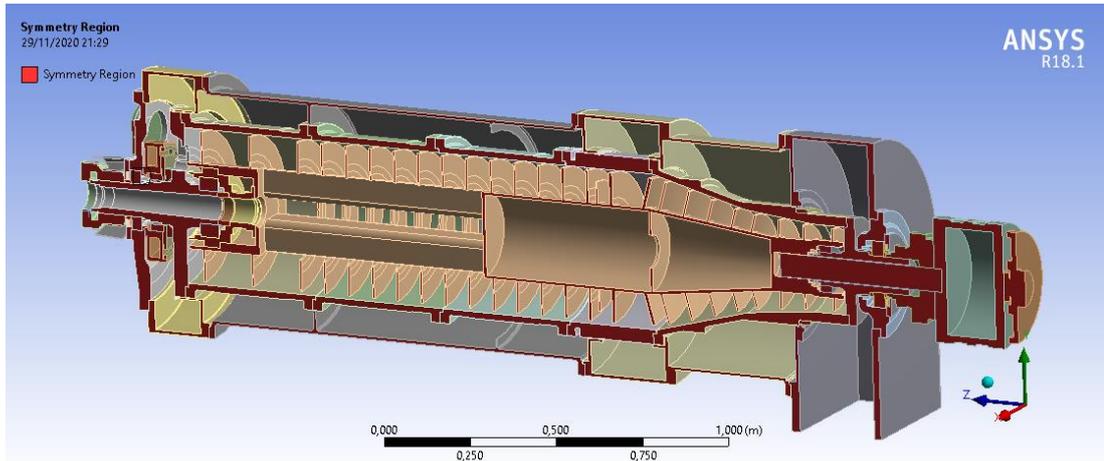


Figura 70 – applicazione dell'ipotesi di simmetria al decanter 2 tramite il comando "symmetry region"

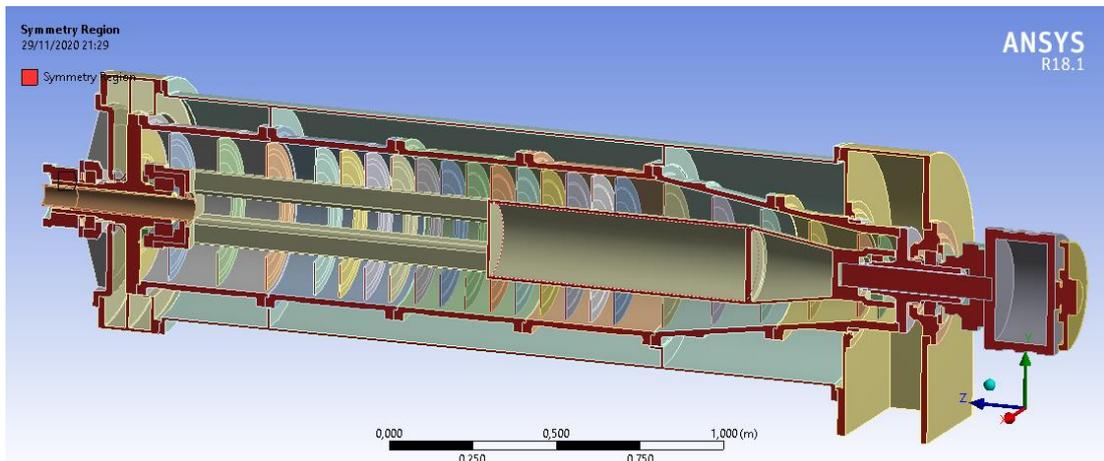


Figura 71 - applicazione dell'ipotesi di simmetria al decanter 1 tramite il comando "symmetry region"

Definito il piano di simmetria, si passa alla gestione dei contatti fra i vari corpi, ci sono molte zone del macchinario in cui fra i corpi in moto relativo c'è una piccolissima intercapedine di aria, tale per cui il software automaticamente inserisce il contatto, è necessario dunque definire manualmente su quali zone si verifica il reale contatto fra le parti e in quali zone è invece presente l'intercapedine, questa fase è molto importante, in quanto influisce pesantemente sul risultato finale.

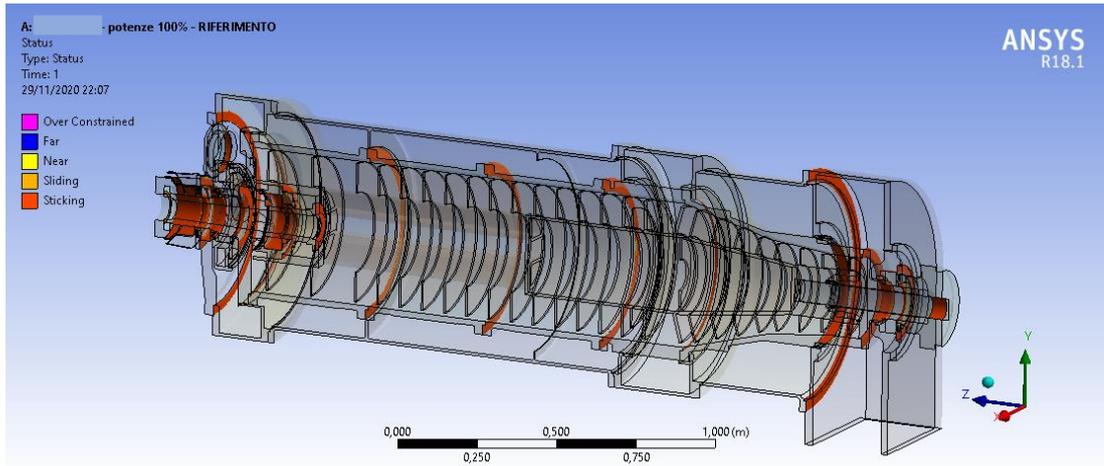


Figura 72 – gestione dei contatti sul modello del decaer 2

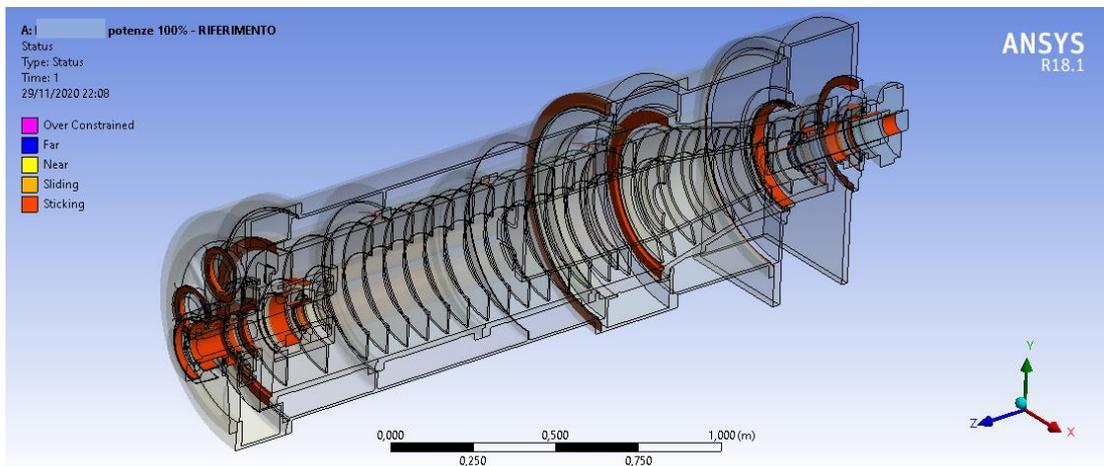


Figura 73 - gestione dei contatti sul modello del decaer 2

Definiti quali siano le zone a contatto si passa alla creazione della mesh necessaria per il calcolo, dopo diverse prove si è optato per l'utilizzo di questi parametri:

Size function	uniform
Relevance center	medium
Max face size	10 [mm]

Figura 74 – parametri con i quali è stata ottenuta la mesh

Si sono inoltre operati raffinamenti nelle zone di maggiore interesse utilizzando il comando “Body sizing” impostando il parametro “Element size” al valore di 8mm.

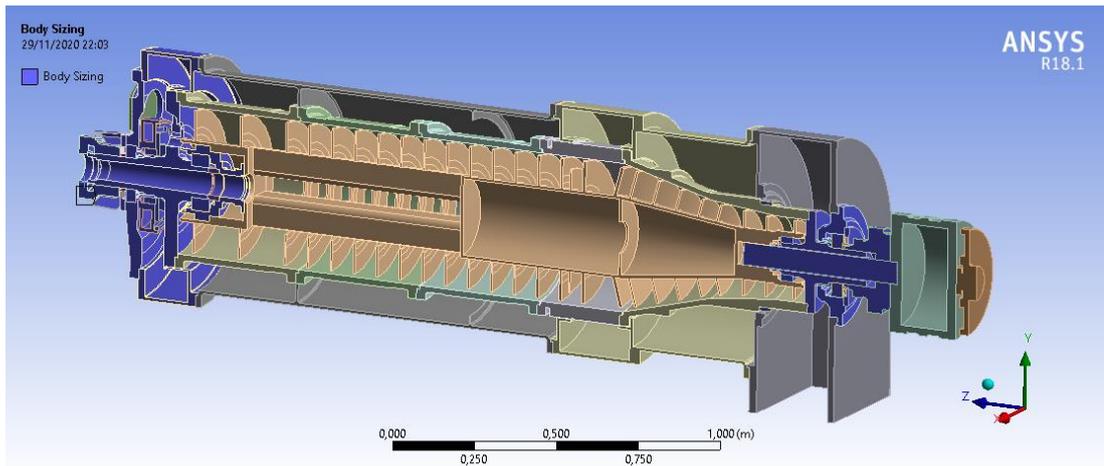


Figura 75 – zone in cui si è applicato il raffinamento della mesh

Ottenendo in fine la seguente distribuzione di mesh:

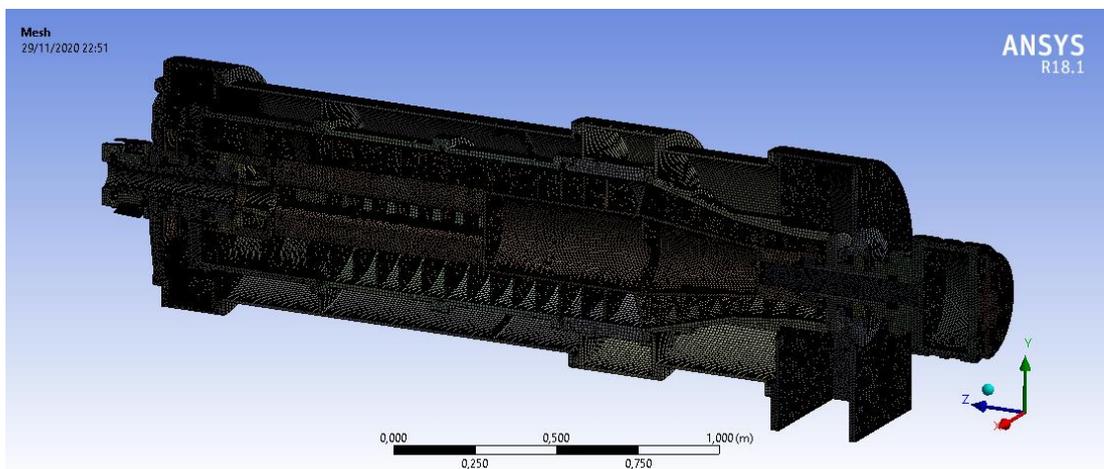


Figura 76 – mesh ottenuta sul decanter 2

Si passa dunque all'applicazione dei carichi termici precedentemente calcolati, si è scelto di applicare i carichi sotto forma di “heat flow”, questo comando impone l'applicazione di una certa potenza termica espressa in [w], su di una o più superfici che vanno selezionate all'interno del modello, in questo modo Ansys calcola automaticamente il flusso termico entrante per unità di superficie in $[W/m^2]$, quest'ultimo parametro deve rimanere costante fra il caso simmetrico e non, quindi, ricordando che avendo imposto la condizione di simmetria si è importato solo metà del modello, ciò renderà necessaria l'applicazione di metà dei carichi calcolati per ogni sorgente.

I carichi relativi ai cuscinetti sono stati applicati sulle relative superfici esterne, quelli relativi a baderna e tenute sono stati applicati sui relativi anelli di usura in particolare sulle superfici di tenuta in cui avviene la generazione di calore, per le pulegge sono state scelte le facce a contatto con la cinghia, mentre per il riduttore sono state scelte le facce interne della carcassa.

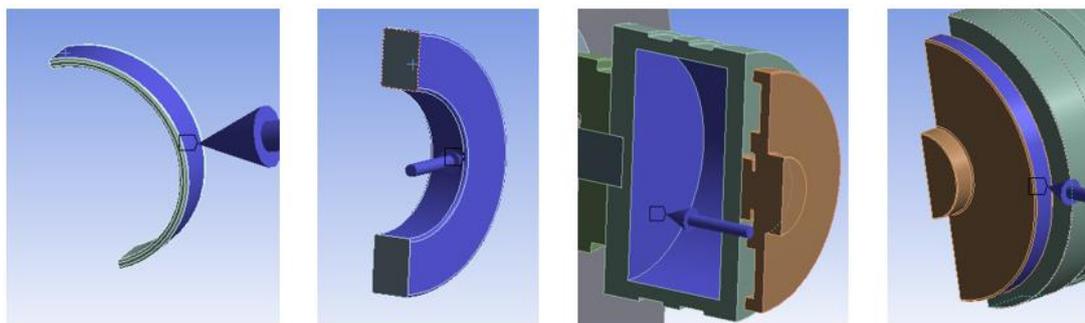


Figura 77 – applicazione dei carichi termici ai componenti meccanici

Vengono di seguito riportati i valori dei carichi assegnati alle varie sorgenti rispettivamente per il decanter 1 ed il decanter 2:

CARICHI	heat flow
	W
SKF 6220	196
SKF 6222	200
SKF 3220	90
tenute lato liquidi	232
tenute lato solidi	600
baderna	500
riduttore	1251
puleggia motrice tamburo	236
puleggia 1	83
puleggia 4	88

Figura 78 – carichi termici applicati al decanter 1

CARICHI	heat flow
	W
SKF 6220	103
SKF 6222	167
SKF 3220	90
tenute tubo alimentazione	200
tenute lato liquidi	222
tenute lato solidi	600
baderna	500
riduttore	1186
puleggia motrice tamburo	291
puleggia 1	79
puleggia 4	83

Figura 79 – carichi termici applicati al decanter 2

Conseguentemente ai carichi, sono state applicate tutte convezioni del caso ponendo particolare attenzione alle zone a contatto con l'olio, e alla zona del

coperchio della voluta lato liquidi che sono le zone direttamente interessate dal contatto con l'olio. La macchina si trova a contatto diretto con l'olio separato principalmente in tre zone, alle quali devono essere applicati coefficienti convettivi differenti per tenere conto delle diverse condizioni di flusso in ogni zona.

Appena separato dal feed, l'olio viene a contatto con la coclea e parte del tamburo interno, essendo calcolabile il raggio di interfase acqua-olio e conoscendo i raggi di scarico olio, è possibile calcolare quale sia la porzione di coclea interessata dal diretto contatto con l'olio, questa zona è stata assunta di forma cilindrica, avente raggio interno pari al raggio di scarico olio e raggio esterno pari al raggio di interfase; risulta dunque immediata la determinazione delle superfici della coclea bagnate dall'olio, di conseguenza risulta determinata anche la porzione bagnata da acqua e sansa, si è tenuto conto anche del fatto che al di sopra del cuscinio di olio è presente l'aria, si sono dunque imposti i relativi coefficienti di convezione differenziati.

Eseguendo i calcoli, risulta che nel caso del decanter 1 lo spessore del cuscinio di olio è pari a circa 40mm, mentre nel decanter 2 risulta essere di circa 22mm.

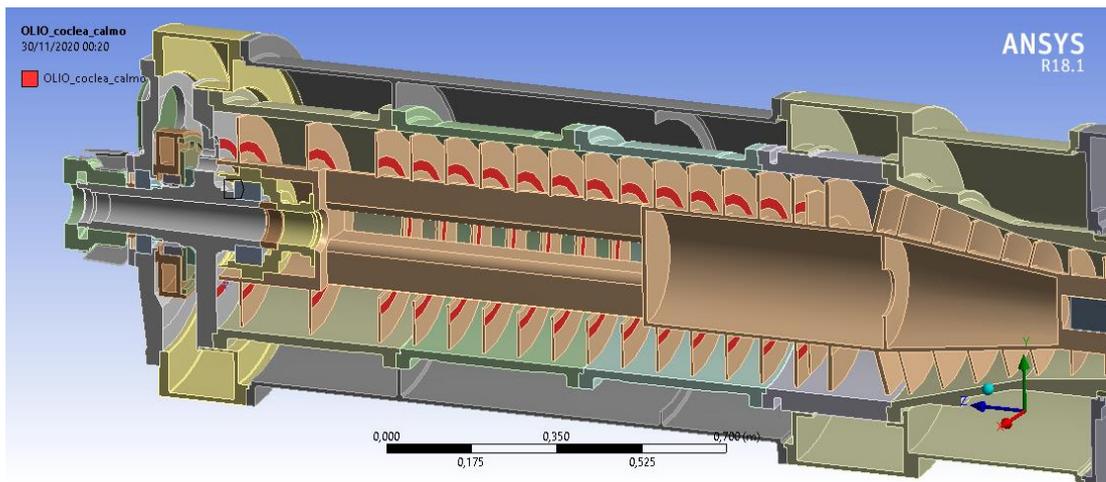


Figura 80 – zona della coclea a contatto con l'olio sul decanter 2

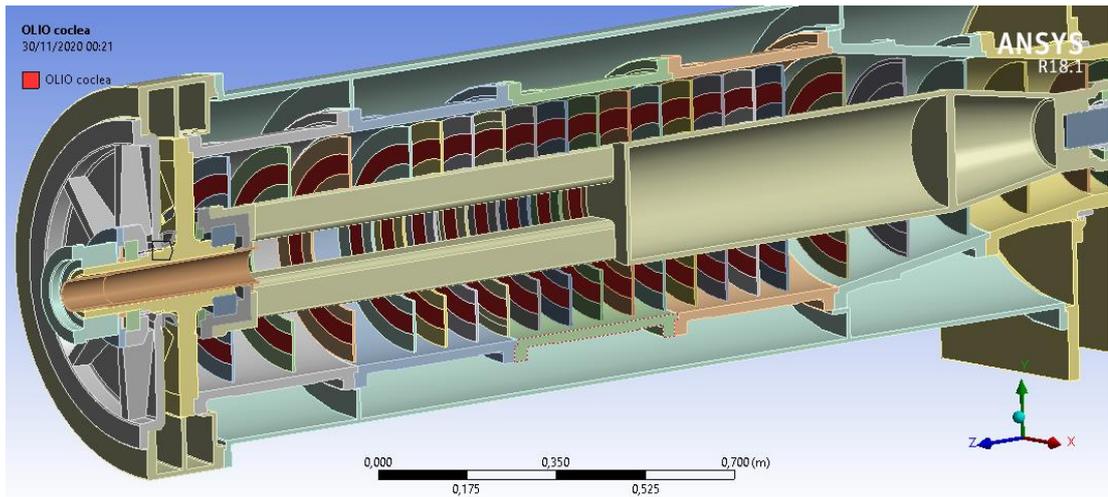


Figura 81 -- zona della coclea a contatto con l'olio sul decanter 1

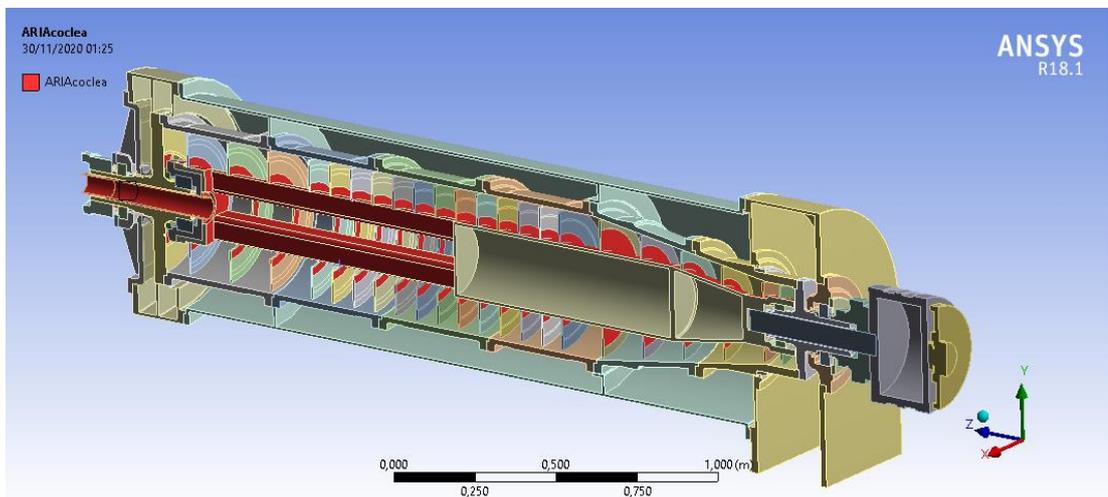


Figura 82 – zona della coclea a contatto con l'aria nel decanter 1

È stato tenuto conto del fatto che nel decanter 1, potendo lavorare a 3 fasi, dunque con feed diluito al 30% con acqua, il cuscinio di acqua sarà più ampio e meglio definito dunque è stato possibile considerare separatamente la convezione con l'acqua e con la samsa che essendo più densa e viscosa è stata modellata imponendo un coefficiente convettivo inferiore.

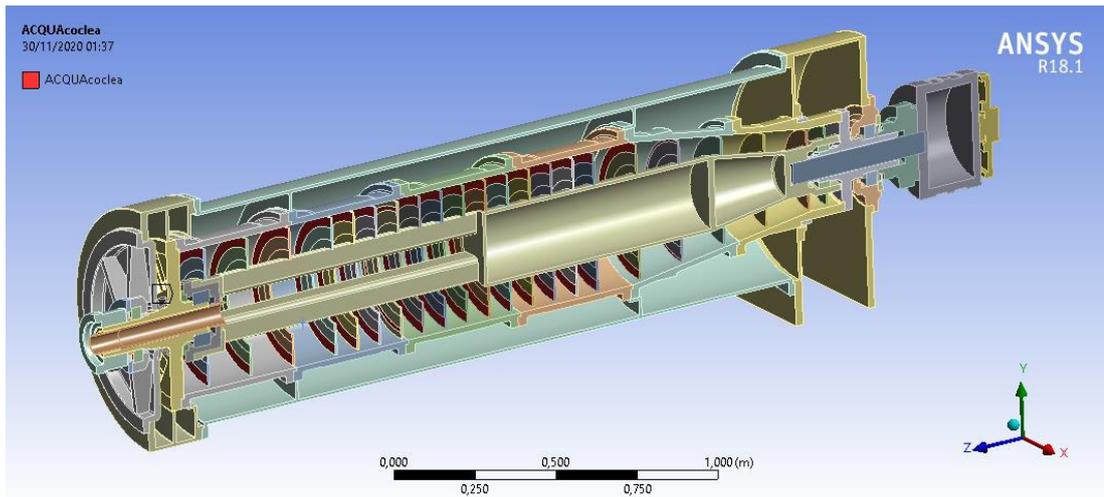


Figura 83 – zona della coclea a contatto con l'acqua vegetale nel decanter 1

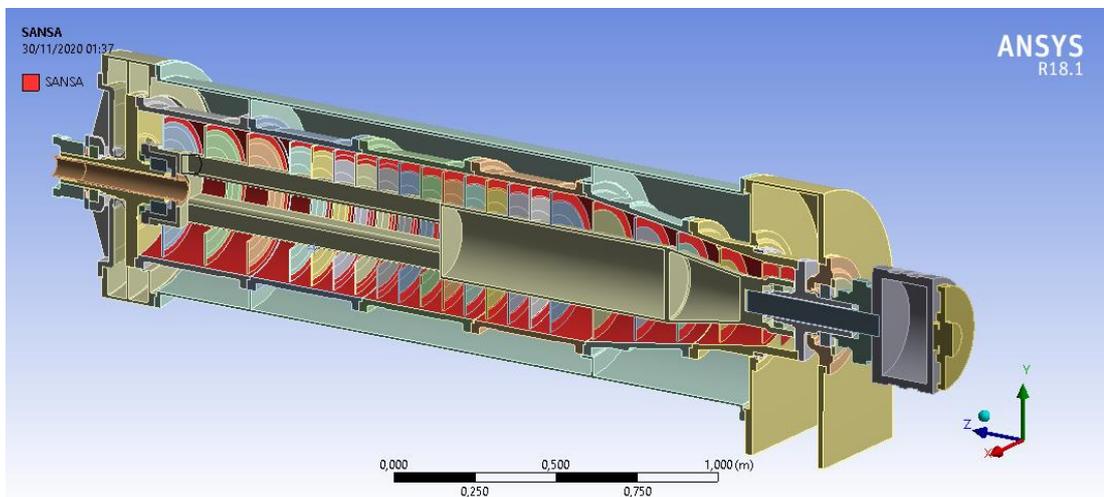


Figura 84 – zona a contatto con la sansa nel decanter 1

All'estremità lato liquidi del tamburo, sono presenti i piastri che impongono il raggio di stramazzo, superato lo stramazzo l'olio viene proiettato a grande velocità sulla voluta, quindi è necessario imporre un coefficiente di convezione maggiorato rispetto alla zona della coclea per tenere conto delle diverse condizioni di flusso.

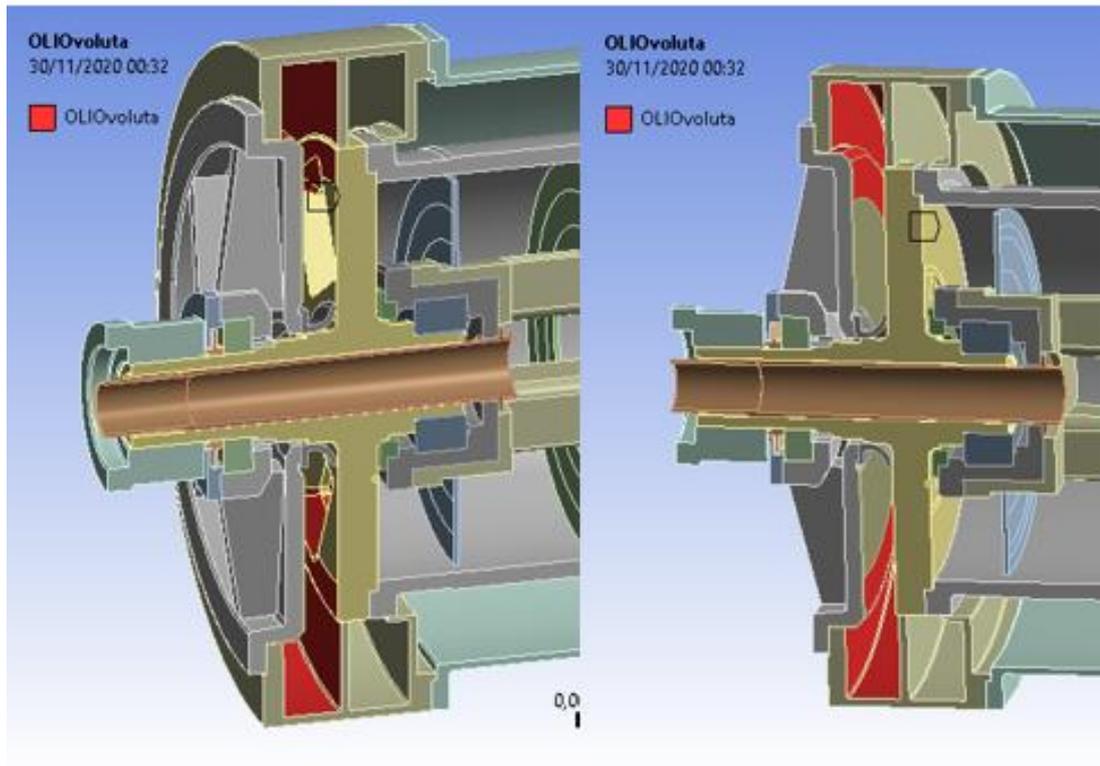


Figura 85 – zona della voluta scarico liquidi del decanter 1 investita dai getti di olio scaricato dal tamburo

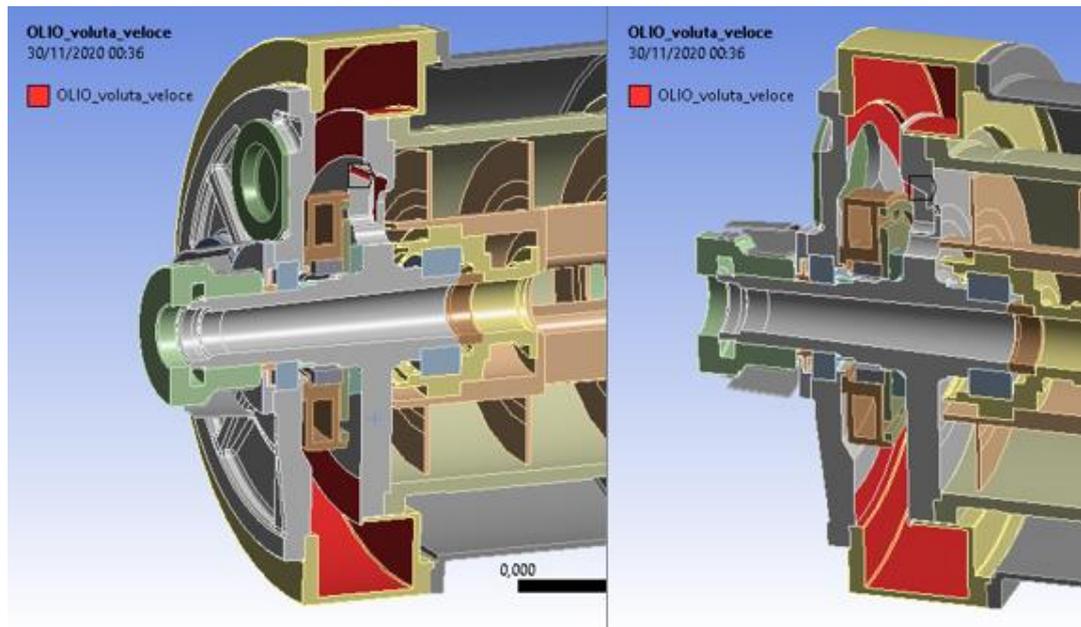


Figura 86 - zona della voluta scarico liquidi del decanter 2 investita dai getti di olio scaricato dal tamburo

L'impatto a forte velocità con la voluta e la presenza del fondo del tamburo rotante fa sì che parte dell'olio venga nebulizzato e parte schizzi in tutte le direzioni, andando a bagnare anche la zona centrale della testata, dunque anche in questo caso è necessario imporre un diverso coefficiente convettivo per tenere conto delle condizioni di flusso.

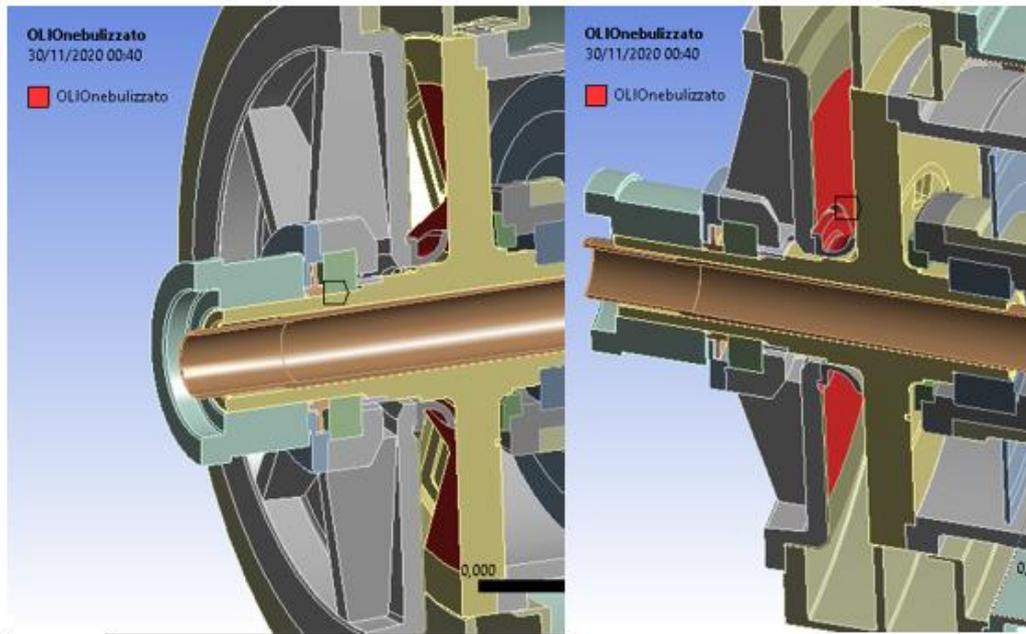


Figura 87 – zone a contatto con l'olio nebulizzato nel decanter 1

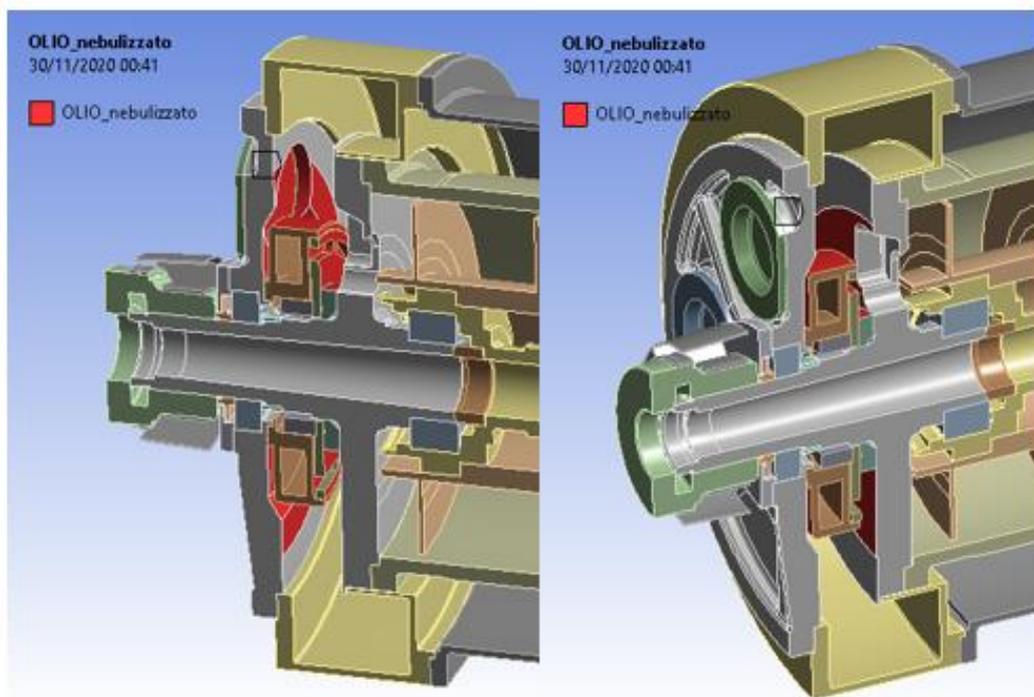


Figura 88 - zone a contatto con l'olio nebulizzato nel decanter 2

Sul lato esterno del coperchio della testata scarico liquidi si hanno due situazioni differenti, nel caso del decanter1 è presente la trasmissione principale che essendo realizzata con 5 cinghie, ed essendo la zona racchiusa con un carter, è causa di un forte ricircolo d'aria, inoltre, la rotazione della puleggia combinato al flusso di aria proveniente dal ventilatore esterno generano una maggior velocità del flusso d'aria in quella zona, quindi se tiene conto imponendo una coefficiente di convezione maggiorato rispetto al resto della zona del coperchio.

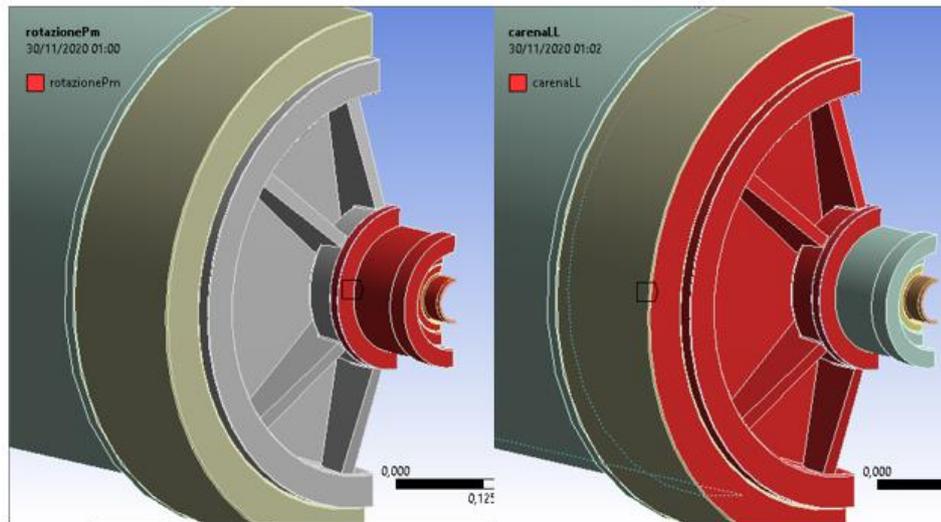


Figura 89 – differenziazione delle zone di applicazione dei coefficienti di convezione relativi al coperchio lato liquidi nel decante 1

Per il decanter 2 la situazione è simile, ma la causa è differente, in questo caso tutta la trasmissione si trova raggruppata al lato solidi, tuttavia è presente una ventola di raffreddamento montata all'estremità dell'albero del tamburo, in una posizione molto simile a quella in cui nel decanter 1 è montata la puleggia, anche in questo caso è necessario tenere conto del flusso d'aria creatosi a causa della ventola imponendo un coefficiente convettivo maggiorato in quella zona.

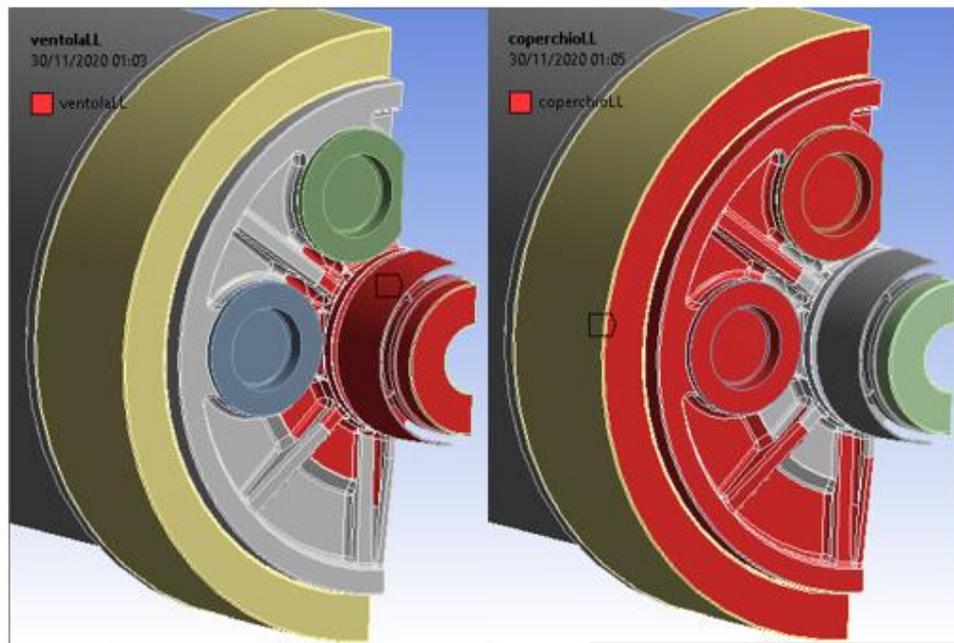


Figura 90 - differenziazione delle zone di applicazione dei coefficienti di convezione relativi al coperchio lato liquidi nel decante 2

Per tutte le altre zone sono stati imposti i coefficienti di convezione riportati in tabella, rispettivamente per il decanter 1 ed il decanter 2.

ZONA	h	T
	W/m ² °C	°C
coperchio lato liquidi	40	26
puleggia lato liquidi	80	26
coperchio lato solidi	40	26
aria esterna	4	25
puleggie 1 e 4	110	26
riduttore	150	26
intercapedine di aria tamburo-carter	190	35
aria coclea	20	27
acqua coclea	600	27
acqua voluta	1000	27
sansa	350	27
olio colea	100	27
olio voluta	500	27
olio nebulizzato	120	27

Figura 91 – coefficienti di convezione e temperature applicati nelle varie zone del decanter 1

ZONA	h	T
	W/m ² °C	°C
coperchio lato liquidi	40	26
ventola lato liquidi	80	26
coperchio lato solidi	40	26
aria esterna	4	25
puleggie 1 e 4	110	26
riduttore	150	26
intercapedine di aria tamburo-carter	190	35
aria coclea	20	27
acqua + sansa coclea	350	27
olio colea	100	27
olio voluta	500	27
olio nebulizzato	120	27

Figura 92 - coefficienti di convezione e temperature applicati nelle varie zone del decanter 2

6.3 RISULTATI DEL MODELLO DI RIFERIMENTO

Dalla soluzione del modello precedentemente preparato, sono state ricavate le mappe termiche, le quale ci forniscono indicazione sulla distribuzione di temperatura che si ottiene a regime sui due decanter, inoltre è possibile determinare quale sia la temperatura raggiunta dagli organi meccanici durante il funzionamento a regime, questi dati sono facilmente verificabili in quanto nella realtà le temperature dei cuscinetti di banco vengono monitorate mediante

l'applicazione di termocoppie PT100 in prossimità dell' anello esterno del cuscinetto, quindi sono stati utilizzati come riferimento.

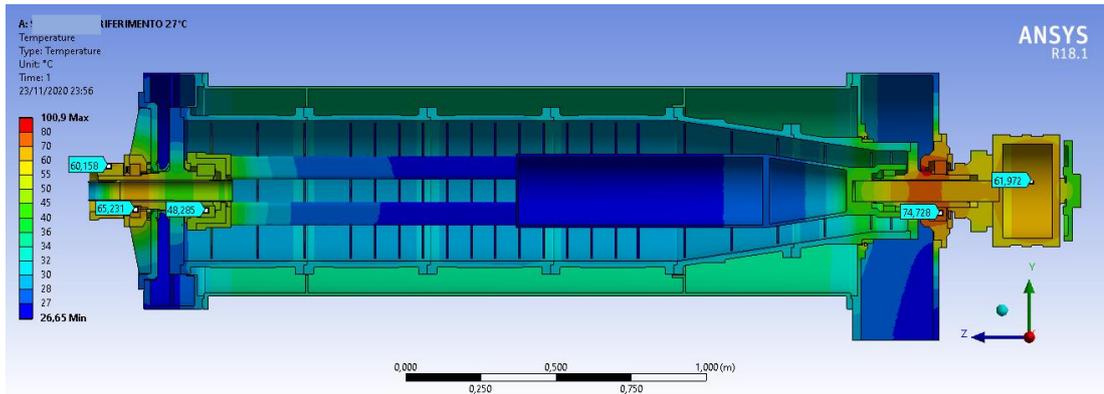


Figura 93 – mappa termica del modello di riferimento del decanter 1

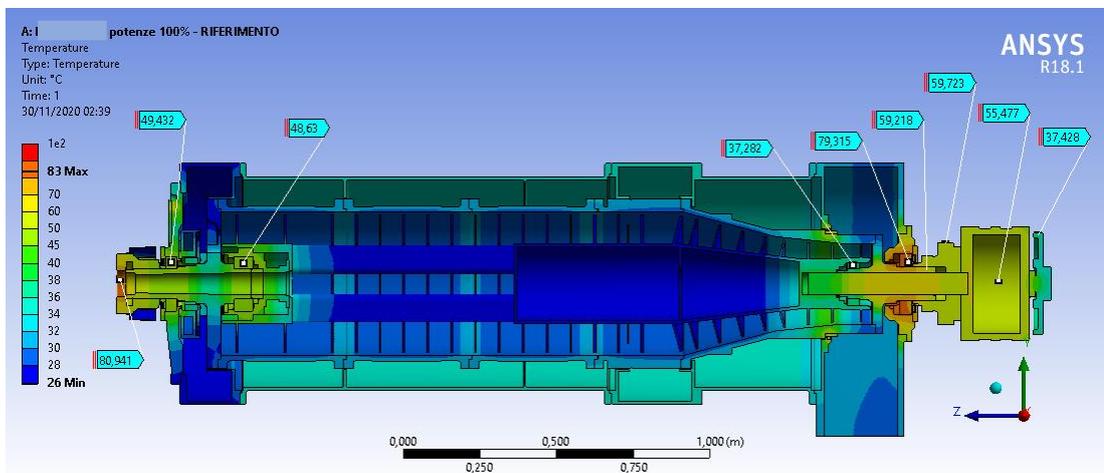


Figura 94 - mappa termica del modello di riferimento del decanter 2

Dai risultati ottenuti, si nota che i valori di temperatura sui cuscinetti risultano perfettamente all' interno del range di quelli misurati nella realtà, anche le temperature delle pulegge e del riduttore sono in un range accettabile.

Da notare che in prossimità del cuscinetto di banco del tamburo al lato solidi la temperatura è più alta rispetto al corrispettivo al lato liquidi, questo è dovuto alla presenza della doppia tenuta in prossimità del cuscinetto, il che causa una notevole generazione di calore, pari a più del doppio di quella che si genera al lato liquidi dove la tenuta è singola ed è di diametro leggermente inferiore.

Dall'osservazione delle due mappe termiche si nota come le zone che manifestano un innalzamento di temperatura dovuto alle dispersioni degli organi meccanici non sono molto estese ma restano confinate nell'intorno delle relative sorgenti, questo perché la coclea, il tamburo e le volute alle quali sono connessi i supporti dei cuscinetti di banco sono realizzate in acciaio inossidabile (AISI-414 per il tamburo ed AISI-304 per le volute e la coclea) avente conducibilità termica K molto minore dell'acciaio S235 con il quale è realizzato

il carter del tamburo ed il telaio che collega le due volute, considerando questo fatto è possibile ipotizzare che date le dimensioni del macchinario, il flusso termico originato dalle sorgenti posizionate al lato solidi del tamburo non percorra tutta la macchina andando ad influenzare la temperatura al lato liquidi, inquanto la bassa conducibilità termica del mezzo e la presenza del prodotto all'interno del tamburo e dell'aria all'esterno, faccia si che il calore generato venga dissipato nelle immediate vicinanze della sorgente. Questo pone le due estremità del sistema in una sorta di condizione di isolamento termico tale per cui non ci sono iterazioni di natura termica fra le due zone del macchinario.

Per supportare questa ipotesi si sono ricavate le mappature della componente del flusso termico in direzione assiale.

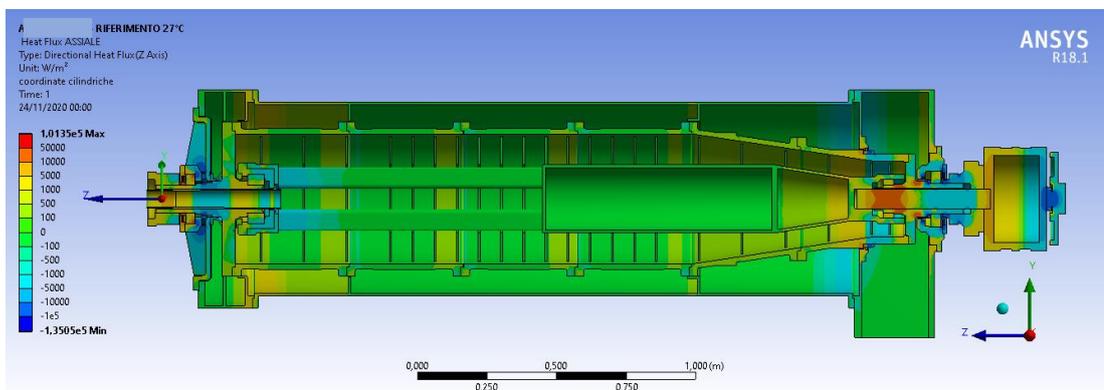


Figura 95 – mappatura della componente assiale del flusso termico sul modello di riferimento del decanter 1

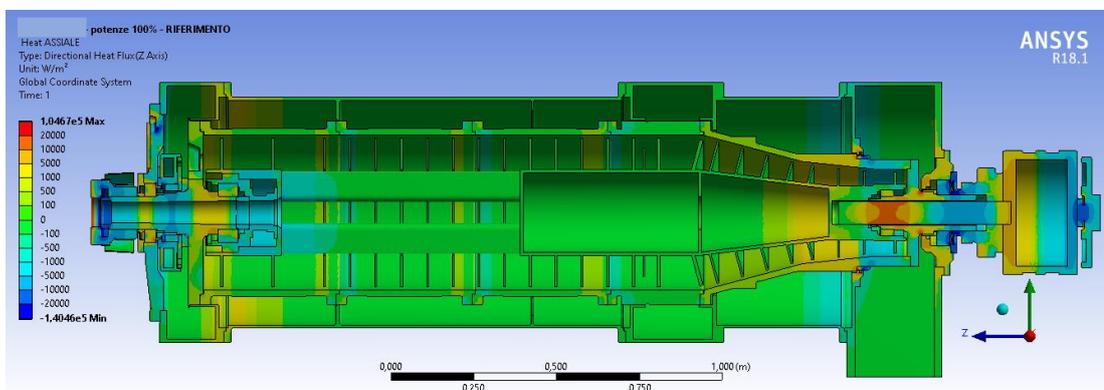


Figura 96 - mappatura della componente assiale del flusso termico sul modello di riferimento del decanter 2

In entrambi i casi si nota che nella zona centrale il flusso termico assiale risulta pressochè nullo.

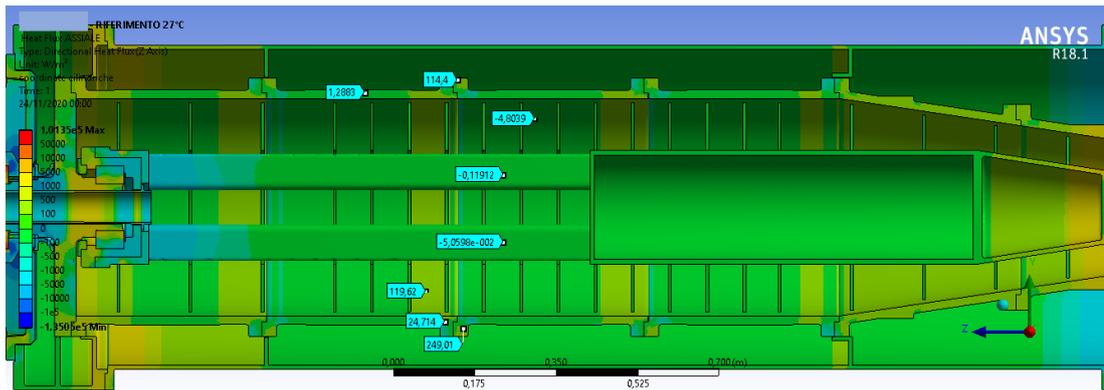


Figura 97 – rilevazioni del modulo della componente assiale del flusso termico sul modello di riferimento del decanter 1

Questo porta a pensare alla possibilità di definire un piano perpendicolare all'asse di rotazione ad una certa distanza dall'estremità dal lato liquidi attraverso il quale il flusso termico in direzione assiale sia nullo, ossia si può definire una sorta di distanza di estinzione. Sezionando la geometria del sistema su questo piano è possibile togliere la condizione di simmetria del sistema sul piano verticale contenente l'asse di rotazione, che come detto in precedenza sul lato liquidi non risulta completamente verificata, questa operazione fa sì che si possa studiare la zona di maggiore interesse che naturalmente risulta essere quella a diretto contatto con l'olio con la sua reale geometria senza dover considerare tutto il sistema il che alleggerisce notevolmente la simulazione, dando la possibilità di effettuare uno studio di tipo parametrico con i mezzi che si hanno a disposizione.

6.4 GEOMETRIA RIDOTTA

Si procede dunque con la creazione del secondo modello semplificato prodotto a partire dal modello base applicando il piano di sezione all'altezza della giunzione del secondo pezzo del tamburo con il terzo.

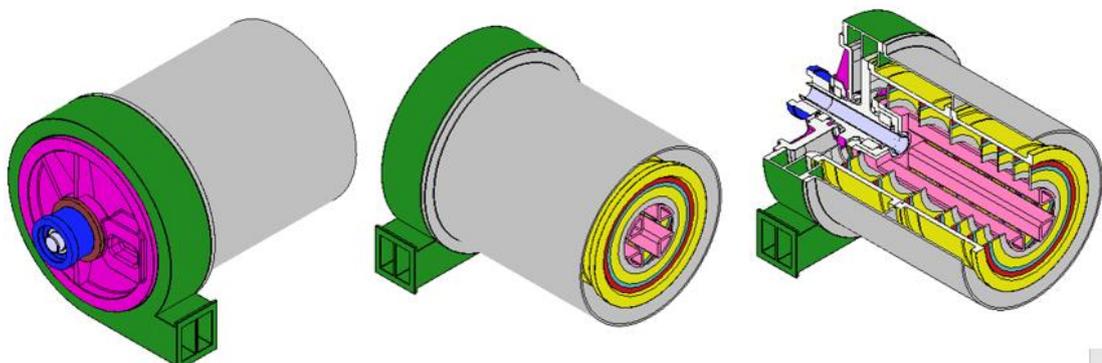


Figura 98 – geometria utilizzata per il modello "lato liquidi" del decanter 1

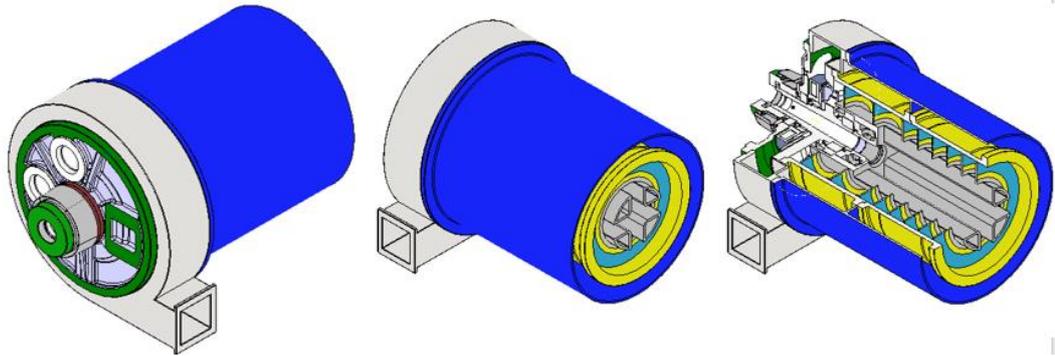


Figura 99 – geometria utilizzata per il modello “lato liquidi” del decanter 2

6.5 SET UP DEL MODELLO RIDOTTO

Utilizzando questo modello ci si è svincolati dall’ ipotesi di simmetria sul piano verticale prima introdotta, dunque è necessario adeguare i carichi al nuovo modello che devono essere pari al doppio di quelli applicati nel modello simmetrico, applicati nel medesimo modo.

CARICHI	heat flow
	W
SKF 6220	392
SKF 3220	180
tenute lato liquidi	232
puleggia motrice tamburo	236

Figura 100 - carichi termici applicati nel modello lato liquidi del decanter 2

CARICHI	heat flow
	W
SKF 6220	206
SKF 3220	180
tenute tubo alimentazione	400
tenute lato liquidi	444

Figura 101 – carichi termici applicati nel modello lato liquidi del decanter 2

I coefficienti di convezione, invece, essendo già definiti per unità di superficie non vanno adeguati e possono essere applicati alle stesse zone del modello simmetrico considerando naturalmente la nuova geometria.

Per tutelarsi da eventuali sottostime si è introdotto un ulteriore carico termico sotto forma di flusso termico entrante pari a $500[W/m^2]$, applicato alla superficie di sezione tramite il comando “Heat Flux”.

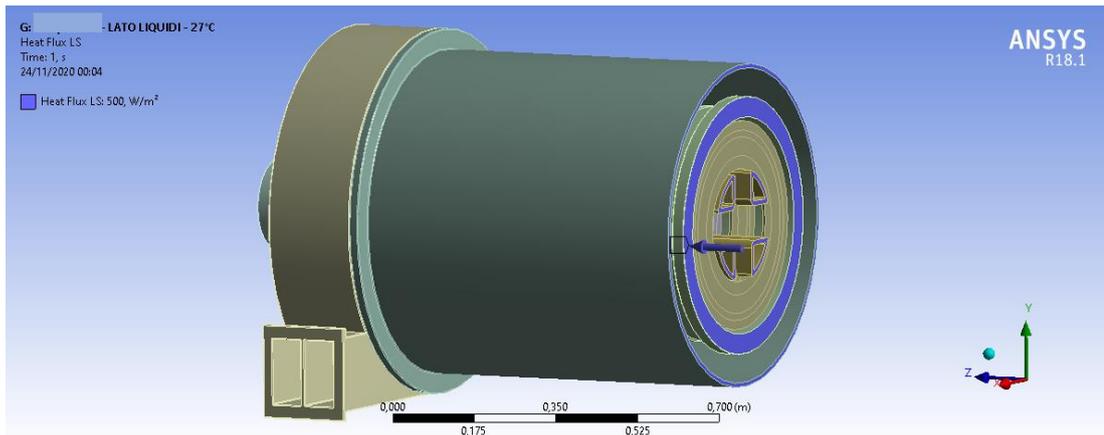


Figura 102 – flusso termico entrante applicato alla superficie di sezione sul modello lato liquidi del decanter 1

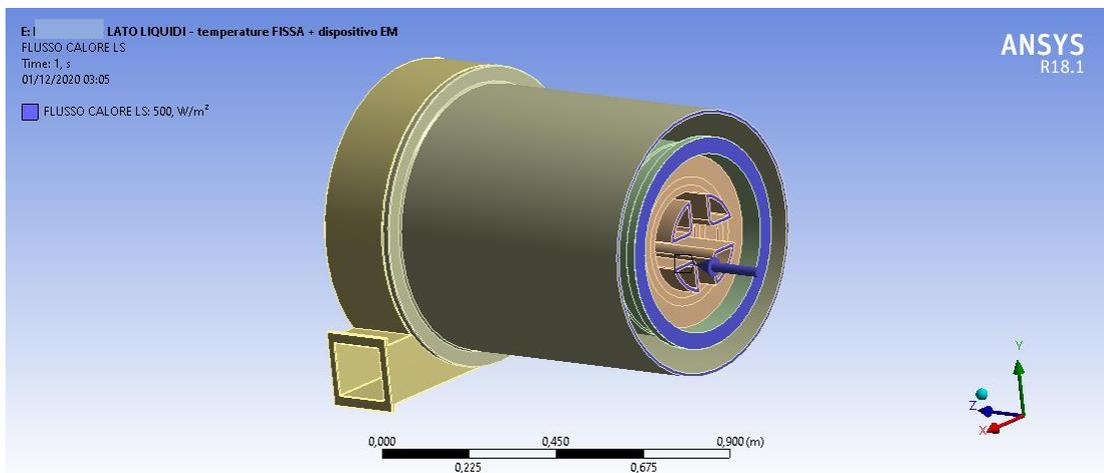


Figura 103 – flusso termico entrante applicato alla superficie di sezione sul modello lato liquidi del decanter 2

La mesh è stata ottenuta utilizzando i medesimi parametri fra il caso simmetrico e non, tuttavia si notano che i risultati ottenuti pur utilizzando gli stessi parametri sono leggermente diversi.

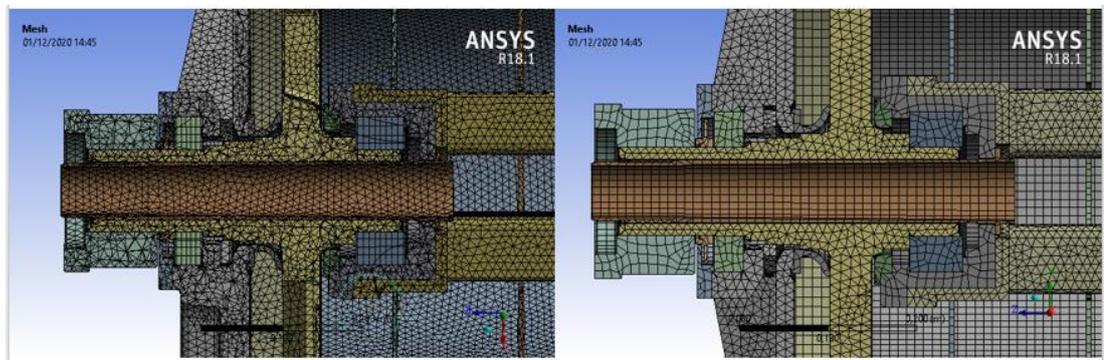


Figura 104 – comparazione fra la mesh ottenuta sul modello asimmetrico “lato liquidi” a SX e sul modello simmetrico “riferimento” a DX per il decanter 1

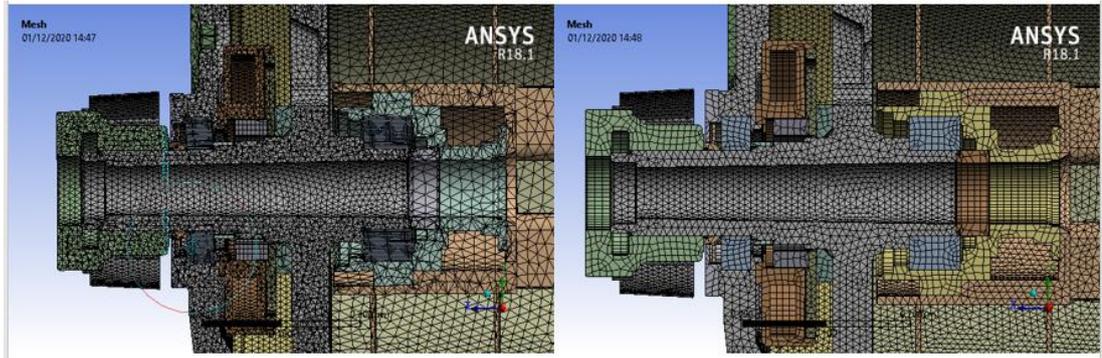


Figura 105 - comparazione fra la mesh ottenuta sul modello asimmetrico "lato liquidi" a SX e sul modello simmetrico "riferimento" a DX decanter 2

6.5 COMPARAZIONE RISULTATI DEI DUE MODELLI

Risolti tutti i modelli è possibile effettuare una analisi comparativa al fine di valutare la bontà dell'approssimazione effettuata.

Dall'analisi delle mappe termiche si evidenzia che le due sono quasi perfettamente sovrapponibili e le temperature misurate sugli organi meccanici evidenziano una differenza minima.

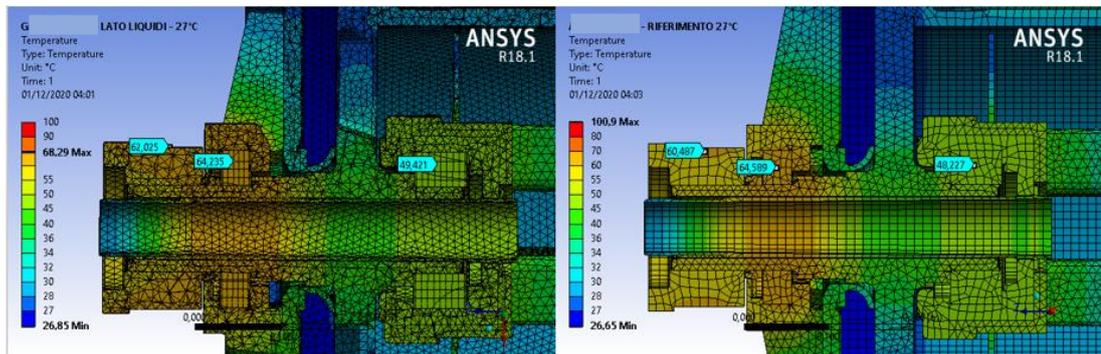


Figura 106 - comparazione fra la mappa termica ottenuta sul modello asimmetrico "lato liquidi" a SX e sul modello simmetrico "riferimento" a DX per il decanter 1

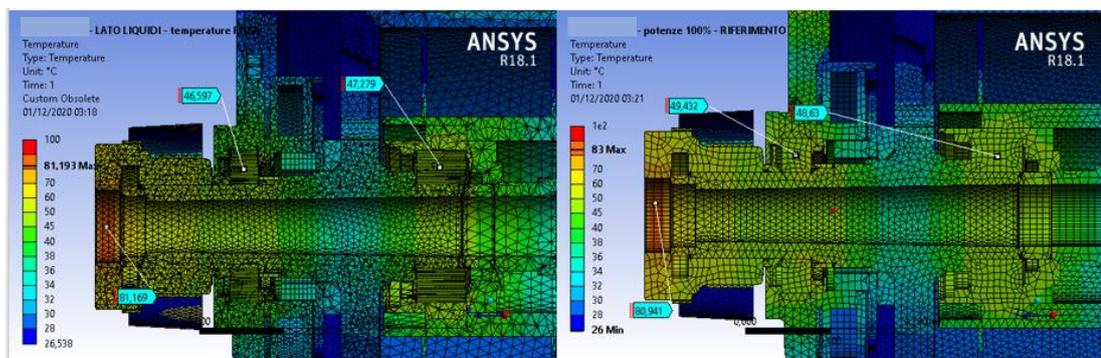


Figura 107 - - comparazione fra la mappa termica ottenuta sul modello asimmetrico "lato liquidi" a SX e sul modello simmetrico "riferimento" a DX per il decanter 2

Da notare che nel caso del decanter 2 si ha una zona di concentrazione nell'intorno di uno scavo del coperchio che è stato sezionato per l'imposizione dell'ipotesi di simmetria, questo innalzamento di temperatura concentrato in tale zona non risulta plausibile, in effetti è frutto di un errore di calcolo dovuto alla mesh utilizzata, infatti nella corrispettiva zona del modello asimmetrico tale errore non si verifica come visibile in figura è dalle rilevazioni di temperatura sui due modelli.

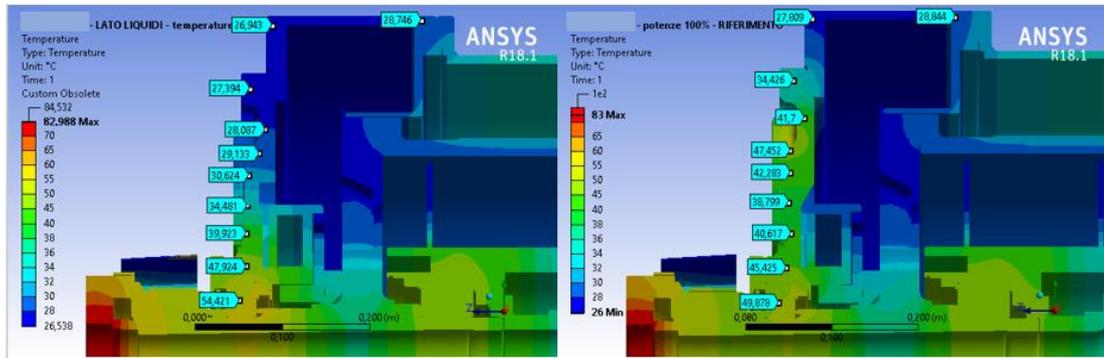


Figura 108 – rilevazione dell'errore presente sulla mappa termica del decanter 2 nel modello simmetrico a DX

Il buon grado di match fra i due modelli è evidente anche dall'osservazione delle mappe termiche sui coperchi delle volute lato liquidi, che a meno di piccole zone di concentrazione, mostrano distribuzioni di temperatura sovrapponibili.

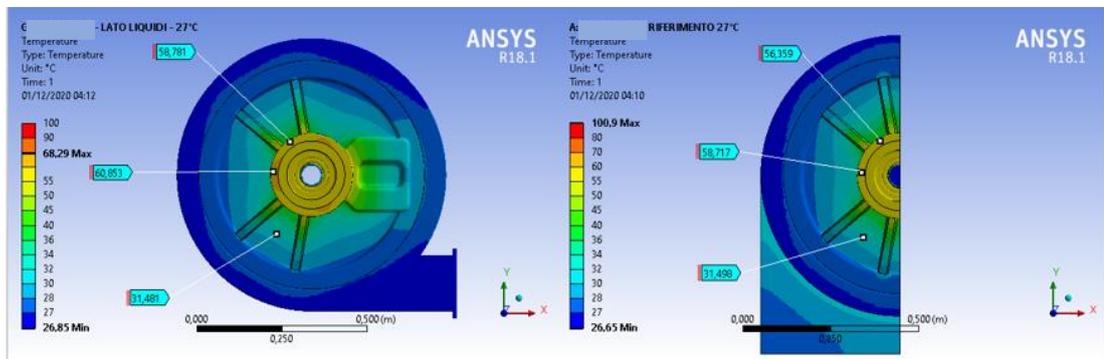


Figura 109 - comparazione fra la mappa termica ottenuta sul coperchio esterno della testata liquidi sul modello asimmetrico "lato liquidi" a SX e sul modello simmetrico "riferimento" a DX per il decanter 1

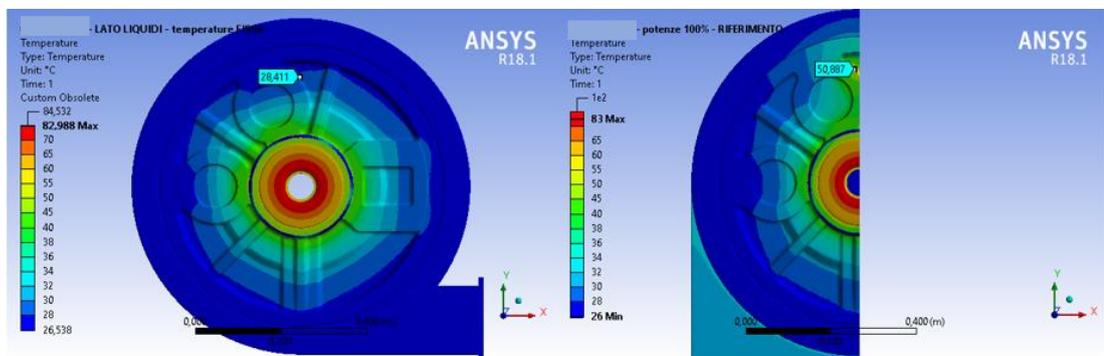


Figura 110 - comparazione fra la mappa termica ottenuta sul coperchio esterno della testata liquidi sul modello asimmetrico "lato liquidi" a SX e sul modello simmetrico "riferimento" a DX per il decanter 2

Si riportano anche le mappe del flusso termico in direzione assiale, anche queste ultime mostrano un buon grado di match fra i due casi a meno di piccole differenze paragonabili a quelle rilevate nel caso delle mappe termiche.

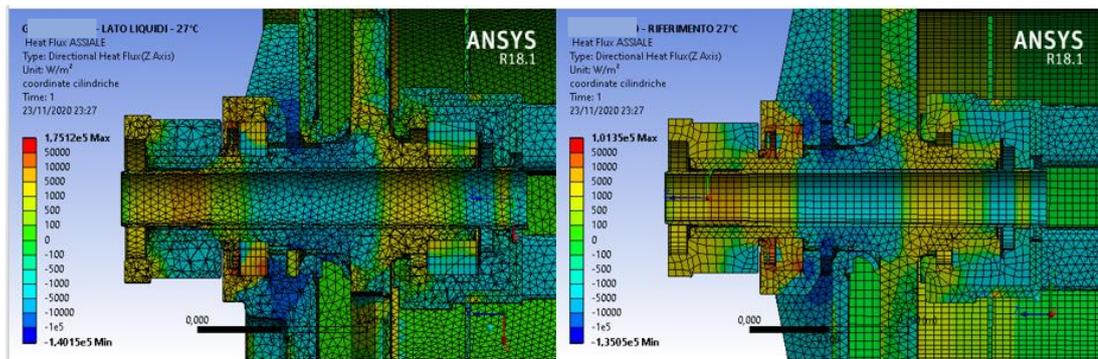


Figura 111 - comparazione fra la componente assiale del flusso termico ottenuta sul modello asimmetrico “lato liquidi” a SX e sul modello simmetrico “riferimento” a DX per il decanter 1

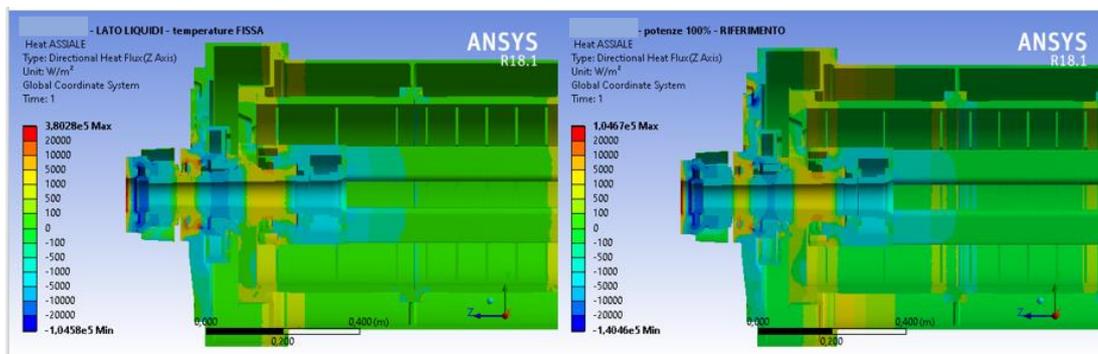


Figura 112 - comparazione fra la componente assiale del flusso termico ottenuta sul modello asimmetrico “lato liquidi” a SX e sul modello simmetrico “riferimento” a DX per il decanter 2

Particolare attenzione va posta a come si sono modificate le reaction probe rilevate nelle zone a contatto con l’olio. In questo caso la grandezza rilevata è espressa in [W] dunque è necessario tenere conto della diversa estensione delle superfici sulla quale è stata rilevata.

In particolare, le reaction probe rilevate sul modello di riferimento simmetrico, dovrebbero essere all’ incirca la metà di quelle rilevate sul modello “lato liquidi” che riporta la reale geometria delle zone di interesse.

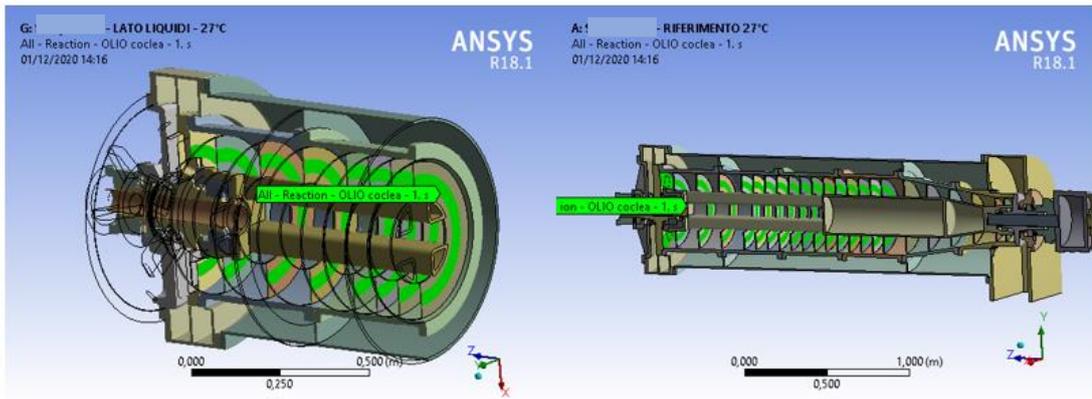


Figura 113 – zona di rilevazione della reaction probe dell’olio sulla coclea nel modello asimmetrico “lato liquidi” a SX e sul modello simmetrico “riferimento” a DX per il decanter 1

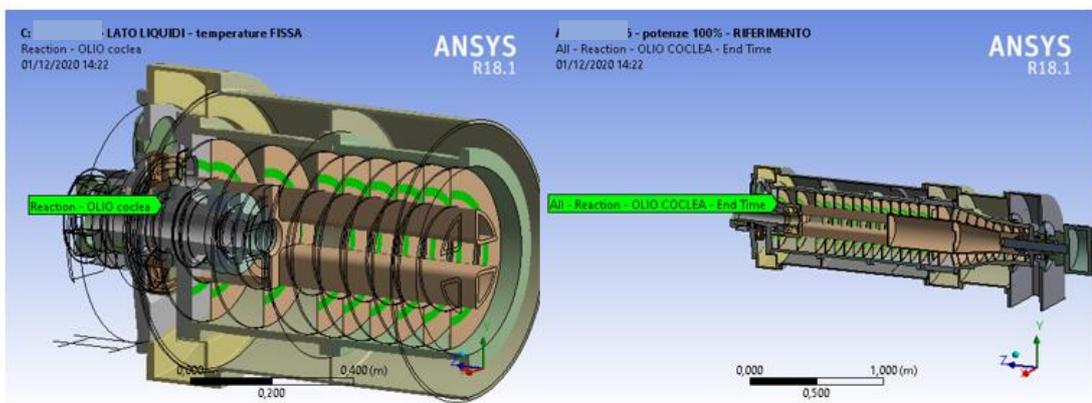


Figura 114 - zona di rilevazione della reaction probe dell’olio sulla coclea nel modello asimmetrico “lato liquidi” a SX e sul modello simmetrico “riferimento” a DX per il decanter 2

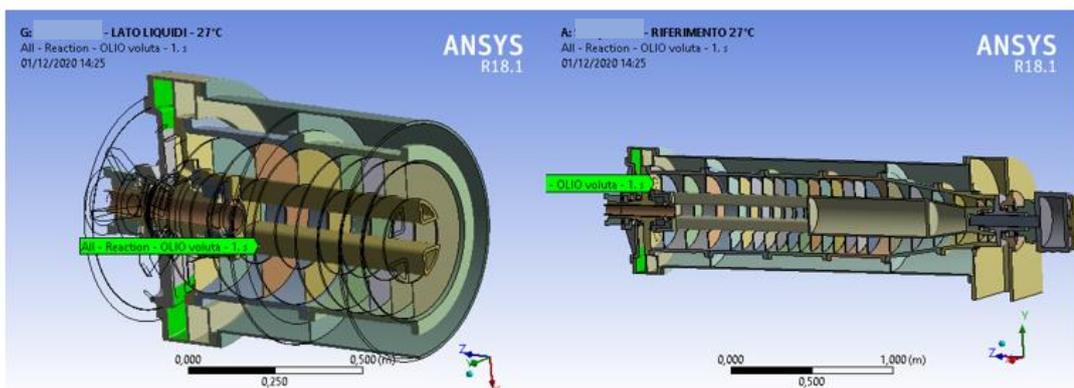


Figura 115 - zona di rilevazione della reaction probe dell’olio sulla voluta nel modello asimmetrico “lato liquidi” a SX e sul modello simmetrico “riferimento” a DX per il decanter 1

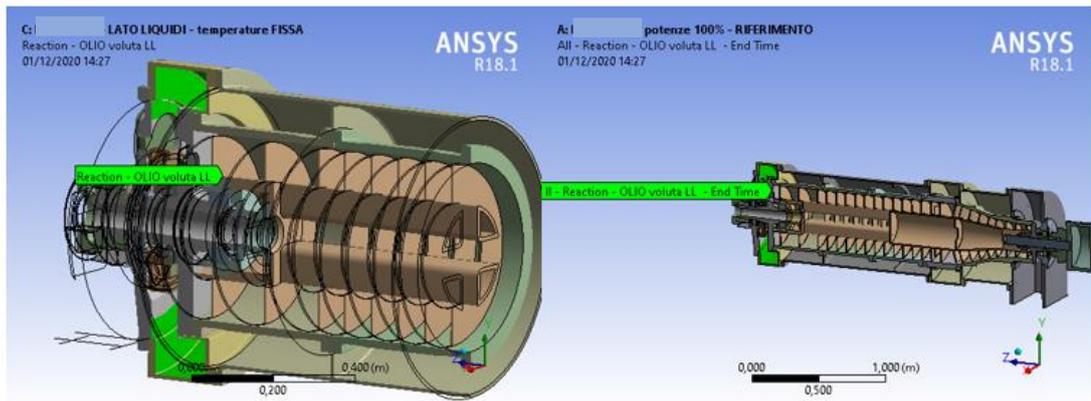


Figura 116 - zona di rilevazione della reaction probe dell'olio sulla voluta nel modello asimmetrico "lato liquidi" a SX e sul modello simmetrico "riferimento" a DX per il decanter 2

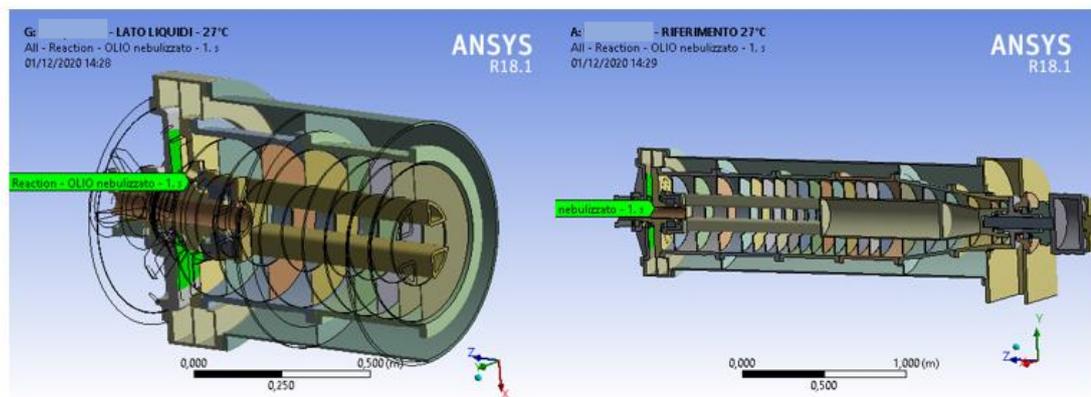


Figura 117 - zona di rilevazione della reaction probe dell'olio nebulizzato nel modello asimmetrico "lato liquidi" a SX e sul modello simmetrico "riferimento" a DX per il decanter 1

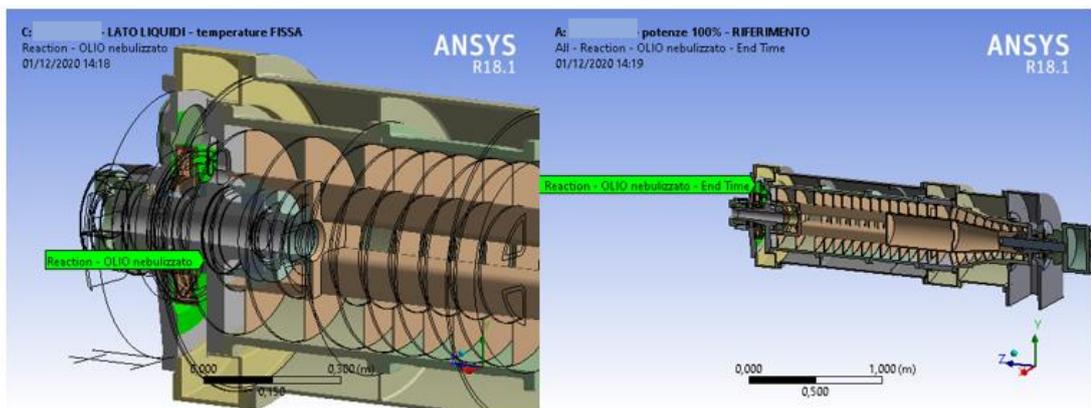


Figura 118 - zona di rilevazione della reaction probe dell'olio nebulizzato nel modello asimmetrico "lato liquidi" a SX e sul modello simmetrico "riferimento" a DX per il decanter 2

Si riportano i risultati ottenuti in termini di reaction probe, rilevati nella simulazione di riferimento e in quella del solo lato liquidi, ripetute per i due casi di studio. Sulle colonne "riferimento" e "lato liquidi" sono riportate le reaction rilevate sulle singole zone dei relativi modelli, mentre sulle colonne

“variazione” viene riportata la differenza dei risultati ottenuta considerando già che il valore ottenuto nel caso lato liquidi dovrebbe essere circa il doppio di quello rilevato sul modello di riferimento, per ulteriore chiarezza si può scrivere:

$$\text{variazione } [W] = 2 \cdot \text{riferimento}[W] - \text{lato liquidi}[W]$$

$$\text{variazione } [\%] = \frac{2 \cdot \text{riferimento}[W] - \text{lato liquidi}[W]}{\text{lato liquidi}[W]}$$

ZONA	Reaction Probe - OLIO			
	riferimento	lato liquidi	variazione	
	W	W	W	%
olio coclea	-14	-32	4	29%
olio voluta	-58	-148	32	55%
olio nebulizzato	-86	-192	20	23%
tot	-158	-372	56	35%

Figura 119 – risultati delle rilevazioni delle reaction probe sul modello asimmetrico “lato liquidi” e sul modello simmetrico “riferimento” per il decanter 1

ZONA	Reaction Probe - OLIO			
	riferimento	lato liquidi	variazione	
	W	W	W	%
olio coclea	-19	-39	1	5%
olio voluta	-249	-442	-56	-22%
olio nebulizzato	-157	-224	-90	-57%
tot	-425	-705	-145	-34%

Figura 120 - risultati delle rilevazioni delle reaction probe sul modello asimmetrico “lato liquidi” e sul modello simmetrico “riferimento” per il decanter 2

Si nota come le differenze fra i due casi risultano minime per quanto riguarda le rilevazioni fatte sulla coclea, mentre per volute e zone centrali la differenza diventa più marcata a conferma del fatto che l’ipotesi di simmetria sul piano verticale non da una buona approssimazione per il calcolo delle reaction probe in quelle zone, si sceglie dunque di utilizzare il modello lato liquidi per impostare il problema parametrico.

7.1 DESIGN OF EXPERIMENT

A causa della grande complessità dei fenomeni che avvengono nei decanter, considerando che si ha a che fare con un sistema multifase, che lavora con fluidi assolutamente non standard, delle quali non si conoscono le esatte caratteristiche, in quanto risultano fortemente variabili a seconda della partita di olive che si sta lavorando, risulta molto difficile determinare con buona approssimazione quali siano i reali valori dei coefficienti di convezione da applicare alle varie zone, cosa che ha reso necessaria l'adozione di numerose ipotesi. Inoltre, in tali simulazioni non è stato considerato il contributo al riscaldamento del fluido dovuto alle friction causate dal trasporto della sassa, quindi, in generale non è possibile definire quale sia la reale temperatura dei fluidi che interagiscono con la macchina.

Tutte queste incertezze nella definizione dei parametri di scambio termico, rendono impossibile andare a stimare direttamente quale sia la reale interazione dell'olio con la macchina, si è deciso dunque di passare ad un approccio parametrico per non dover limitare lo studio ad una sola condizione di funzionamento. Per far ciò è necessario impostare una analisi di tipo DOE "Design Of Experiment", questa tecnica permette di fare una approfondita indagine su come un determinato sistema reagisca alla variazione combinata di dei fattori inseriti come variabili in input.

Un DOE si sviluppa a partire dalla definizione dell'obiettivo; che in questo caso è quello di valutare quale sia il contributo degli organi meccanici al riscaldamento dell'olio di oliva, per far ciò, è necessario valutare quale sia l'interazione termica che l'olio ha con la macchina nelle 3 zone di interesse sopra citate, questo è possibile utilizzando il comando "Reaction probe" applicato alle convezioni imposte in ognuna delle relative aree di interesse.

Conseguentemente, si definiscono quali siano i parametri in input ossia i fattori che influenzano il valore dei parametri obiettivo, ed i relativi range di variazione. Il numero di queste variabili deve essere ragionevole, in quanto, se si esagera, il carico computazionale richiesto risulterà eccessivo, mentre se si applicano troppo poche l'analisi perde di significato. Le variabili di input possono essere sia continue, che discretizzate su un determinato numero di livelli di carico. Dunque, una volta definito il tipo di variabile ed il suo range di variazione, è necessario scegliere il piano sperimentale, ossia definire secondo quale logica questi fattori andranno a variare all'interno dei limiti imposti precedentemente.

Molto diffusa nella pratica è la strategia “un fattore alla volta” (o One factor At a Time - OAT). Questo metodo consiste nello scegliere un valore iniziale, o insieme di livelli di base, per ciascun fattore; quindi far variare in successione i livelli di ciascun fattore nel proprio campo di variazione, mantenendo gli altri fattori costanti al loro livello base o centrale.

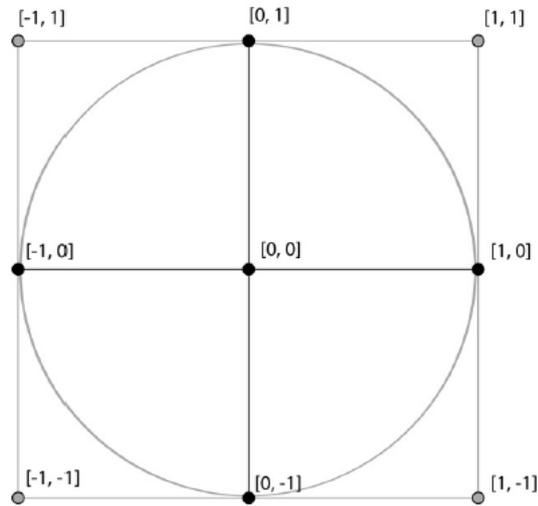


Figura 121 – rappresentazione della strategia OAT (cerchio)

Uno svantaggio di questa strategia è il lasciare inesplorata una regione di spazio, che nel caso di due soli fattori come rappresentato in Figura è ancora percentualmente modesto (sono le aree ai 4 angoli del quadrato, comprese nel quadrato ma fuori dal cerchio), ma che cresce molto rapidamente all'aumentare delle dimensioni del problema. Il maggiore contro di questo metodo è che non riesce a tener conto di possibili interazioni tra i fattori, che sono spesso presenti, ed in quei casi la strategia OAT darà risultati scadenti.

Un valido approccio, per condurre analisi con più fattori, consiste nel realizzare un piano fattoriale degli esperimenti, secondo una strategia sperimentale in cui i fattori variano congiuntamente anzichè uno alla volta. Si può peraltro dimostrare che essi sono in assoluto i progetti più efficienti per l'analisi di due o più fattori.

In generale, quando tutti i fattori vengono indagati con lo stesso numero di livelli, si parla di una famiglia di piani fattoriali a L livelli e k fattori (L^k), dove L^k è anche il numero di prove richieste per una caratterizzazione completa del sistema. Un piano fattoriale si dice completo (full factorial) quando si utilizzano tutte le possibili combinazioni dei livelli dei fattori.

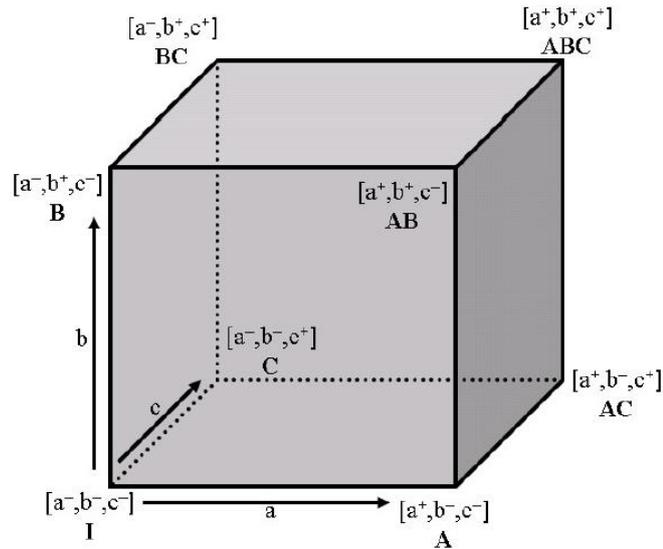


Figura 122 – rappresentazione di un piano fattoriale completo 2^3

Come si può intuire, all'aumentare del numero di fattori coinvolti, il numero di punti cresce esponenzialmente ed il numero di prove necessarie ad una completa caratterizzazione può non essere sostenibile. Viene in aiuto in questi casi il piano fattoriale frazionario o (fractional factorial), ovvero una variazione del piano fattoriale di base in cui si esegue solo un sottoinsieme di prove del set full factorial corrispondente, come si può vedere nell'esempio in figura

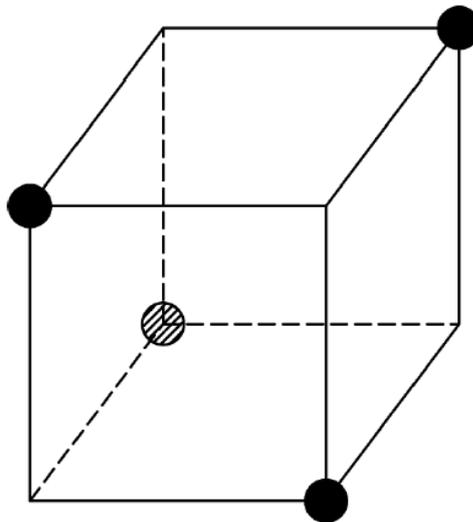


Figura 123 – rappresentazione di un piano fattoriale frazionato 2^{3-1}

Un esperimento progettato secondo un piano composito centrale è un full factorial 2^k , al quale sono stati aggiunti il punto centrale e gli star points. Questi ultimi sono dei punti di campionamento in cui tutti i parametri a parte uno sono settati sul loro valore medio. Il valore del parametro rimanente è espresso in termini di distanza dal punto centrale. Esistono varie tipologie di piani centrali compositi, a seconda di dove si collocano gli star points rispetto ai punti del

fattoriale, se gli star points stanno nello spazio alla stessa distanza dal centro, il livello del fattore non centrale di ogni star point sarà caratterizzato da una differenza di livello dal centrale scalata di un fattore \sqrt{k} rispetto ai vertici del fattoriale, si parla dunque di Central Composite Circumscribed – CCC che è rappresentabile come un piano in cui tutti i punti non centrali stanno su una circonferenza o sulla superficie di una sfera o ipersfera

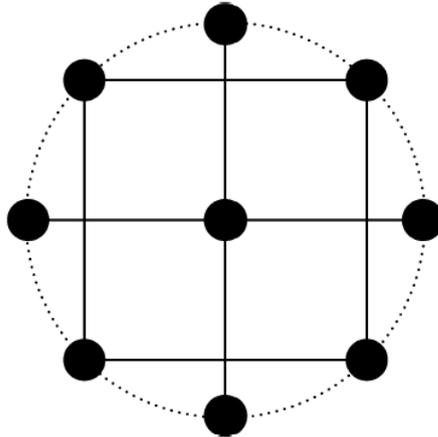


Figura 124 – rappresentazione di un piano centrale composto CCC $2^2 + 2 \cdot 2 + 1$

Nel caso invece in cui il fattore di scala delle differenze fra star point e central point sia 1, gli star points giaceranno sulla faccia del quadrato, cubo o ipercubo definito dai punti del sistema full factorial associato, dando origine al piano Central Composite Faced – CCF.

In questo lavoro è stato utilizzato quest’ultimo algoritmo per la determinazione dei design point utilizzando il comando “Central Composite Design” nella scrittura del DOE, l’utilizzo di questo algoritmo porta ad una struttura della disposizione dei design point visualizzabile come segue:

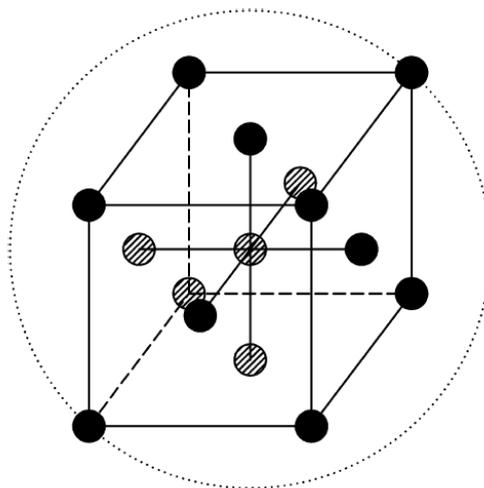


Figura 125 - rappresentazione di un piano centrale composto CCF $2^3 + 2 \cdot 3 + 1$

7.2 DEFINIZIONE DEI PARAMETRI

Visto il grande numero di parametri ipotizzati, risulta impossibile produrre un DOE che tenga conto di tutti, ci si è dunque concentrati sui fattori che maggiormente influenzano l'interazione termica del sistema con l'olio di oliva, che sono i coefficienti di convezione e le temperature dell'olio nelle tre zone di interesse, le potenze disperse dai cuscinetti di banco del tamburo e della coclea al lato liquidi, inoltre nel caso del decanter1 è necessario considerare anche la temperatura ed il coefficiente di convezione dell'acqua in quanto la voluta di scarico acqua è affiancata a quella dell'olio, mentre nel decanter 2, il patè viene scaricato in una apposita voluta posizionata poco prima della testata solidi, quindi risulta ininfluenza al fine dell'obiettivo.

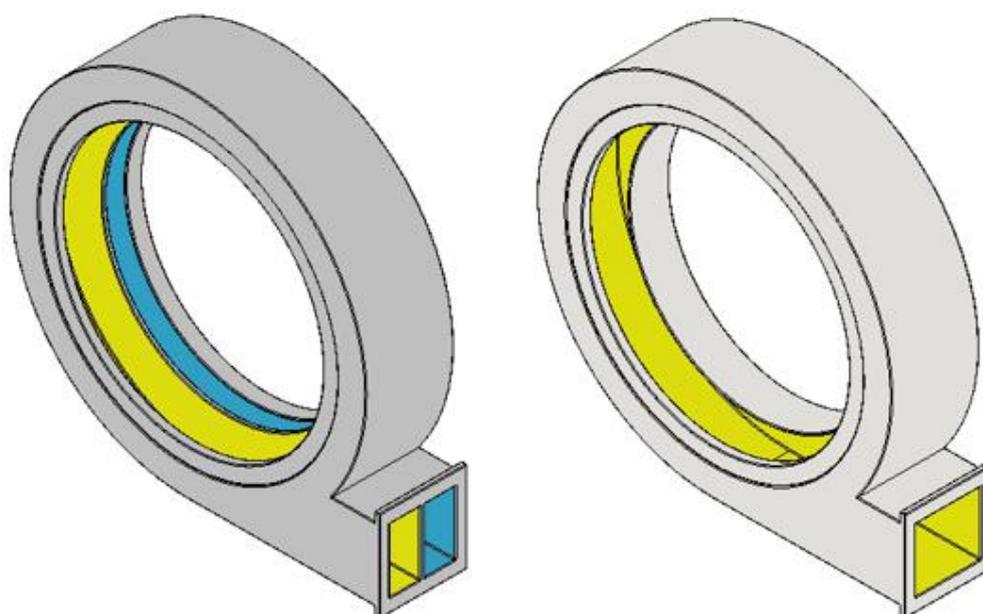


Figura 126 – volute scarico liquidi del decanter 1 a SX e del decanter 2 a DX, l'area gialla rappresenta la zona a contatto con l'olio, mentre quella azzurra la zona a contatto con l'acqua.

Ciò porterebbe a dover tenere conto di 10 parametri nella simulazione del decanter 1, ed 8 parametri nel decanter 2, per snellire ulteriormente l'analisi si è deciso di eliminare il parametro della temperatura dal DOE e si è iterato il procedimento manualmente per tre temperature dei fluidi differenti 27, 33 e 36°C.

Un'ulteriore approssimazione è stata fatta sulle temperature. Si ricorda che nella realtà si ha a che fare con una portata di fluido che transita nel decanter seguendo un determinato percorso, “in questo caso quello dei liquidi”, quindi, il primo scambio termico avverrà nella zona della coclea con il fluido che si trova ad una certa temperatura media T_1 , come conseguenza dello scambio termico avvenuto in tale zona il fluido avrà modificato la sua temperatura portandosi ad una temperatura T_2 , la quale coincide con la temperatura alla quale avverrà lo

scambio termico con la successiva zona, ossia la voluta, dunque a causa di questo ulteriore scambio termico il fluido avrà modificato ancora la sua temperatura portandosi ad una temperatura T3 alla quale avviene lo scambio termico con la zona centrale della testata, portandosi dunque ad una temperatura T4 alla quale esce dal decanter. Essendo la potenza termica scambiata per convezione, dipendente dalla temperatura del fluido, bisognerebbe tenere conto della effettiva temperatura media del fluido in quella zona, ma ciò non è possibile in quanto renderebbe il calcolo ridondante, perché ad esempio per determinare la T2 alla quale avviene lo scambio termico con la voluta bisognerebbe conoscere quale è stata la reaction probe nella zona della coclea, parametro che invece si vuole determinare, sarebbe dunque necessario un ulteriore processo di calcolo iterativo che complicherebbe troppo l'analisi. Per ovviare a questo problema è stato imposto che gli scambi termici avvengano tutti con il fluido alla stessa temperatura, ipotizzando che le differenze di temperatura fra una zona e la successiva siano piccole.

Questa ulteriore ipotesi ci permette semplificare ulteriormente il problema diminuendo il numero di parametri che passano a sei per il decanter 1 e cinque per il decanter 2, a questo punto si possono definire i range di variazione dei singoli fattori.

PARAMETRO	VALORE		
	min	max	
h olio colea	100	1800	W/m ² °C
h olio voluta	100	1800	W/m ² °C
h olio nebulizzato	50	250	W/m ² °C
h acqua voluta	500	5000	W/m ² °C
SKF 6220	150	500	W
SKF 3220	10	180	W

Figura 127 – range di variazione dei fattori per il decanter 1

PARAMETRO	VALORE		
	min	max	
h olio colea	100	1800	W/m ² °C
h olio voluta	100	1800	W/m ² °C
h olio nebulizzato	50	250	W/m ² °C
SKF 6220	150	500	W
SKF 3220	10	180	W

Figura 128 - range di variazione dei fattori per il decanter 2

Definito numero, tipo, e range di variazione dei fattori, si può procedere alla generazione dei design point “DP” applicando l’algoritmo “Central Composite Design” sopra descritto, come risultato si ottengono il numero dei DP da risolvere necessari al DOE per analizzare il sistema, il che corrisponde al

numero di run che deve fare la simulazione, in particolare sono stati necessari 45 DP per il decanter 1 e 27 DP per il decanter 2.

Ricordando che il fattore temperatura del fluido deve essere variato manualmente sui tre livelli di carico scelti (27, 33 e 36°C) si ottengono il numero di run totali che risulta essere pari ad 135 run per il decanter 1, ed 81 run per il decanter 2.

7.3 RESPONSE SURFACE

Ognuna delle simulazioni eseguite per ogni design point fornisce i relativi parametri in uscita, nello spazio di progettazione ciò è visualizzabile come una nuvola di punti. L'obiettivo della "Response Surface Modelling" è quello di ipotizzare una forma analitica della superficie che passi, se non per i punti stessi, almeno ad una distanza da ciascuno di essi tale da approssimare bene i dati di output delle simulazioni "data fitting".

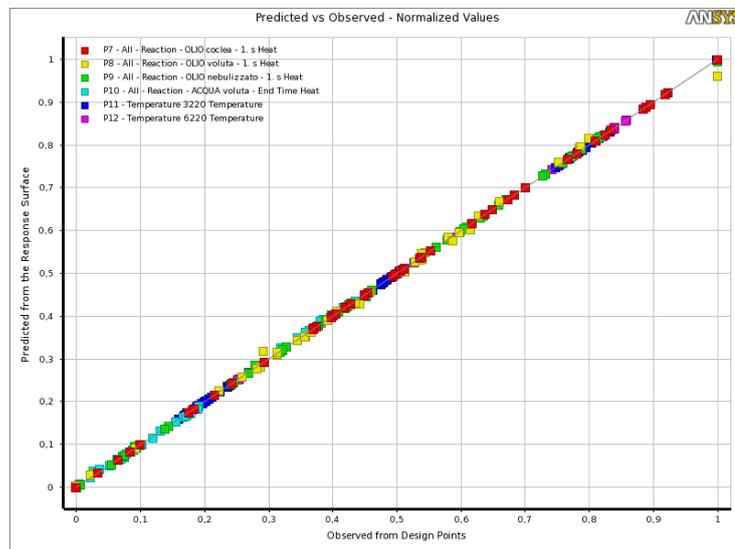


Figura 129 – esempio di data fitting report relativo al DOE a 27 °C per il decanter 2

Esistono varie tecniche per interpolare le informazioni provenienti dai risultati dei vari set di run del DOE, al fine di ricostruire l'andamento della risposta, o funzione obiettivo, nello spazio di progettazione, in questo lavoro è stata utilizzata la "Generic Aggregation" disponibile nel software di default.

Matematicamente una response surface è una iper-superficie interpolante o approssimante, *k-dimensionale*, in uno spazio *(k+1)-dimensionale* formato dai *k* fattori e dalla funzione obiettivo.

Per agevolare la comprensione possiamo fare riferimento al caso sottostante, nella quale è riportata la response surface $Z=Z(XY)$ derivata da una coppia di due parametri "Xe Y", la quale associa ad una data coppia di valori dei parametri X ed Y un valore del parametro risultato Z.

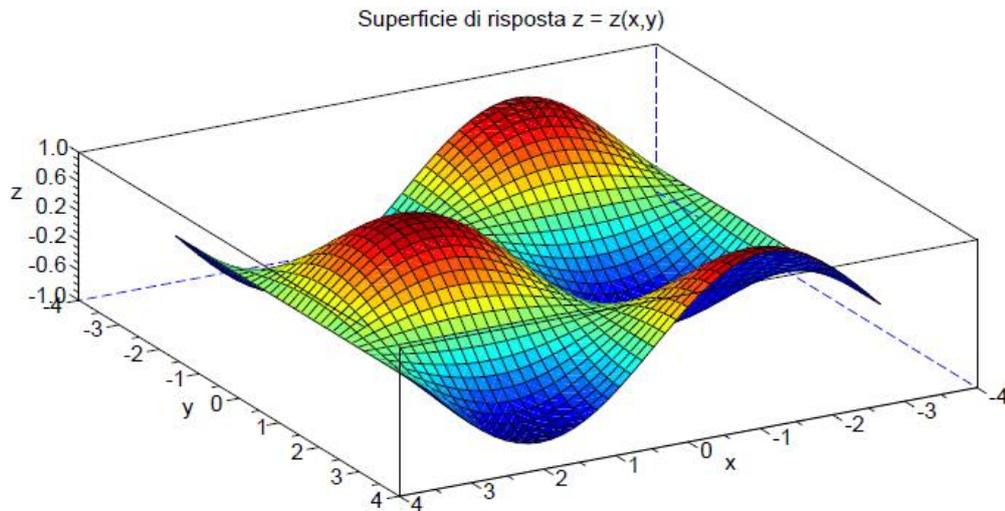


Figura 130 – esempio di superficie di risposta di un parametro z ai fattori x e y

In questo caso $K=2$ quindi la response surface vive in uno spazio $K+1=3$ quindi è rappresentabile in uno spazio 3D, si intuisce dunque che se il numero di parametri K aumenta, la response surface del sistema non sarà più visualizzabile in uno spazio 3D, in quanto essa esiste in uno spazio $(K+1)$ -dimensionale, per mantenere la funzione obiettivo visualizzabile sarà dunque necessario generare diverse response surface “parziali” a seconda dei parametri che si prendono in esame. Il principale vantaggio della modellazione delle superfici di risposta è quello di poter valutare graficamente quali zone all’interno del range di variazione dei parametri di input, che generano criticità nel valore del parametro di output osservato. I prerequisiti per l’attendibilità dei risultati sono però che la funzione di risposta sia abbastanza regolare e che i run DOE svolti abbiano fornito una sufficiente quantità di informazioni.

In questo lavoro sono state ricavate le response surface relative a come varia la potenza entrante o uscente dal flusso di olio di oliva nelle tre zone di interesse al variare della potenza dispersa dai cuscinetti e dei coefficienti di convezione imposti nelle varie zone, per semplicità di comparazione fra i risultati ottenuti alle diverse temperature dell’olio si è deciso di non riportare le response surface su di uno spazio 3-dimensionale ma di estrapolare le curve di livello della superficie rispetto al parametro coefficiente di convezione.

Di seguito si riportano le curve di livello relative alla reaction probe dell’olio di oliva nelle tre zone di interesse per il decanter 2, calcolate rispettivamente a 27, 33 e 36°C.

NOTA: Si tenga a mente che vengono visualizzati i valori in termini di reaction probe, dunque un valore è negativo sta a significare che l’olio sta assorbendo calore dal sistema quindi si sta riscaldando, mentre un valore positivo sta a significare che è l’olio a cedere calore al sistema dunque si sta raffreddando.

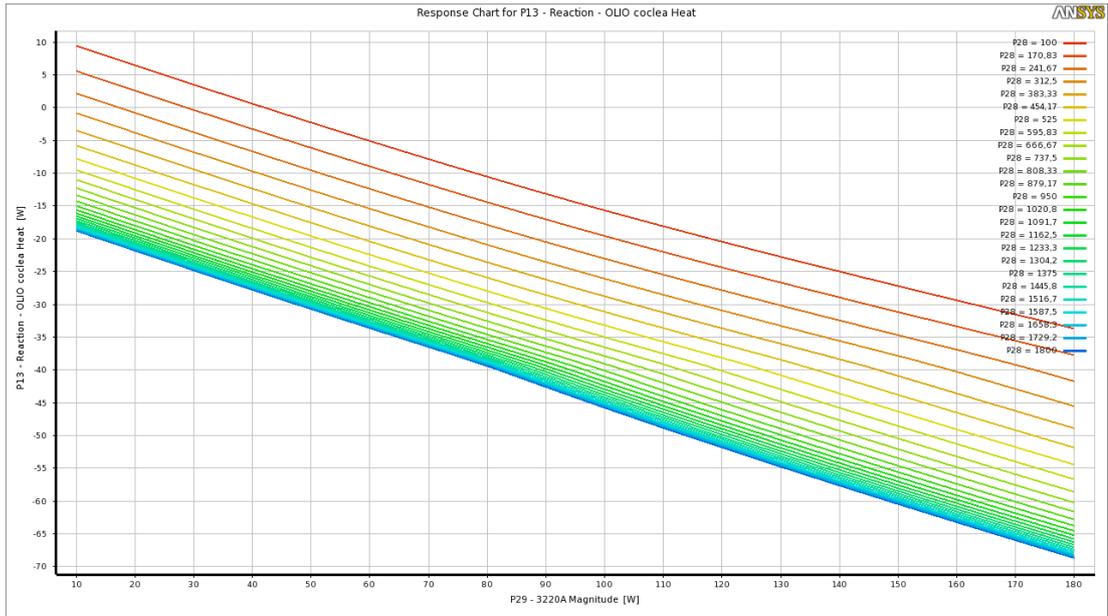


Figura 131 – curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco della coclea lato liquidi “SKF-3220A” in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della coclea ad una temperatura dell’olio di 27°C per il decanter 2

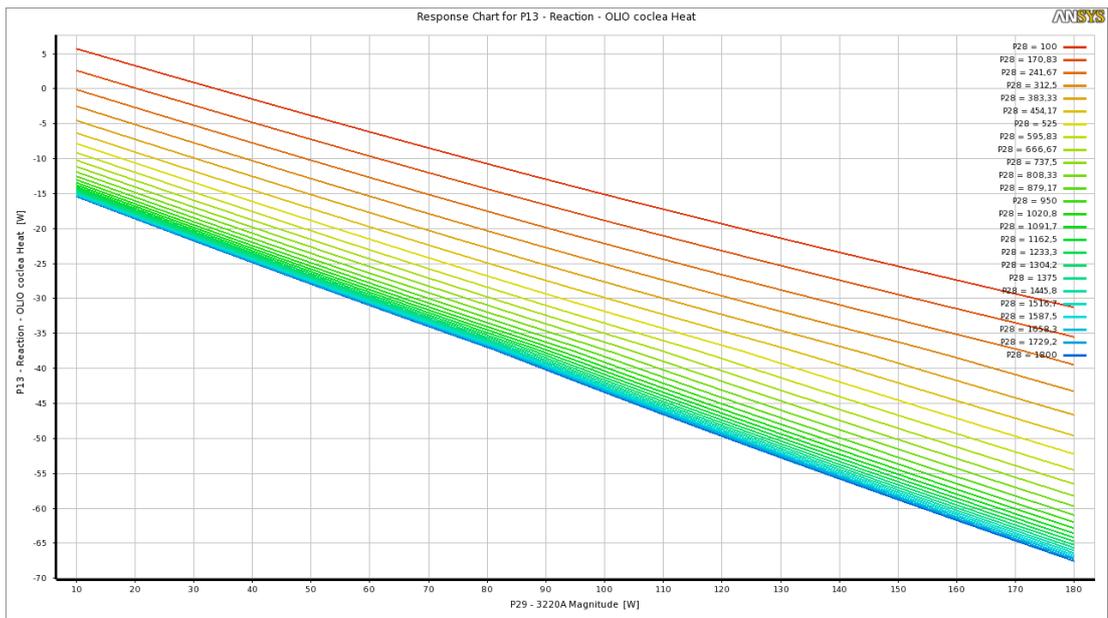


Figura 132 – curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco della coclea lato liquidi “SKF-3220A” in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della coclea ad una temperatura dell’olio di 33°C per il decanter 2

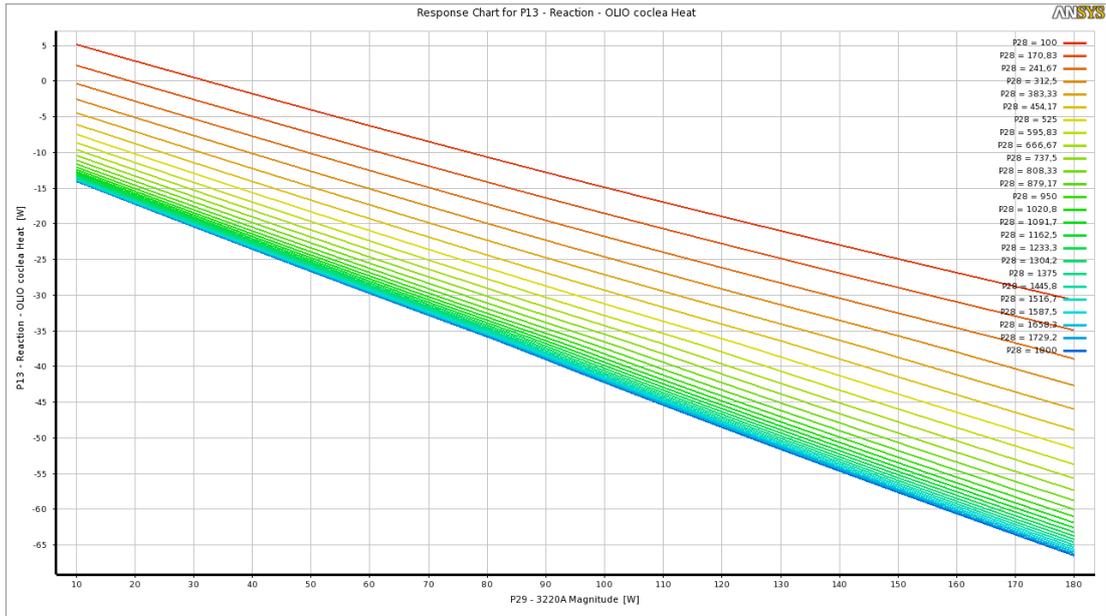


Figura 133 – curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco della coclea lato liquidi “SKF-3220A” in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della coclea ad una temperatura dell’olio di 36°C per il decanter 2

Si osserva che nella zona della coclea l’andamento delle curve è pressoché lineare al variare del coefficiente di convezione, la condizione peggiorativa è rappresentata dalla curva blu riferita ad $h=1800[\text{W}/\text{m}^2\text{C}]$ che va da un massimo di -15W ad un massimo di -65W .

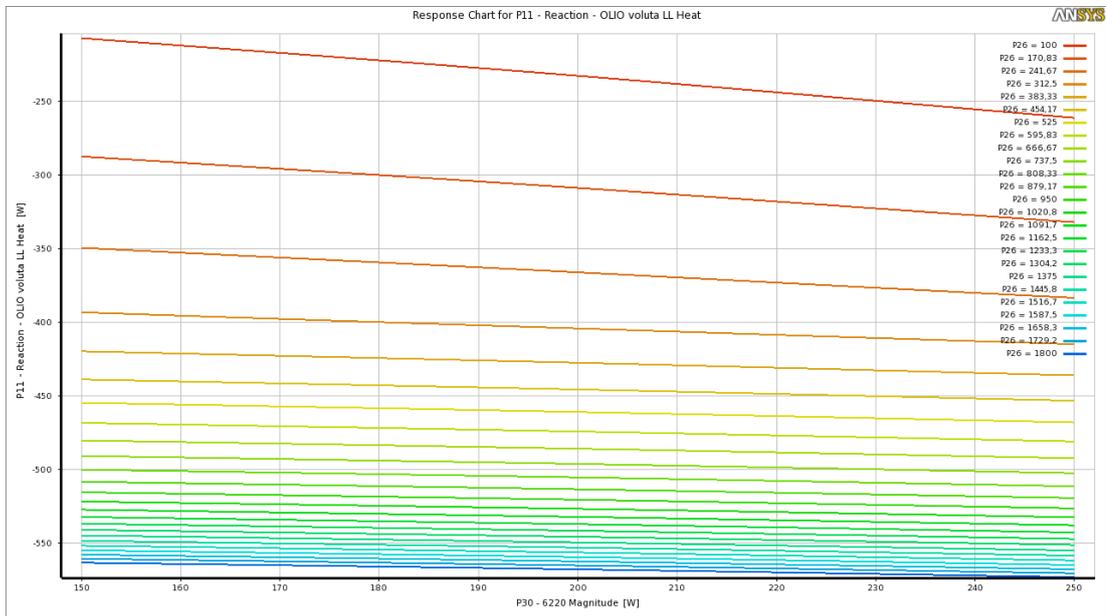


Figura 134 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi “SKF-6220” in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della voluta scarico liquidi ad una temperatura dell’olio di 27°C per il decanter 2

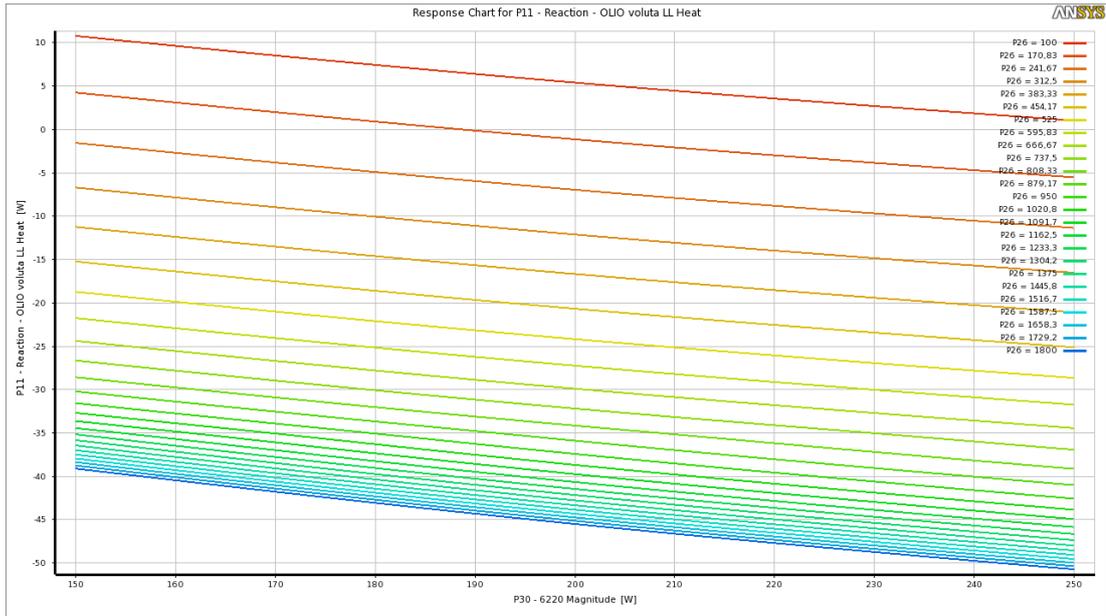


Figura 135 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della voluta scarico liquidi ad una temperatura dell'olio di 33°C per il decanter 2

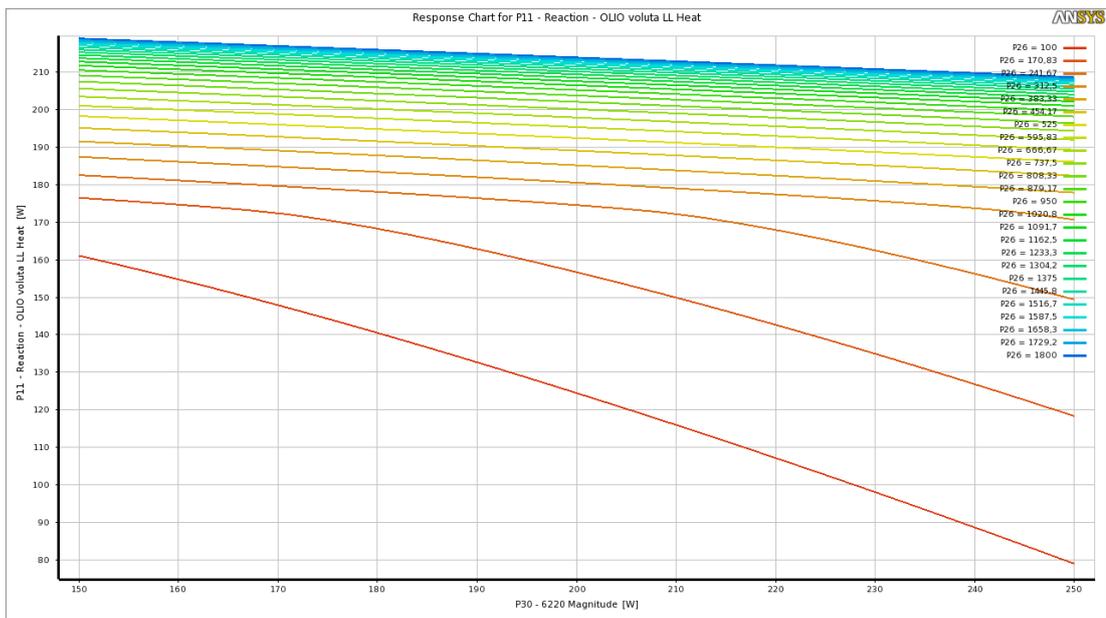


Figura 136 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della voluta scarico liquidi ad una temperatura dell'olio di 33°C per il decanter 2

Passando alla voluta si osserva che l'andamento delle curve si mantiene all'incirca lineare in tutto il range di variazione degli h nei casi l'olio si trovi a 27 e 33°C, mentre nel caso in cui l'olio si trova ad una temperatura pari a 36°C si nota che le curve si mantengono lineari per valori del coefficiente di convezione

alti, quando si scende al di sotto dei 300 [W/m²°C] l'andamento della curva si discosta gradualmente dalla linearità.

Inoltre, il valore della reaction probe sulla voluta al variare delle 3 temperature cambia di segno, in particolare a 27°C la reaction probe si mantiene negativa per tutti gli h, a 33°C per h piccoli e bassa potenza dispersa dal cuscinetto di banco si hanno valori di reaction positivi, ma nella maggior parte dei casi la reaction resta negativa anche se come intuibile a valori minori del caso a 27°C, mentre nel caso a 36°C la reaction diventa positiva per tutti gli h, quindi si può affermare che il contatto con la zona della voluta influenza l'olio in maniera diversa a seconda della temperatura cui esso si trova, dalle analisi effettuate risulta che se l'olio raggiunge la voluta ad una temperatura di 27°C si riscalderà in tutte le condizioni di flusso considerate, mentre se viene a contatto con la voluta ad una temperatura superiore a 36°C si raffredderà in tutte le condizioni di flusso considerate.

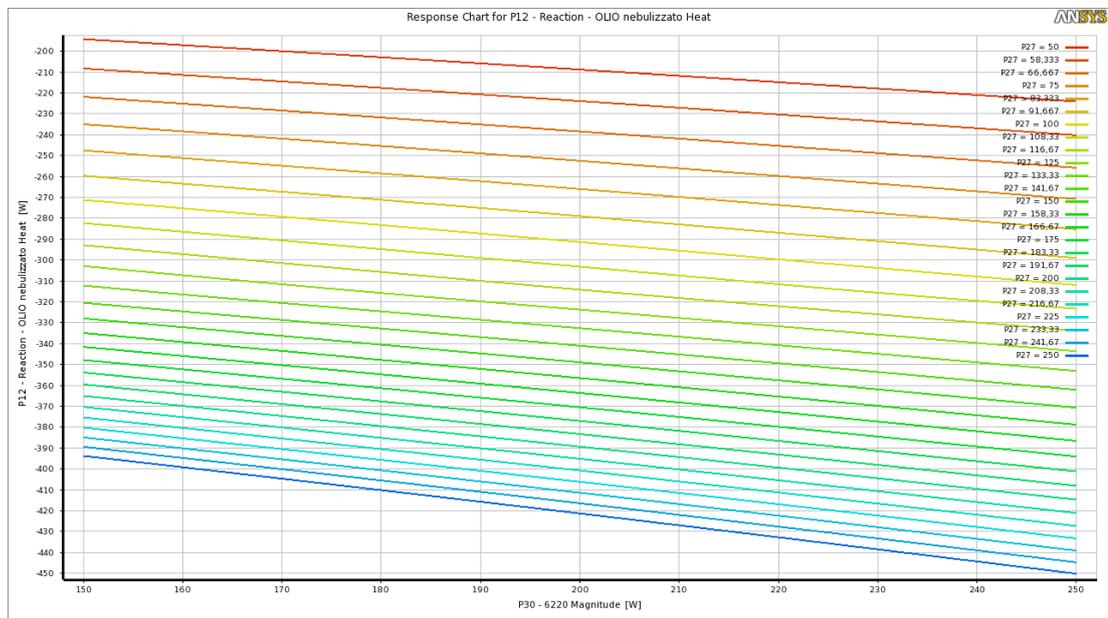


Figura 137 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona relativa al contatto con l'olio nebulizzato ad una temperatura dell'olio di 27°C per il decanter 2

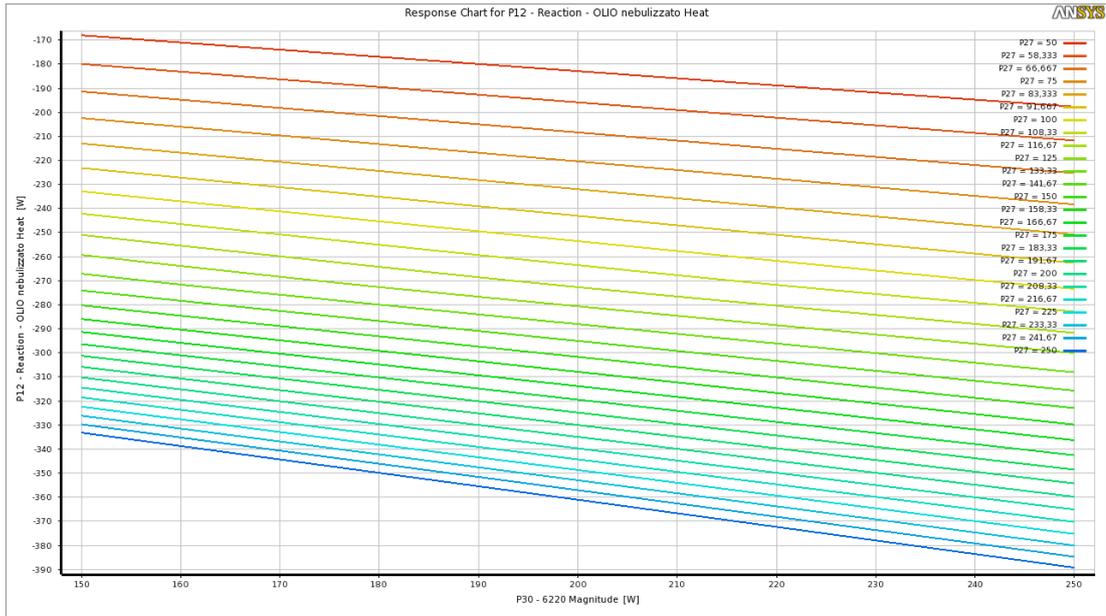


Figura 138 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona relativa al contatto con l'olio nebulizzato ad una temperatura dell'olio di 33°C per il decanter 2

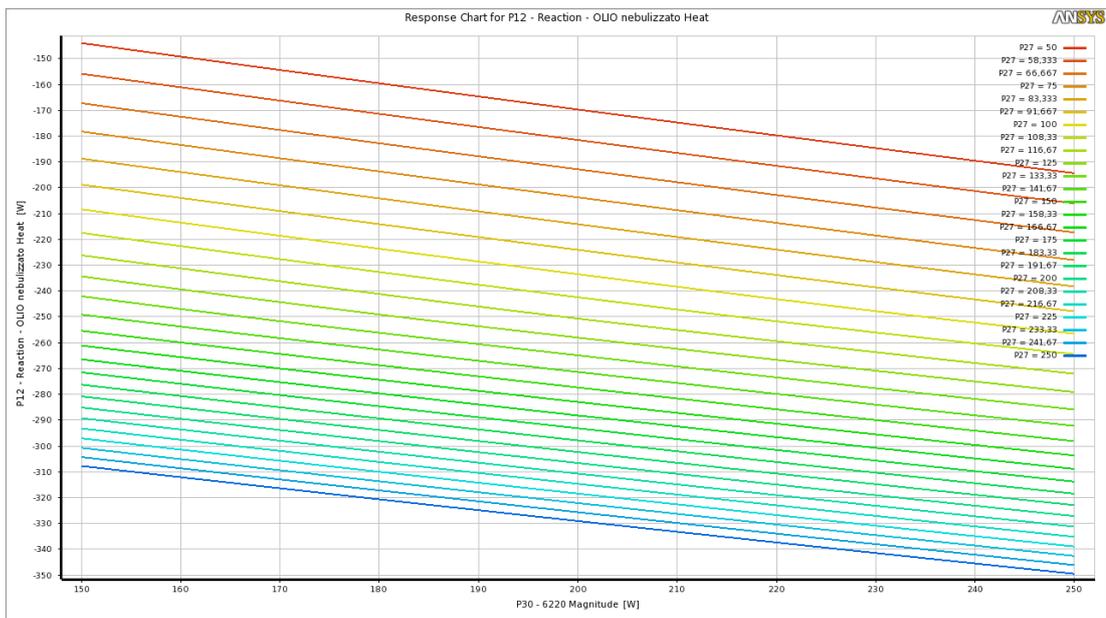


Figura 139 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona relativa al contatto con l'olio nebulizzato ad una temperatura dell'olio di 36°C per il decanter 2

Nella zona centrale, le curve relative alla potenza assorbita dall'olio nebulizzato restano lineari per tutti i valori di h , la condizione peggiore in tutti e tre i casi si verifica per la curva blu, ottenuta per $h=250[W/m^2°C]$, come intuibile fra i 3 casi il peggiore risulta essere quello a 27°C, in cui la curva per $h=250[W/m^2°C]$ va da un minimo di -450W ad un massimo di -390W.

Si sono inoltre ricavate le analisi di sensibilità, per capire quale sia il peso dei singoli input sulle reaction dell'olio di oliva nelle tre zone e le temperature dei cuscinetti lato liquidi (SKF 6220 per il tamburo ed SKF 3220A per la coclea), ricavate nei casi in cui l'olio si trovi rispettivamente a 27, 33, e 36°C.

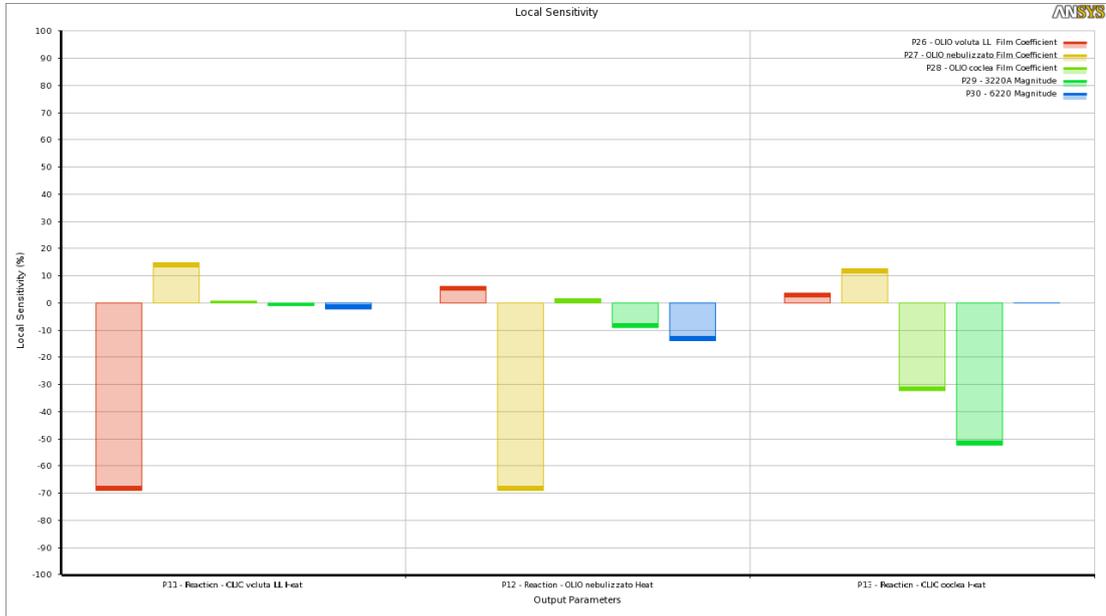


Figura 140 – analisi di sensibilità relativa alle reaction probe nelle 3 zone (SX zona voluta -CENTRO zona olio nebulizzato – DX zona coclea) ad una temperatura dell'olio di 27°C, per il decanter 2

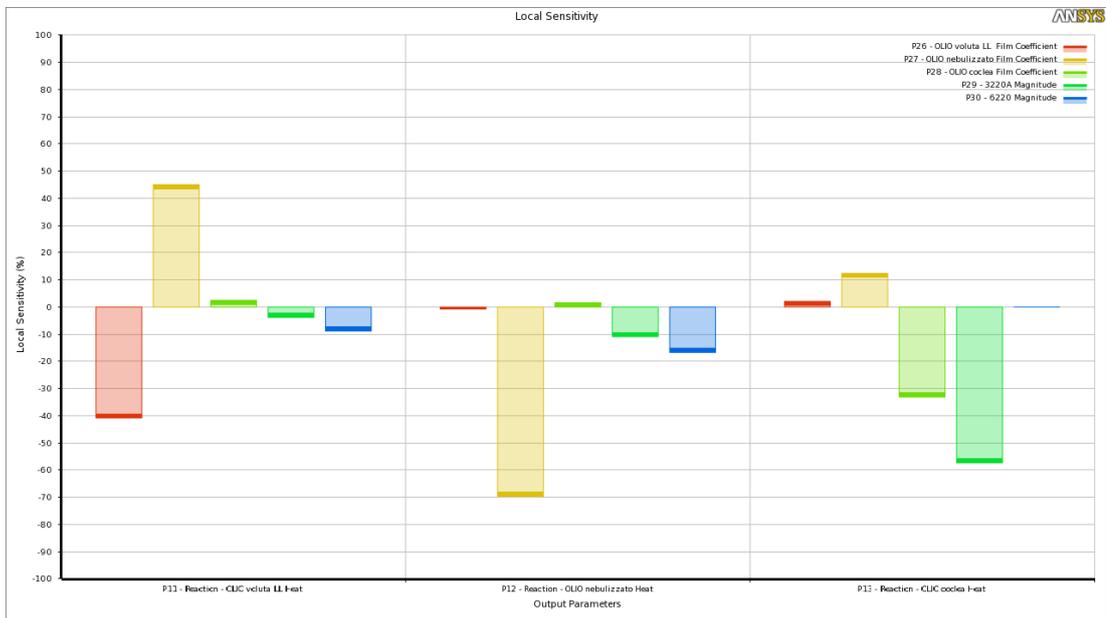


Figura 141 - analisi di sensibilità relativa alle reaction probe nelle 3 zone (SX zona voluta -CENTRO zona olio nebulizzato – DX zona coclea) ad una temperatura dell'olio di 33°C, per il decanter 2

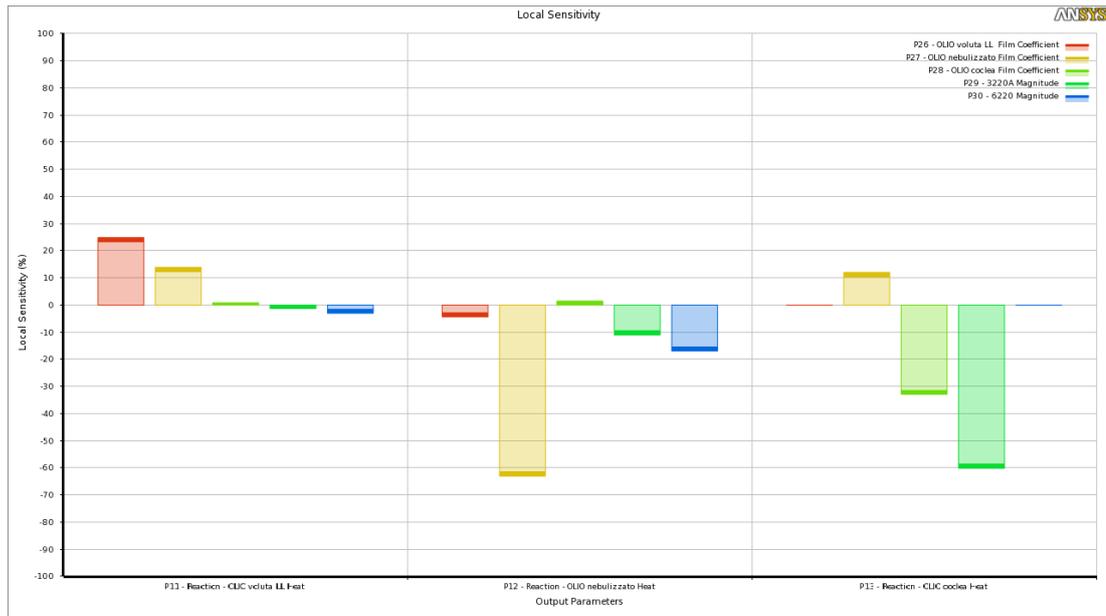


Figura 142 - analisi di sensibilità relativa alle reaction probe nelle 3 zone (SX zona voluta -CENTRO zona olio nebulizzato - DX zona coclea) ad una temperatura dell'olio di 36°C, per il decanter 2

Si nota, come le reaction probe nelle varie zone risultano influenzate per la maggior parte dal valore del coefficiente di convezione applicato alla zona, come facilmente intuibile, inoltre in tutte e tre le zone di nota una buona rilevanza del coefficiente convettivo associato all'olio nebulizzato. Come osservato prima nel caso in cui l'olio si trova a 36°C la reaction sulla voluta cambia di segno, dunque, all'aumentare del coefficiente di convezione la reaction probe aumenterà in senso positivo, da questo si spiega l'inversione di segno nell'analisi di sensibilità. Nella zona della voluta la reaction risulta poco sensibile alla potenza dispersa dai cuscinetti, mentre sulla coclea e sulla zona centrale assumono maggior peso, in particolare la zona della coclea risulta maggiormente influenzata dalla dispersione del relativo cuscinetto di banco, mentre, nella zona centrale, la reaction probe associata all'olio nebulizzato risulta influenzata in maniera simile dalla dispersione di entrambi i cuscinetti.

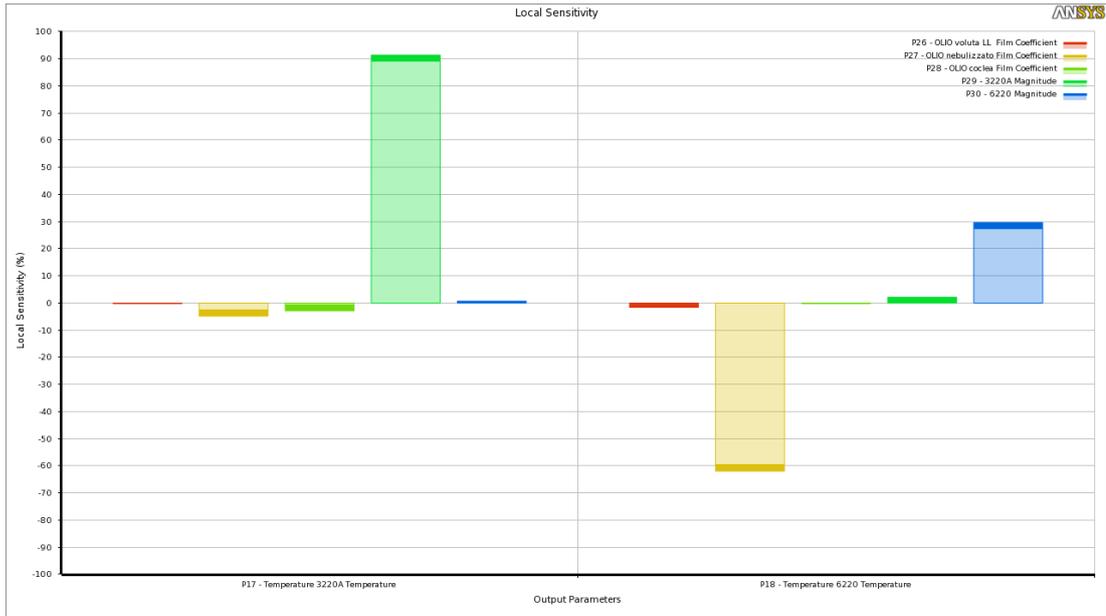


Figura 143 - analisi di sensibilità relativa alla temperatura dei cuscinetti (a SX cuscinetto di banco della coclea “SFF 3220A” – a DX cuscinetto di banco del tamburo “SKF 6220”) ad una temperatura dell’olio di 27°C, per il decanter 2

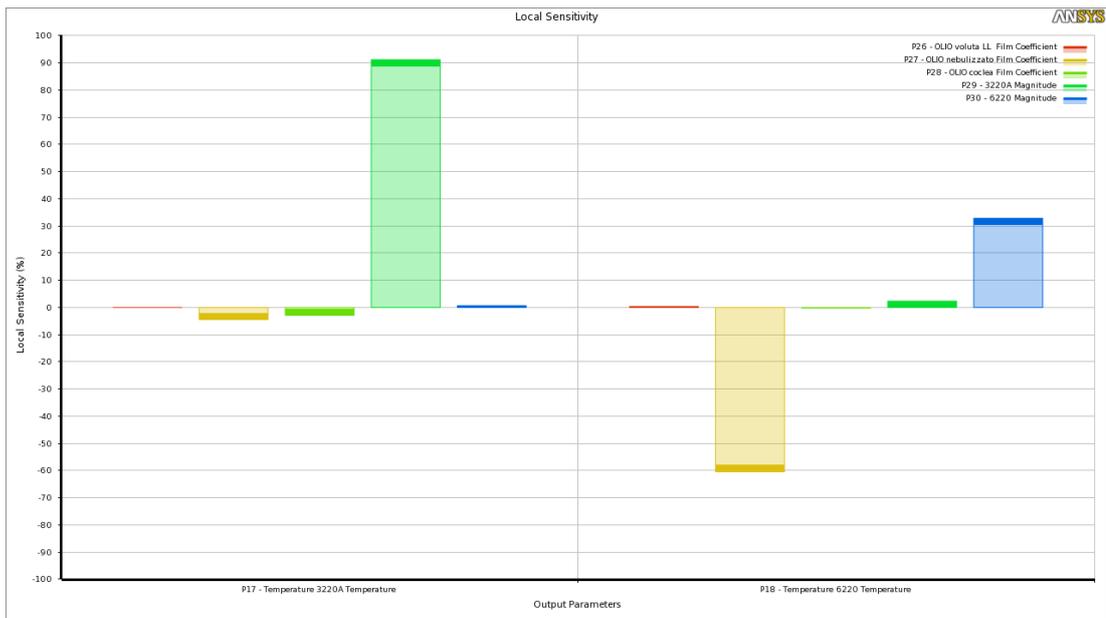


Figura 144 - analisi di sensibilità relativa alla temperatura dei cuscinetti (a SX cuscinetto di banco della coclea “SFF 3220A” – a DX cuscinetto di banco del tamburo “SKF 6220”) ad una temperatura dell’olio di 33°C, per il decanter 2

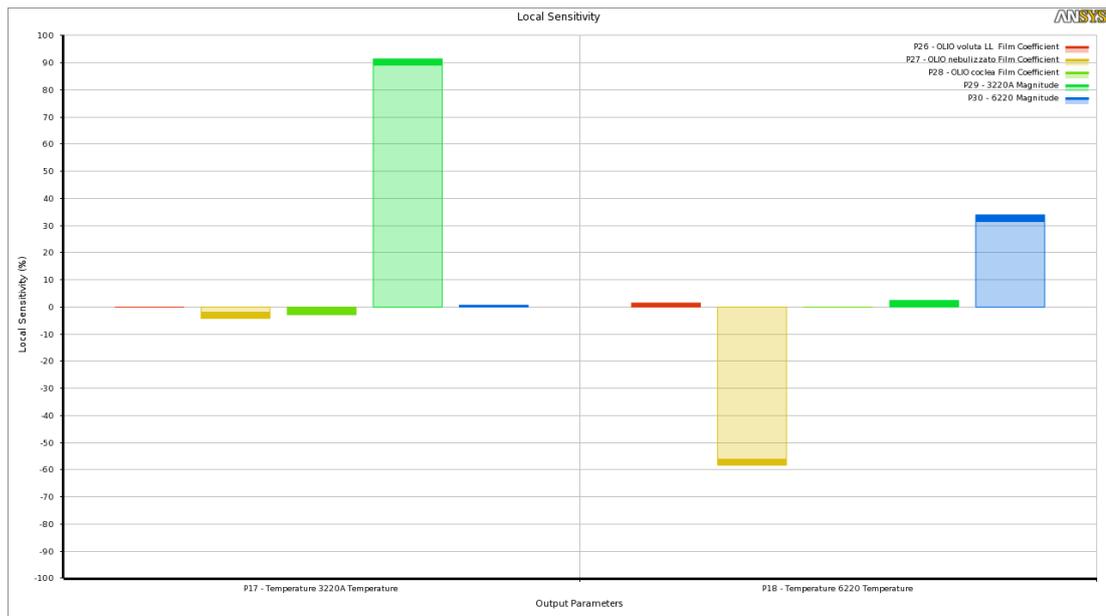


Figura 145 - analisi di sensibilità relativa alla temperatura dei cuscinetti (a SX cuscinetto di banco della coclea "SKF 3220A" – a DX cuscinetto di banco del tamburo "SKF 6220") ad una temperatura dell'olio di 36°C, per il decanter 2

Dall'analisi di sensibilità sulle temperature dei cuscinetti, si evince che in tutti e tre i casi la temperatura raggiunta dal cuscinetto di banco della coclea SKF-3220A dipenda quasi esclusivamente dal livello di potenza dispersa, mentre per quanto riguarda il cuscinetto di banco del tamburo SKF-6220 si nota una forte dipendenza oltre che dal livello di dispersione, anche dal coefficiente di convezione applicato nella zona associata all'olio nebulizzato.

Per completezza di trattazione, si riportano anche le response surface ricavate per il decanter 1, si nota che la forma assunta dalle curve di livello è cambiata in quanto in questo caso fra i parametri in ingresso è presente anche il coefficiente di convezione relativo all'acqua nella zona della voluta, che come precedentemente detto nel decanter 1 viene scaricata nella stessa zona della macchina, separata dall'olio da una semplice paratia si spessore 7mm che divide la voluta scarico liquidi, mantenendo separate le due portate.

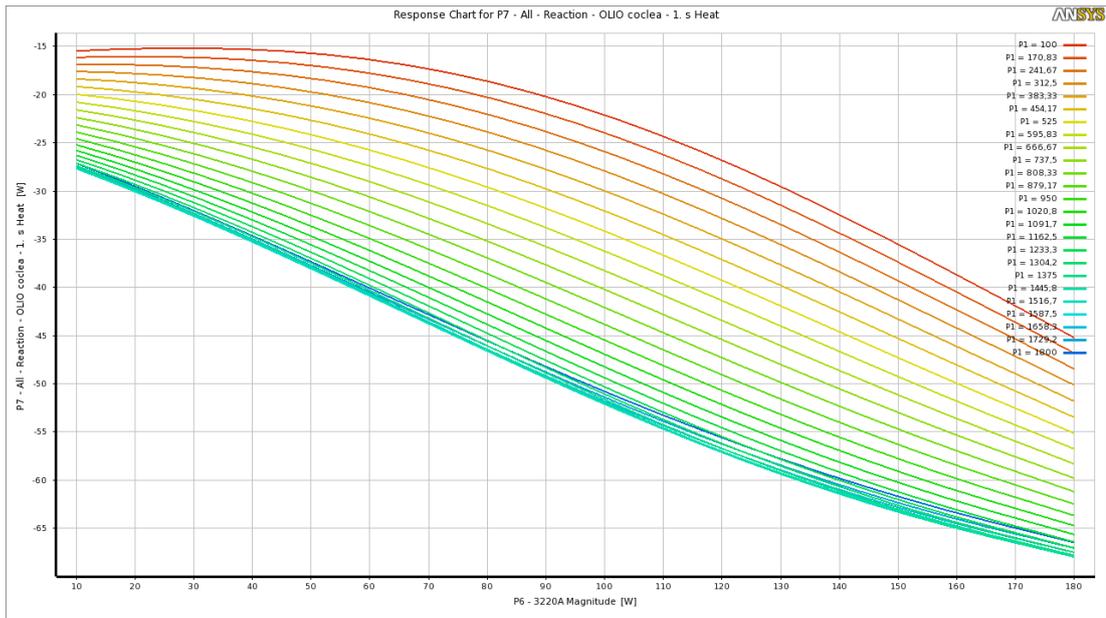


Figura 146 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco della coclea lato liquidi "SKF-3220A" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della coclea ad una temperatura dell'olio di 27°C per il decanter 1

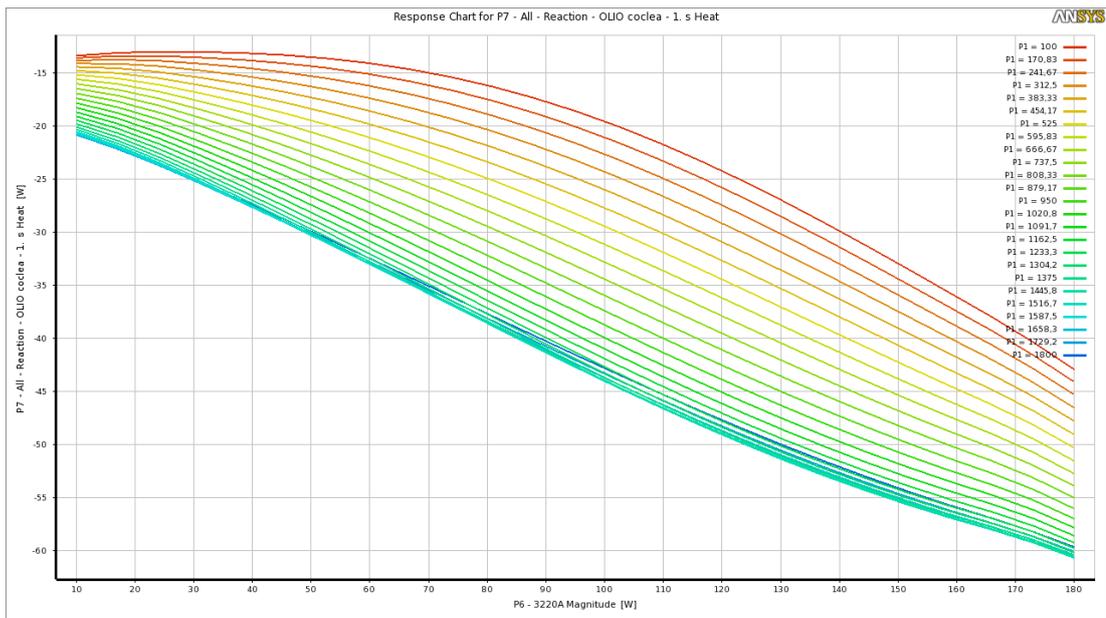


Figura 147 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco della coclea lato liquidi "SKF-3220A" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della coclea ad una temperatura dell'olio di 33°C per il decanter 1

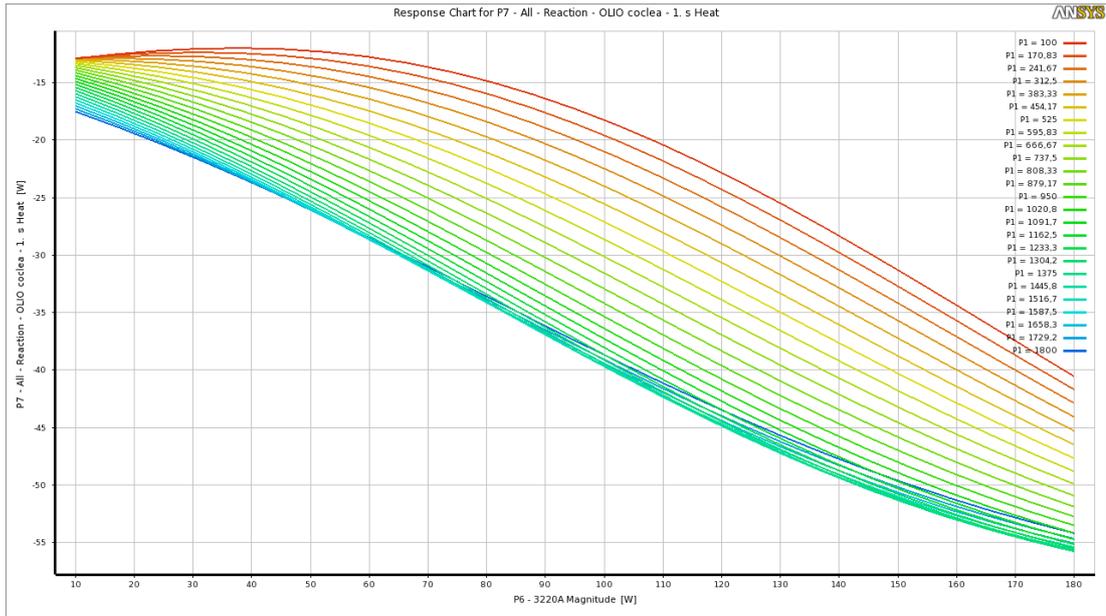


Figura 148 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco della coclea lato liquidi "SKF-3220A" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della coclea ad una temperatura dell'olio di 36°C per il decanter 1

Si nota subito che le curve non sono più lineari, ciò è dovuto alla presenza dell'acqua inserita come parametro, sia l'andamento che il modulo della reaction probe resta simile al variare della temperatura dell'olio.

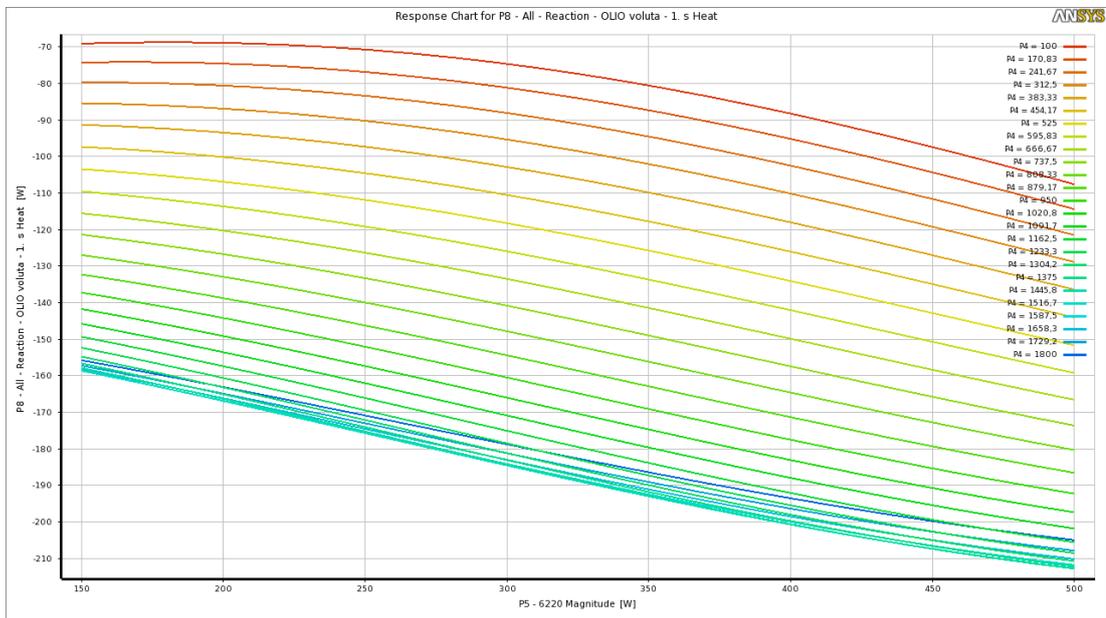


Figura 149 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della voluta scarico liquidi ad una temperatura dell'olio di 27°C per il decanter 1

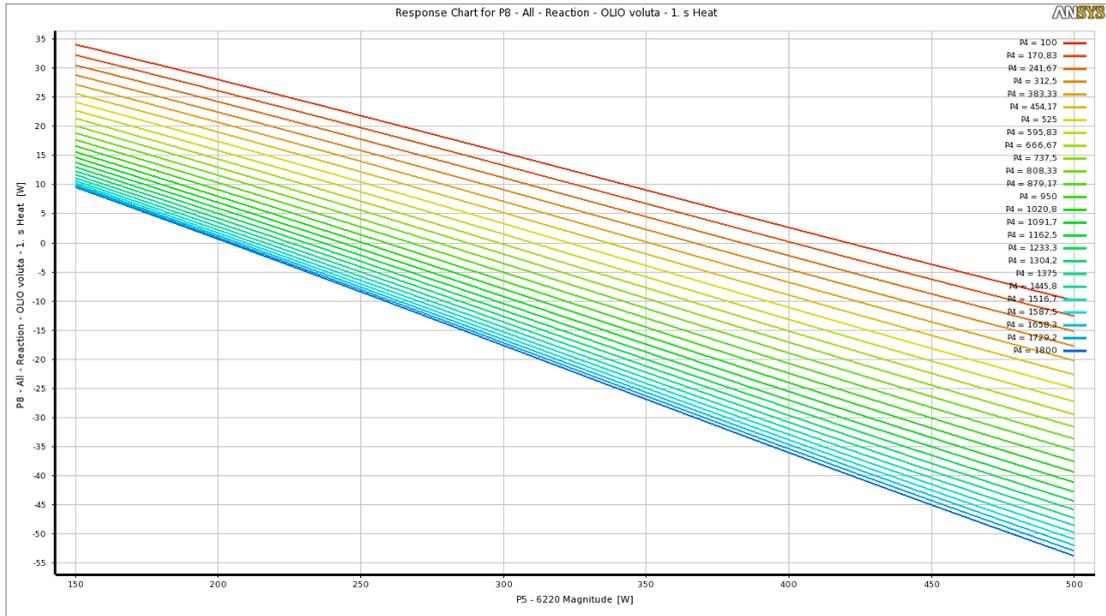


Figura 150 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della voluta scarico liquidi ad una temperatura dell'olio di 33°C per il decanter 1

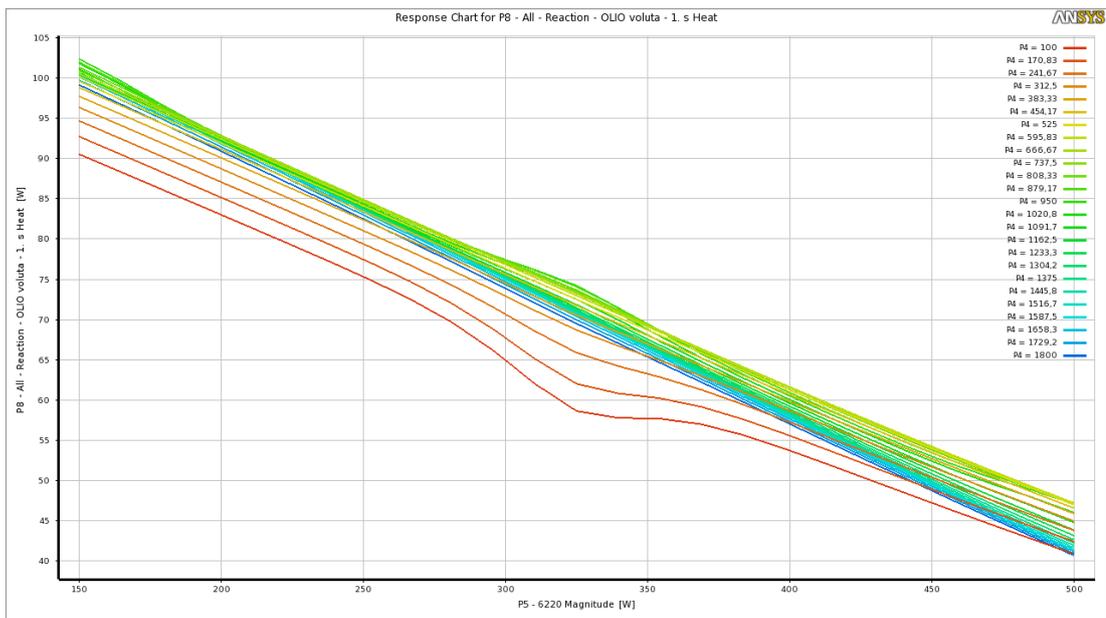


Figura 151 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona della voluta scarico liquidi ad una temperatura dell'olio di 36°C per il decanter 1

Dall'osservazione delle curve ottenute per l'olio nella zona della voluta, si nota che, come nel caso precedente, si ha un cambio di segno della reaction intono ai 33°C ; tuttavia in questo caso l'andamento delle curve cambia al variare della temperatura dell'olio. Nel caso in cui l'olio si trovi a 36°C si nota una perdita di linearità delle curve associate ad un livello del coefficiente di convezione più basso, che si manifesta nella zona centrale del grafico, quando il cuscinetto di

banco del tamburo sta disperdendo una potenza pari a circa 320[W]. Questo tipo di andamento anomalo, risulta imputabile a come è stata scelta distribuzione dei design point del DOE, o a come è stata generata la response surface in quell'intorno.

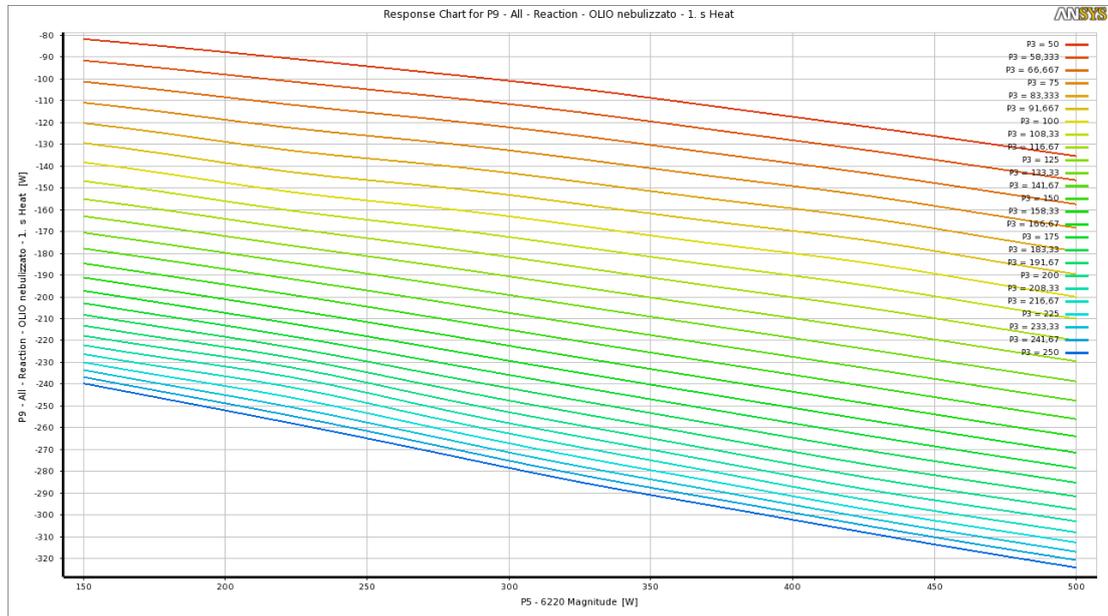


Figura 152 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona relativa al contatto con l'olio nebulizzato ad una temperatura dell'olio di 27°C per il decanter 1

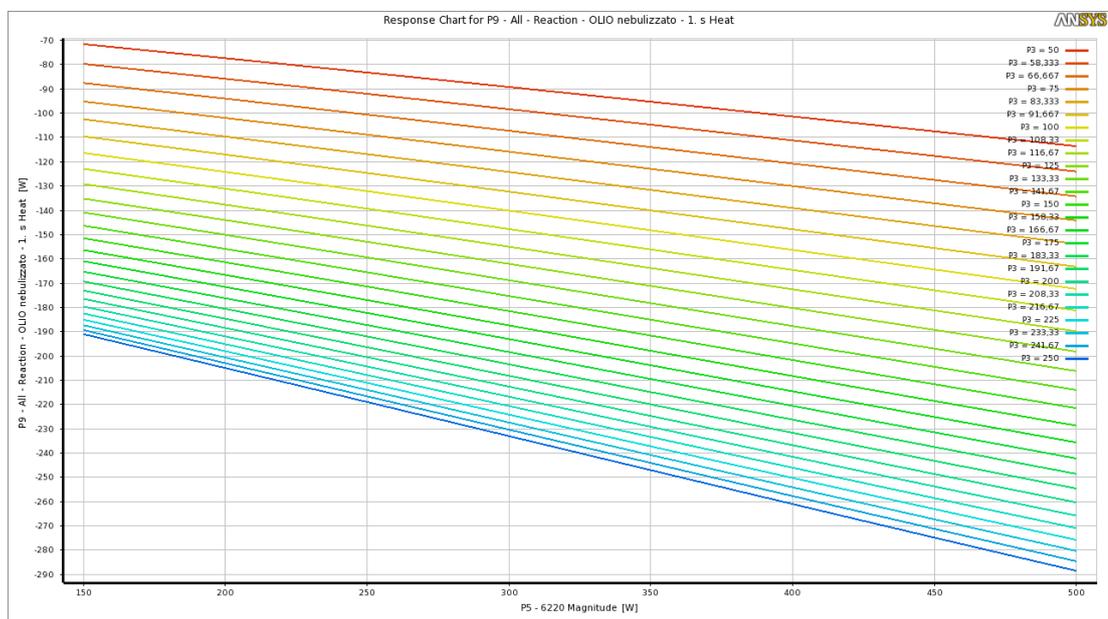


Figura 153 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona relativa al contatto con l'olio nebulizzato ad una temperatura dell'olio di 33°C per il decanter 1

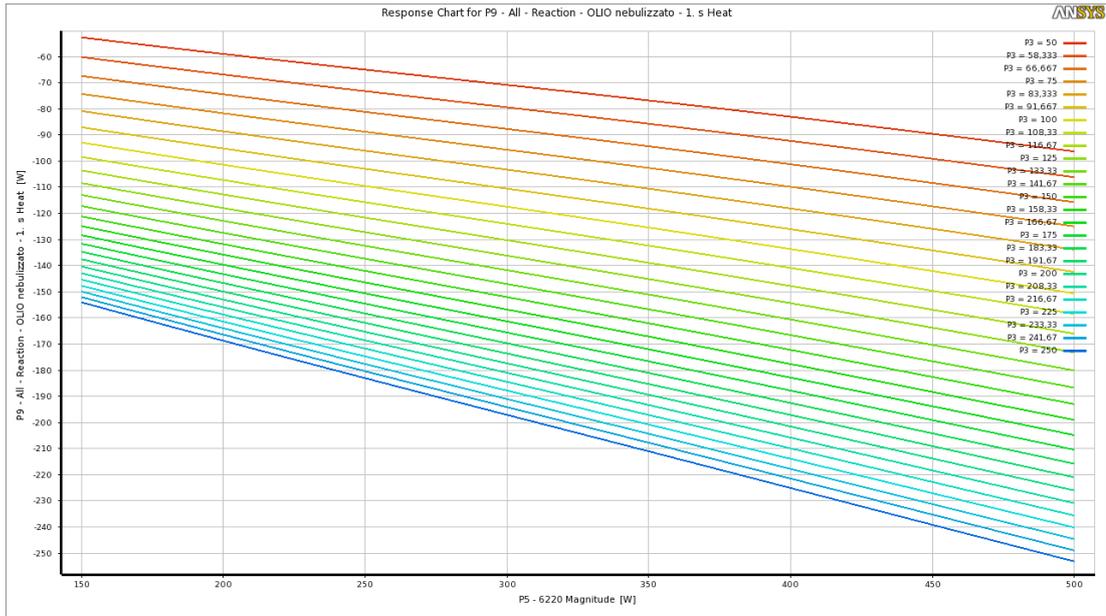


Figura 154 - curve di livello ottenute al variare di h sul piano potenza dissipata dal cuscinetto di banco del tamburo lato liquidi "SKF-6220" in ascissa, reaction probe in ordinata, sulla zona relativa al contatto con l'olio nebulizzato ad una temperatura dell'olio di 36°C per il decanter 1

Le curve relative all'olio nebulizzato mostrano lo stesso andamento che hanno nel caso del decanter 2. La situazione peggiore si manifesta per il caso a 27°C per un coefficiente di convezione $h=250[\text{W}/\text{m}^2\text{C}]$ in cui la curva va da un massimo di $-240[\text{W}]$ ad un minimo di $-320[\text{W}]$.

Le analisi di sensibilità relative al decanter1 sono state ricavante nel medesimo modo con il quale sono state ricavate per il decanter2, in questo caso è presente anche il parametro "acqua voluta film coefficient", quindi il codice colore è differente dal caso del decanter 2.

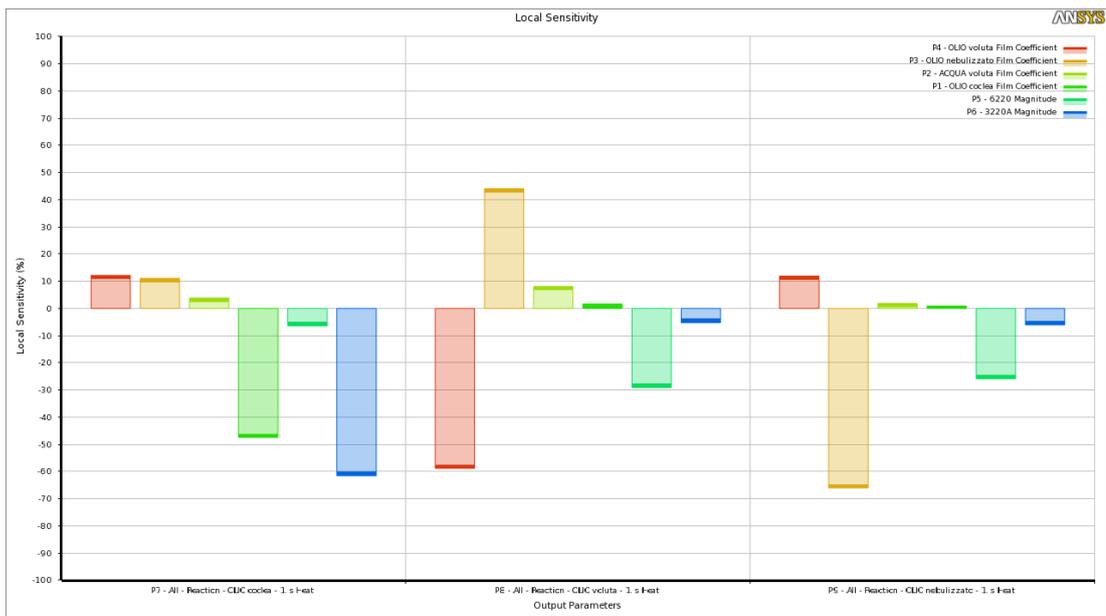


Figura 155 - analisi di sensibilità relativa alle reaction probe nelle 3 zone (SX zona coclea -CENTRO zona voluta - DX zona olio nebulizzato) ad una temperatura dell'olio di 27°C , per il decanter 1

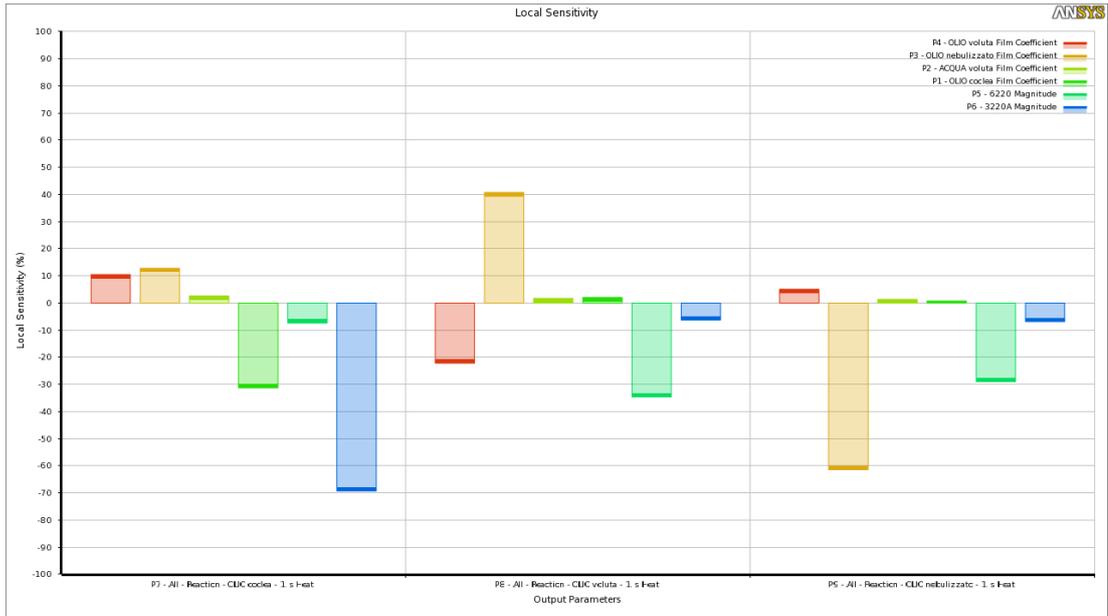


Figura 156 - analisi di sensibilità relativa alle reaction probe nelle 3 zone (SX zona coclea -CENTRO zona voluta - DX zona olio nebulizzato) ad una temperatura dell'olio di 33°C, per il decanter 1

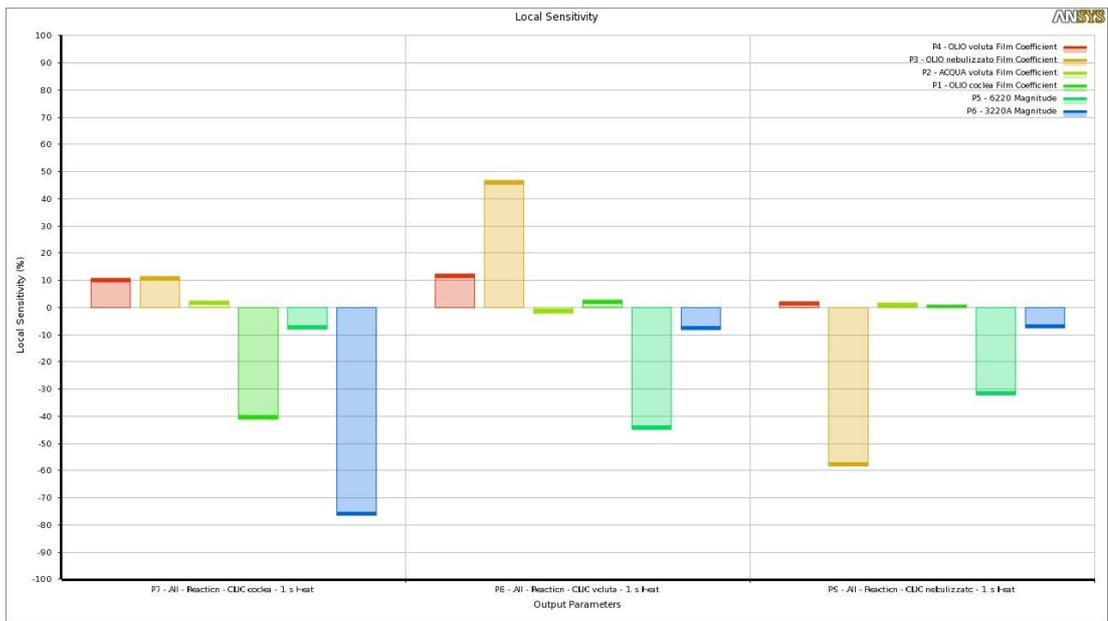


Figura 157 - analisi di sensibilità relativa alle reaction probe nelle 3 zone (SX zona coclea -CENTRO zona voluta - DX zona olio nebulizzato) ad una temperatura dell'olio di 36°C, per il decanter 1

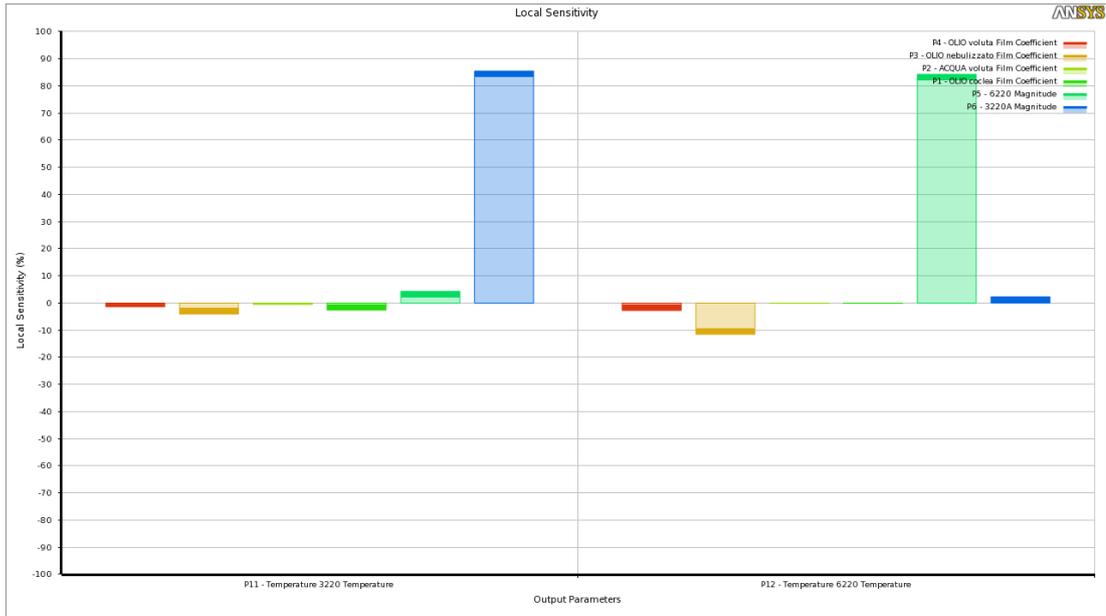


Figura 158 - analisi di sensibilità relativa alla temperatura dei cuscinetti (a SX cuscinetto di banco della coclea “SFF 3220A” – a DX cuscinetto di banco del tamburo “SKF 6220”) ad una temperatura dell’olio di 27°C, per il decanter 1

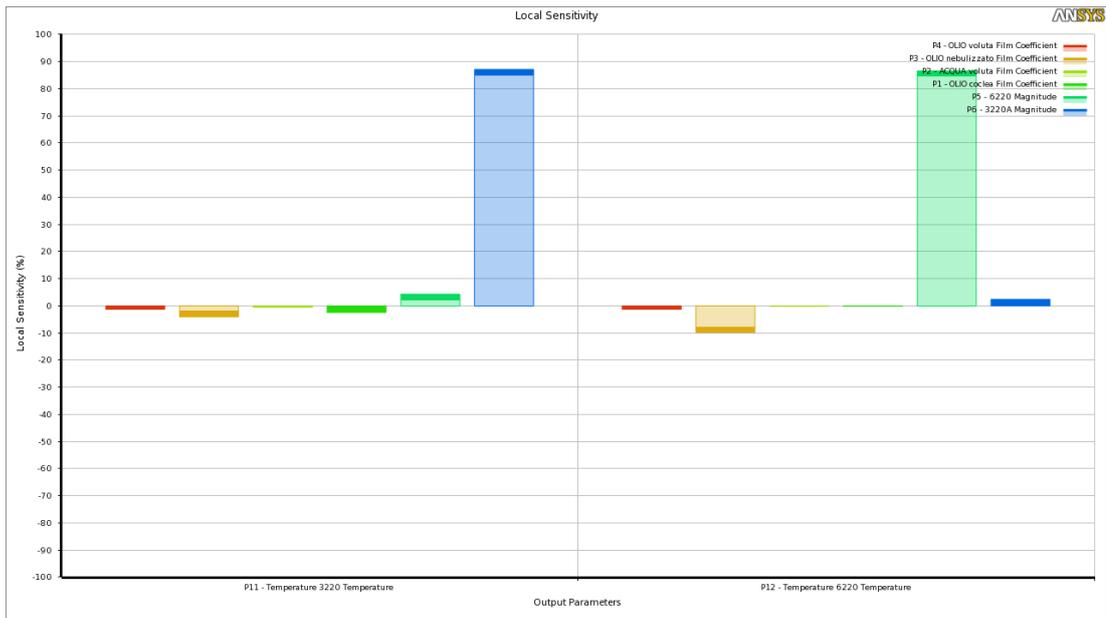


Figura 159 - analisi di sensibilità relativa alla temperatura dei cuscinetti (a SX cuscinetto di banco della coclea “SFF 3220A” – a DX cuscinetto di banco del tamburo “SKF 6220”) ad una temperatura dell’olio di 33°C, per il decanter 1

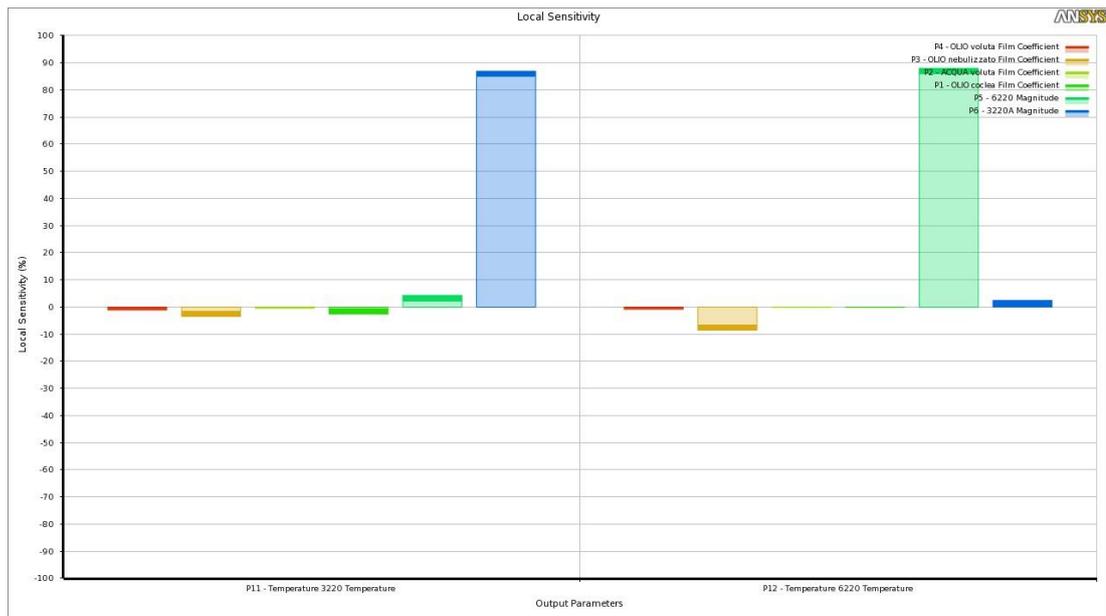


Figura 160 - analisi di sensibilità relativa alla temperatura dei cuscinetti (a SX cuscinetto di banco della coclea “SFF 3220A” – a DX cuscinetto di banco del tamburo “SKF 6220”) ad una temperatura dell’olio di 36°C, per il decanter 1

Dall’osservazione dell’analisi di sensibilità ottenute per il decanter 1, come ci si aspetta, valgono le stesse considerazioni fatte per il decanter 2, si nota solo un cambiamento del modulo dei pesi [%] dei vari parametri.

CAPITOLO

8

RISULTATI

8.1 ELABORAZIONE DEI RISULTATI

L’obbiettivo dello studio è quello di definire come le dispersioni causate dagli organi meccanici influenzino la temperatura di uscita dell’olio dal decanter. Per far ciò sono stati determinati tutti i carichi termici dovuti agli organi meccanici, dopo di che, sono state identificate quali siano le zone dei decanter sotto analisi che si trovano a diretto contatto con l’olio, dunque sono stati assegnati alle tre zone di interesse coefficienti convettivi differenziati, per tenere conto delle diverse condizioni di flusso nelle rispettive zone, ed in fine, per tener conto di possibili errori dati dalle numerose ipotesi fatte, è stato parametrizzato il problema applicando un’analisi di tipo DOE.

Come spiegato in precedenza, un DOE si basa sulla definizione di una serie di design point “DP”, ognuno dei quali rappresenta una possibile condizione di funzionamento. Per la generazione dei DP è stato adottato l’algoritmo “Central Composite Design” il quale distribuisce i DP nello spazio di progettazione con una logica atta al fine di poter creare una rappresentazione quanto più veritiera

possibile della risposta del sistema in tutte le possibili condizioni di funzionamento, con il mino numero possibile di DP.

Da ognuno di questi DP, sono stati ricavati i valori dei parametri di output ai quali si è interessati, fra cui le reaction probe riferite all'olio di oliva nelle 3 zone.

Ipotizzando che tutta la portata di olio lambisca uniformemente ognuna delle tre zone di interesse “il che è condizione peggiorativa” è possibile sommare le reaction probe rilevate sulle 3 zone di interesse ad ogni DP al fine di calcolare la potenza totale assorbita dall'olio durante il suo transito nel sistema, quindi:

$$P_{tot,olio} = P_{coclea} + P_{voluta} + P_{nebulizzato}$$

Con:

$P_{tot,olio}$ = potenza totale assorbita dall'olio

P_{coclea} = potenza assorbita dall'olio nella zona della coclea

P_{voluta} = potenza assorbita dall'olio nella zona della voluta

$P_{nebulizzato}$ = potenza assorbita dall'olio nella zona centrale della testa

Importando in Excell i dati ottenuti dal DOE e sommando le tre reaction per ogni DP, si ottengono questi risultati per ognuno dei due modelli:

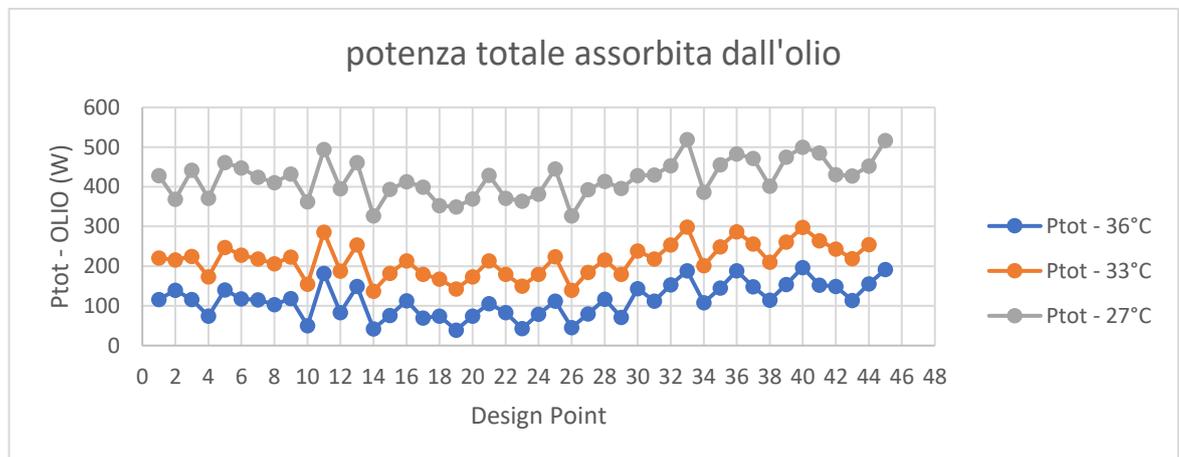


Figura 161 – potenza totale assorbita dall'olio, calcolata per ogni design point, nelle prove alle 3 temperature, per il decanter 1

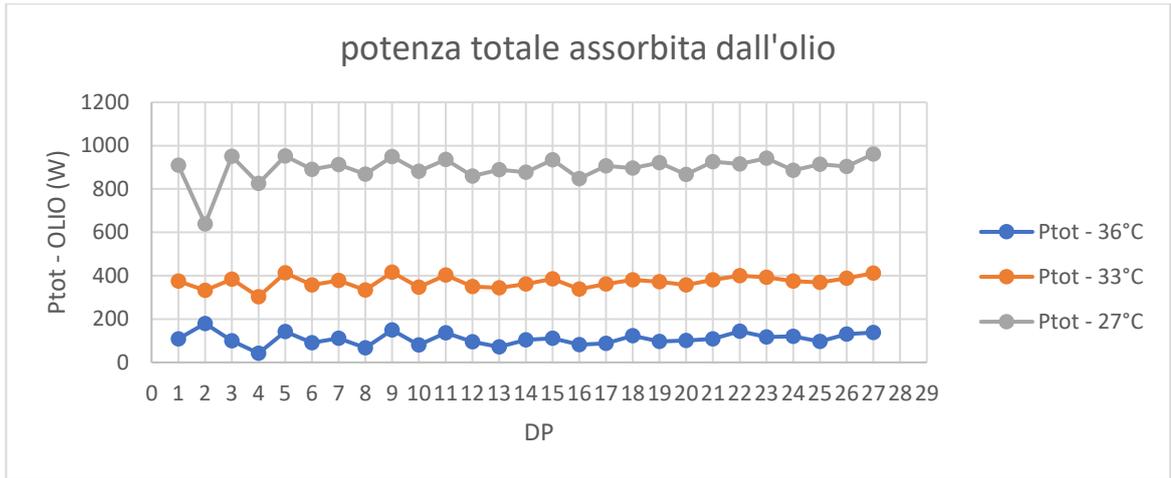


Figura 162 - potenza totale assorbita dall'olio, calcolata per ogni design point, nelle prove alle 3 temperature, per il decanter 2

A questo punto, conoscendo la portata massica ed il calore specifico dell'olio di oliva, è possibile calcolare qual è stato l'incremento di temperatura dell'olio causato dallo scambio termico avvenuto con il decanter tramite la relazione:

$$\Delta T_{olio} = \frac{P_{tot,olio}}{\dot{m}_{olio} \cdot C_{p_{olio}}}$$

Con:

ΔT_{olio} = variazione di temperatura dell'olio dovuta allo scambio termico

\dot{m}_{olio} = portata massica dell'olio in transito nel decanter

$C_{p_{olio}}$ = calore specifico dell'olio di oliva

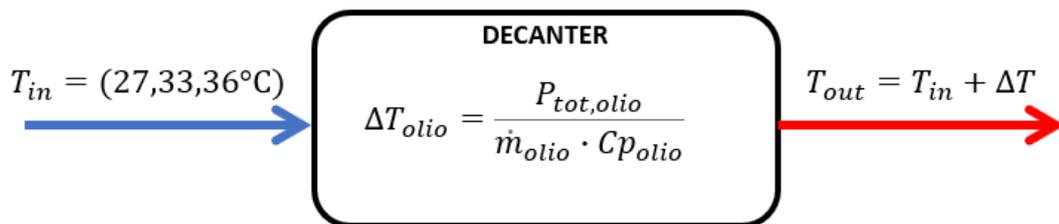


Figura 163 – schema di calcolo della Tout

Secondo quanto detto, è possibile assimilare un decanter ad uno scambiatore di calore, che scambia una quantità di calore nota con la portata di olio in transito, causandone l'aumento di temperatura ΔT , dalla temperatura a cui inizia lo scambio termico (T_{in}) imposto pari a 27, 33 e 36°C, alla temperatura (T_{out}) calcolata come mostrato precedentemente, alla quale l'olio esce dal decanter.

Svolgendo i calcoli si sono ottenuti i grafici che riportano le temperature di uscita "Tout" calcolate in ogni DP, per ognuna delle temperature ipotizzate di ingresso "Tin".

Per il decanter 1:

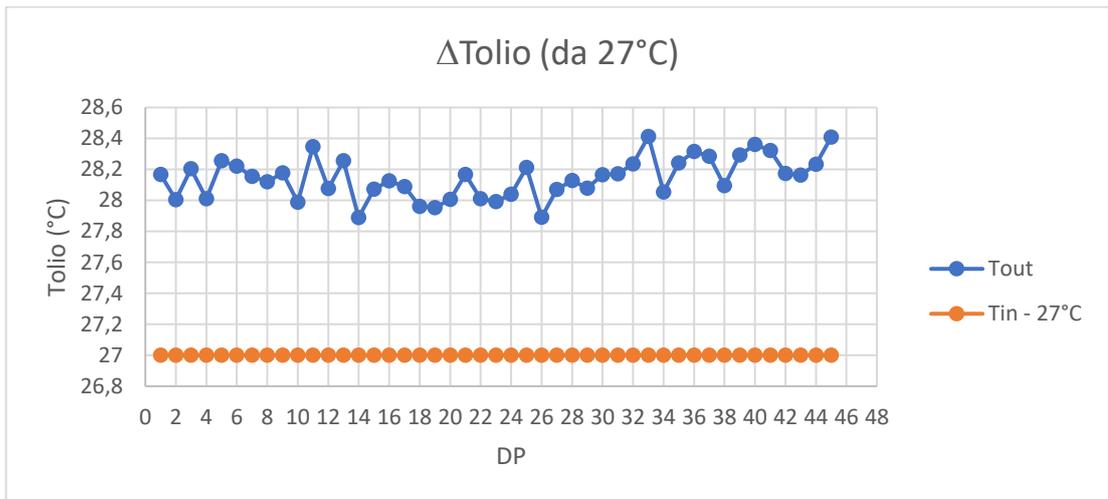


Figura 164 – temperatura di uscita dell’olio dal decanter “Tout” nel caso le convezioni avvenissero ad una temperatura “Tin” di 27°C per il decanter 1

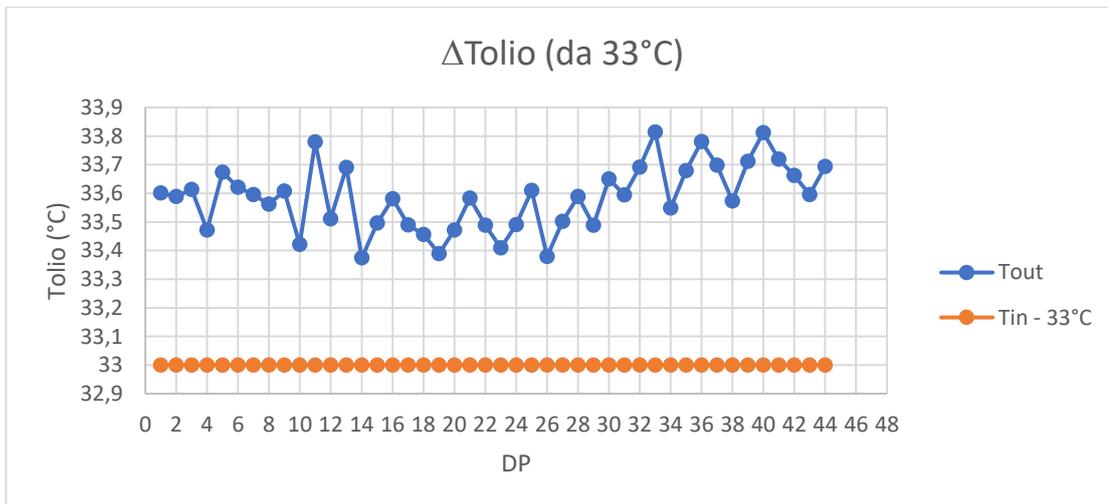


Figura 165 - temperatura di uscita dell’olio dal decanter “Tout” nel caso le convezioni avvenissero ad una temperatura “Tin” di 33°C per il decanter 1

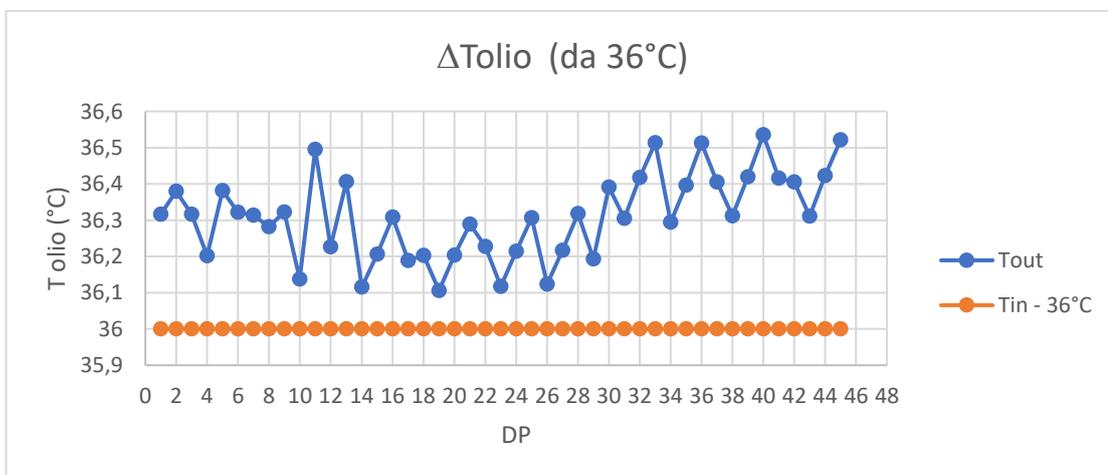


Figura 166 - temperatura di uscita dell’olio dal decanter “Tout” nel caso le convezioni avvenissero ad una temperatura “Tin” di 36°C per il decanter 1

E per il decanter 2:

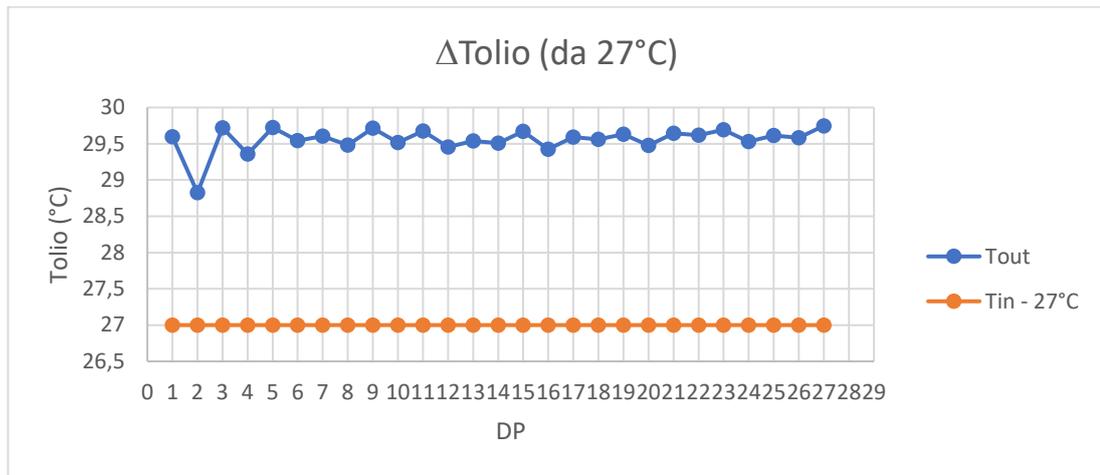


Figura 167 - temperatura di uscita dell'olio dal decanter "Tout" nel caso le convezioni avvenissero ad una temperatura "Tin" di 27°C per il decanter 2

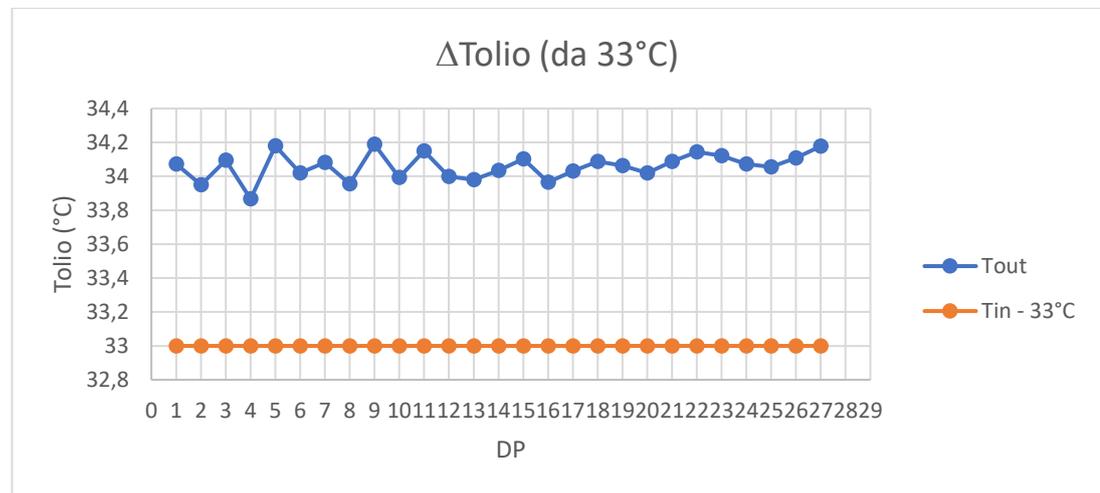


Figura 168 - temperatura di uscita dell'olio dal decanter "Tout" nel caso le convezioni avvenissero ad una temperatura "Tin" di 33°C per il decanter 2

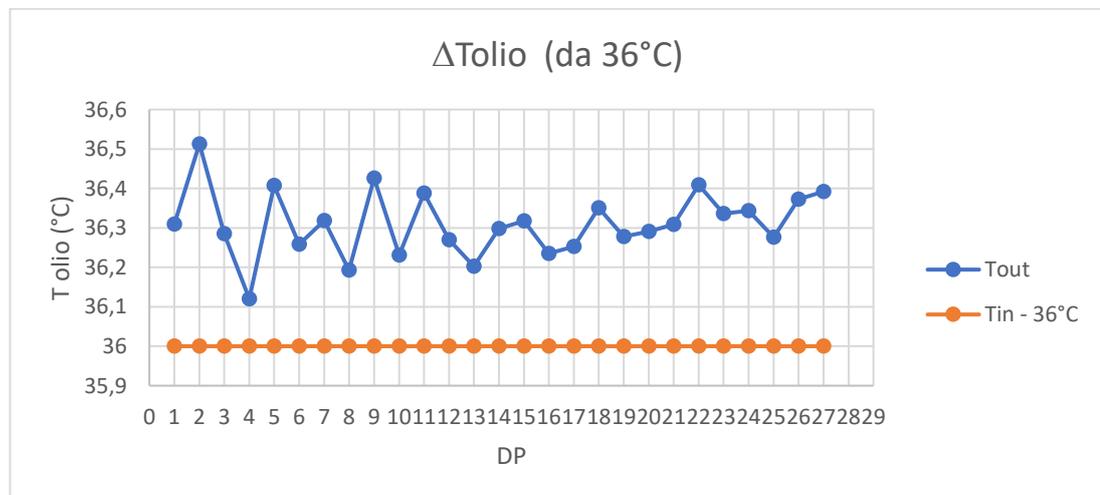


Figura 169 - temperatura di uscita dell'olio dal decanter "Tout" nel caso le convezioni avvenissero ad una temperatura "Tin" di 36°C per il decanter 2

Si nota che il ΔT medio calcolato per entrambi i decanter, nei tre casi considerati, come facilmente intuibile, diminuisca all'aumentare della T_{in} , ciò è pienamente in accordo con il fatto che lo scambio termico per convezione dipende dal differenziale termico fra parete e fluido.

$$P_{conv} = hA(T_p - T_{\infty})$$

Con:

P_{conv} = potenza termica scambiata per convezione

h = coefficiente di scambio termico convettivo

A = area della superficie di scambio

T_p = temperatura di parete

T_{∞} = temperatura del fluido indisturbato

Per visualizzare meglio come le temperature di ingresso influenzino il ΔT , sono stati riportati sulla stessa scala tutte e tre le prove eseguite sui due decanter in studio:

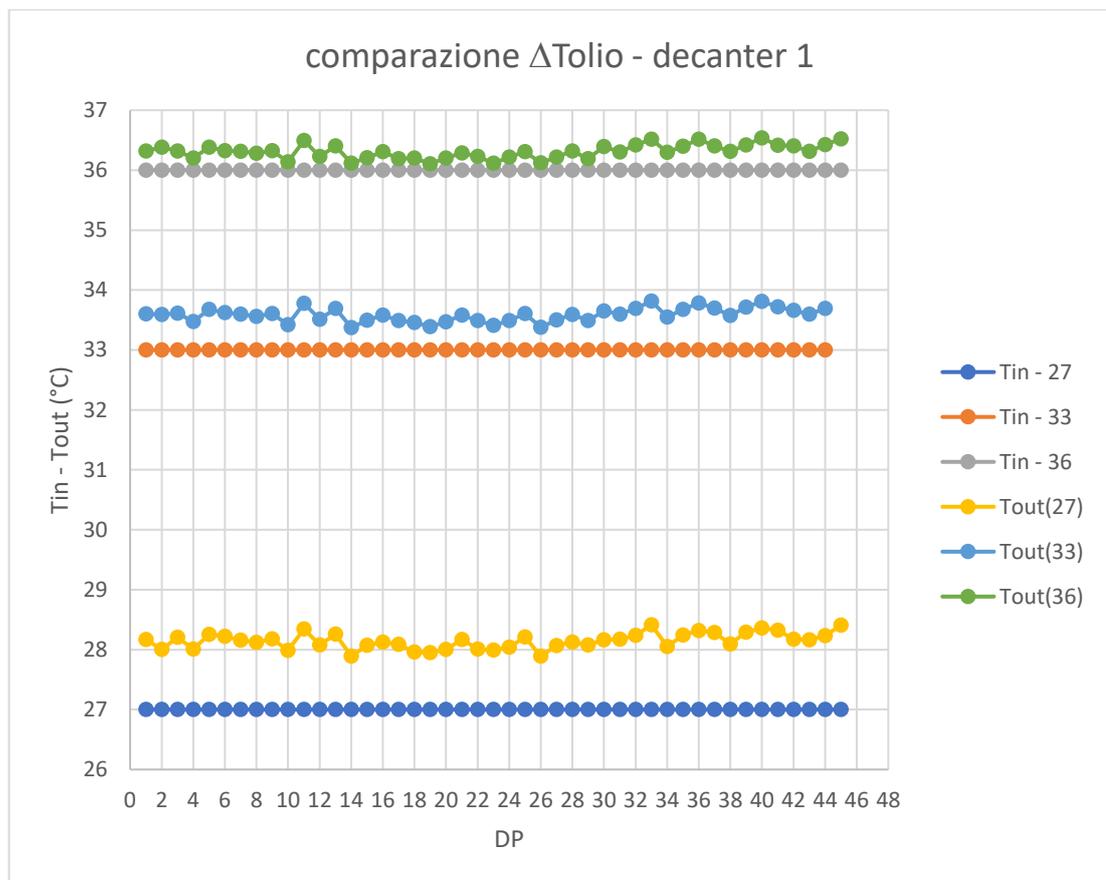


Figura 170 – confronto fra i salti termici ottenuti alle 3 diverse temperature di prova

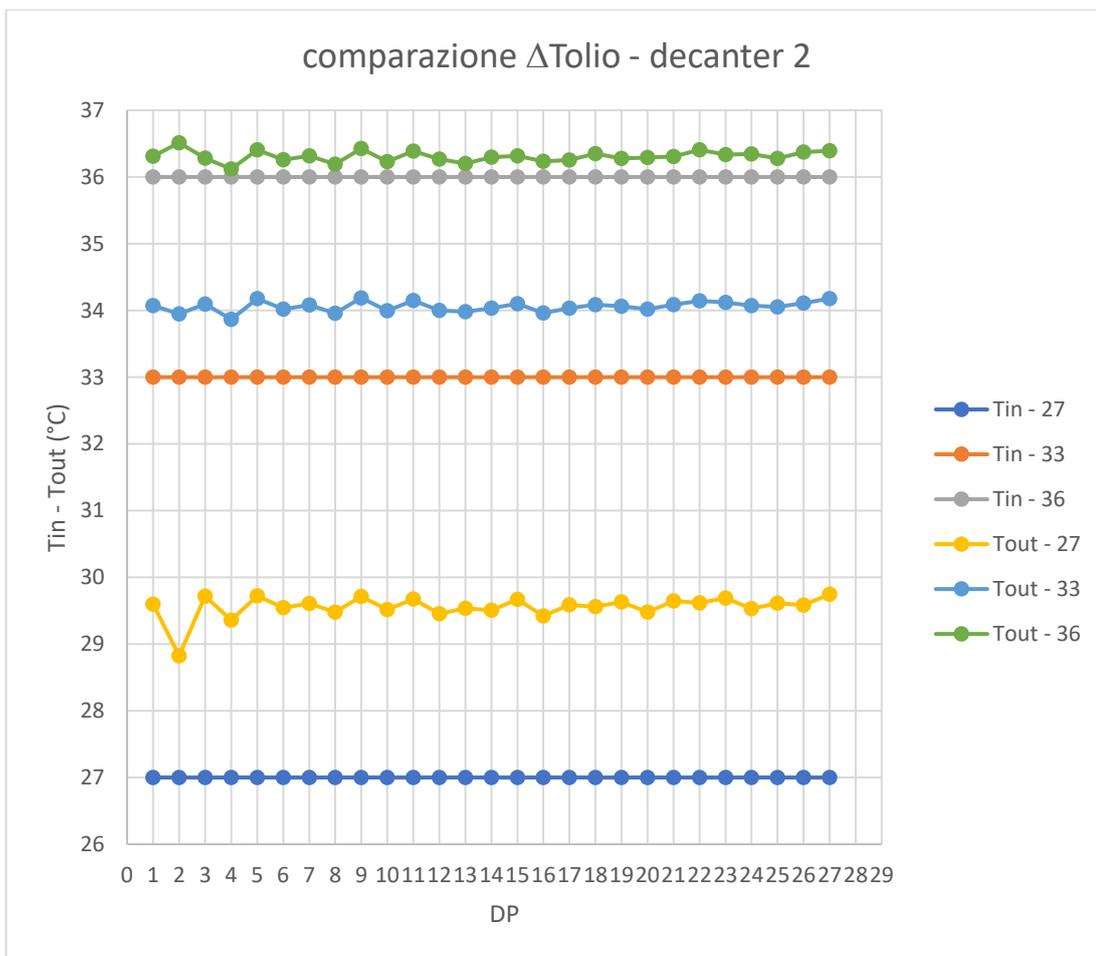


Figura 171 - Figura 172 – confronto fra i salti termici ottenuti alle 3 diverse temperature di prova

Riassumendo i risultati ottenuti dall'analisi effettuata, per i due decanter, alle tre temperature di prova risulta che:

Tin	decanter 1					
	ΔT			Tout		
	min	medio	max	min	medio	max
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
27	0,89	1,15	1,41	27,89	28,15	28,41
33	0,37	0,59	0,81	33,37	33,59	33,81
36	0,11	0,31	0,54	36,11	36,31	36,54

Figura 173 – tabella riassuntiva dei risultati ottenuti per il decanter 1

Tin	decanter 2					
	ΔT			Tout		
	min	medio	max	min	medio	max
°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
27	1,82	2,56	2,75	28,82	29,56	29,75
33	0,87	1,06	1,19	33,87	34,06	34,19
36	0,12	0,31	0,51	36,12	36,31	36,51

CAPITOLO

9

CONCLUSIONI

Questo studio è stato commissionato dall'azienda a causa di rilevazioni dalle quali risulta una temperatura dell'olio in uscita dal decanter che va da 32 a 37°C le quali sono al di sopra del limite massimo consentito pari a 27°C, stabilito dai regolamenti europei per considerare un processo di estrazione "a freddo".

Dal fatto che la pasta di olive esce dalla fase di gramolazione ad una temperatura controllata di 27°C, al decanter viene imputato un incremento di temperatura che va da 5° a 10°C.

La causa di questo riscaldamento è stata generalmente associata alle dissipazioni degli organi meccanici componenti la trasmissione, in particolare al cuscinetto di banco del tamburo al lato liquidi, si pensa dunque che il problema sia risolvibile attuando una qualsiasi strategia di raffreddamento del cuscinetto, magari agendo sulla lubrificazione, implementando un sistema di lubrificazione a ricircolo di olio. Attuare una modifica di questo tipo su un progetto già esistente porta ad un grande aumento dei costi e della complessità del sistema, dunque, prima di investire tempo e risorse in questa direzione, è stato commissionato questo studio atto a valutare quale sia il reale impatto di suddetti organi meccanici sul riscaldamento dell'olio di oliva, dunque stimare il reale miglioramento ottenibile dall'adozione di suddetti sistemi di lubrificazione.

Lo studio condotto evidenzia che, nel caso entrambe le macchine lavorino alla portata massima di progetto (quindi 50[q.li/h] per il decanter1 e 30[q.li/h] per il decanter2), l'impatto degli organi meccanici sul riscaldamento dell'olio di oliva non è sufficiente a produrre l'incremento di temperatura a loro imputato.

Va aggiunto che il decanter1 è progettato per poter lavorare sia a 2 che a 3 fasi, quest'ultima condizione di impiego implica la necessità di diluire la pasta al 30% in peso con acqua, operazione necessaria al fine di rendere la pasta meno viscosa e poter aumentare lo spessore del cuscinetto di acqua che si viene a creare fra sansa ed olio, permettendo dunque l'estrazione dell'acqua senza rischio di perdite di olio. Nella pratica quest'acqua viene spillata dal circuito di condizionamento termico delle gramolatrici, che quindi si trova a 35°C, è possibile dunque andare a stimare quale sia la temperatura di equilibrio raggiunta dalla pasta diluita che entra nel decanter "feed", la quale risulta essere circa pari a 30°C, quindi il suddetto incremento di temperatura dell'olio inizialmente imputato agli organi meccanici del decanter va in realtà ricercato anche nelle condizioni di impiego del sistema "2 o 3 fasi".

Dal parere di esperti in materia va

SVILUPPI FUTURI

Nell'immediato futuro sarà necessaria una completa validazione dello studio condotto, mediante scansione termica dei decanter in oggetto e la rilevazione delle temperature raggiunte dai fluidi, mediante termocoppie distribuite nelle varie zone di interesse, questo lavoro di validazione non risulta essere banale in quanto le severe condizioni ambientali all'interno del tamburo del decanter e l'elevata velocità di rotazione rendono necessario l'utilizzo di strumenti adeguati.

Data la grande complessità del sistema, al fine di determinare quali siano le reali condizioni di flusso dei vari fluidi nel decanter, è necessario intraprendere uno studio di carattere fluidodinamico tramite simulazioni numeriche CFD, direzione nella quale l'azienda sta investendo attualmente. Tale studio risulta essere molto complesso a causa della natura multifase del sistema; nel quale si parte da un composto di alimentazione fangoso "feed", il quale viene separato dal processo di centrifugazione ottenendo le tre fasi distinte, liquido leggero "mosto oleoso", liquido pesante "acqua vegetale", fase semisolida "sansa", la quale, a sua volta è composta da una ulteriore frazione semisolida "polpa, bucce, ed umidità" e dalla frazione solida vera e propria, rappresentata dal nocciolo dell'oliva frantumato in fase di frangitura "nocciolino". Non risulta trascurabile neanche la presenza dell'aria nel sistema, la quale, come dimostrato da alcune evidenze sperimentali a causa dell'impatto che avviene sulla voluta scarico liquidi potrebbe emulsionarsi al mosto oleoso formando una dispersione di micro bolle di aria le quali andrebbero a variare ulteriormente le caratteristiche reologiche del composto.

Dall'approssimativo bilancio energetico realizzato risulta che a concorrere al riscaldamento del prodotto in separazione ci sono anche altri fattori come le perdite viscosive in fase di accelerazione e le perdite che inevitabilmente si generano a causa del trasporto della sansa, quest'ultimo termine nel caso si lavori con composti di alimentazione caratterizzati da una grande frazione di solido risulta essere il più importante, tuttavia è necessario implementare un modello di attrito adeguato a stimare tale contributo che al momento non risulta applicabile a causa della mancanza di studi atti a determinare quali siano i reali parametri termici, reologici e tribologici del composto di alimentazione "feed" e di come questi varino durante il processo di separazione.

Ulteriore criticità è rappresentata dal fatto che lo stesso composto di alimentazione risulta reperibile solo in un determinato periodo dell'anno, ossia quello durante il quale si svolge la campagna olearia che in Italia si concentra da Ottobre a Gennaio. Questo fattore limita fortemente la possibilità di eseguire

test direttamente sul campo, fondamentali per consentire lo sviluppo di tali sistemi di estrazione.

Per limitare questa problematica è fondamentale eseguire una completa caratterizzazione del reale composto di alimentazione al fine di poter sviluppare un composto sostitutivo che sia economico, disponibile in grande quantità, producibile internamente all'azienda ed avente caratteristiche termofisiche simili alla pasta di olive. Le caratteristiche di questo composto devono inoltre poter essere facilmente controllabili, in quanto nella pratica le proprietà della pasta di olive risultano essere fortemente variabili in funzione di diversi parametri, come ad esempio:

- la particolare cultivar dalla quale viene prodotta la pasta; in quanto a seconda della cultivar lavorata varia il rapporto polpa/nocciolo dell'oliva.
- il periodo di raccolta, il quale influenza pesantemente il grado di invariatura con conseguente variazione della componente acquosa della pasta.
- Zona geografica in cui deve operare l'impianto, in quanto a seconda dell'area geografica nel quale si opera si incontrano condizioni climatiche, e standard di lavorazione differenti.

Eseguire una completa caratterizzazione delle soluzioni testate nell'appendice B per consentire un pieno controllo della temperatura di lavorazione della pasta di olive nel decanter.

APPENDICE A

Dopo l'entrata in vigore della normativa comunitaria (*Reg. CE 1019/2002*), che regola le diciture "a freddo" in base al non superamento della temperatura di estrazione di 27°C, sono stati pubblicati diversi lavori scientifici che confutano il concetto legato al fatto dell'esistenza di una unica temperatura di lavorazione, valida per tutti i tipi di olive, quale valore assoluto di riferimento per il miglioramento qualitativo dell'olio extravergine di oliva.

Studi condotti dal Prof. Maurizio Servili, docente di scienze e tecnologie agro alimentari presso l'università degli studi di Perugia, dimostrano che la temperatura ideale di gramolazione varia anche di molto in funzione della cultivar lavorata. Da test effettuati sul campo, risulta, che per il Moraiolo la temperatura ottimizzata, ovvero con la quale si ottiene un buon equilibrio polifenoli-aromi, è intorno ai 20°C, per la Peranzana ed Itrana tra 30°C e 33°C, per la Coratina non a di sopra dei 25°C.

Per poter definire quale sia la temperatura ottimale di lavorazione è necessario tener conto anche dell'ambiente in cui si trova la pasta durante la gramolazione per controllare l'ossigenazione della pasta durante il processo. Per far ciò è possibile controllare la pressione dell'ambiente di testa della gramolatrice, o lavorare in atmosfera di gas inerte.

Se ciò non fosse possibile risulta sufficiente adoperare alcuni accorgimenti come prevedere un ambiente di testa della gramolatrice chiuso, in quanto la concentrazione di ossigeno scende naturalmente sostituito da anidride carbonica.

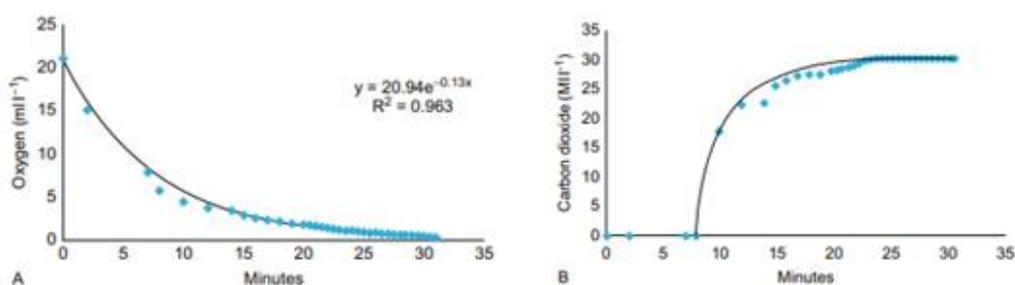


Figura 175 – andamento della concentrazione di ossigeno a SX ed anidride carbonica a DX all'avanzare del tempo di gramolazione

Da tali studi, sono state ricavate le superfici di risposta in termini di "desiderabilità" dell'olio estratto al variare di temperatura e pressione di testa della gramolatrice, relative alle quattro cultivar sotto analisi.

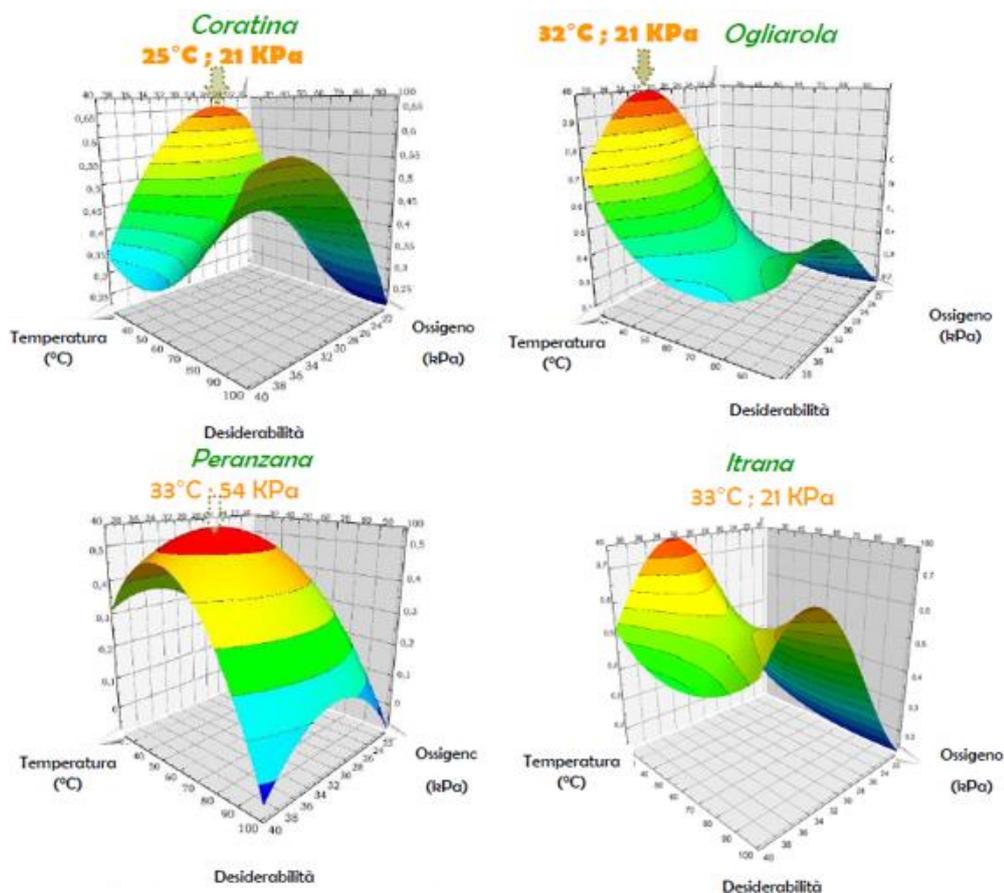


Figura 176 – response surface relativa alla desiderabilità dell’olio estratto dalle quattro cultivar in esaminate al variare dei fattori temperatura di granulazione e pressione di testa della granulatrice

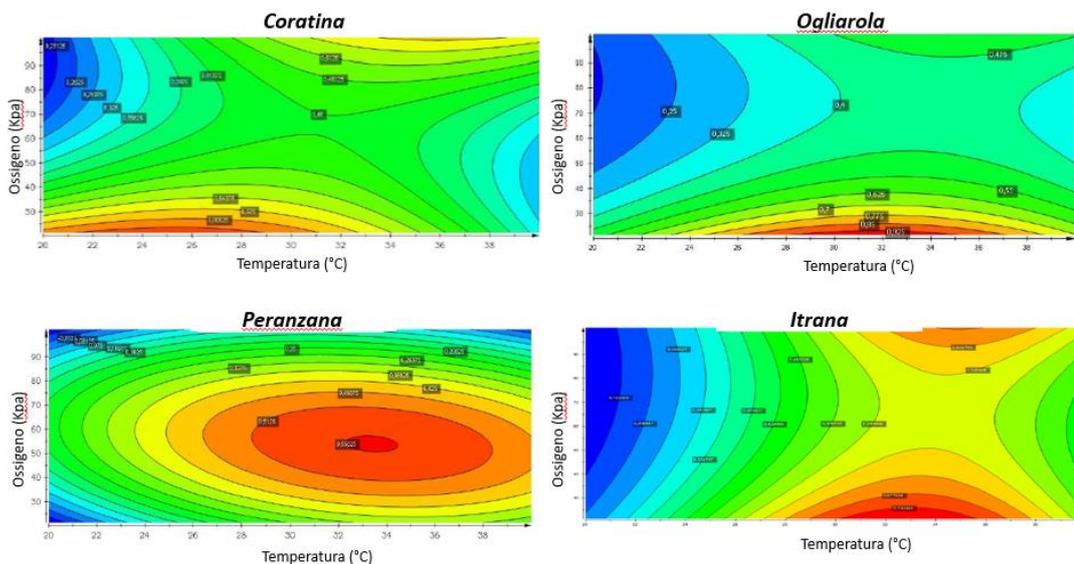


Figura 177 – “vista dall’alto” delle precedenti response surface, da questa prospettiva si capisce meglio dove si trovino le zone di massimo della funzione obbiettivo “desiderabilità”

Si nota come le superfici di risposta delle singole varietà abbiano andamenti molto diversi e le zone di massimo della funzione obbiettivo “desiderabilità” in funzione dei fattori temperatura e pressione O_2 si trovi in zone diverse.

Ciò dimostra che non è possibile definire un unico set di parametri che garantiscano l'ottenimento della massima qualità dell'olio, che sia valido per tutte le cultivar.

APPENDICE B

Nella pratica sono stati eseguiti diversi test sul decanter 2, finalizzati a controllare il riscaldamento del prodotto dovuto al decanter.

In particolare, sono state provate diverse soluzioni fra cui:

- adottare un sistema di refrigerazione direttamente sulla voluta scarico liquidi.
- condizionare l'aria all'interno dell'intercapedine fra tamburo e carter tramite una pompa di calore.
- adottare un raffreddamento a getto direttamente sul tamburo, con acqua alla temperatura di circa 10°C ottenuta mediante l'impiego di un chiller.

Tali test hanno dimostrato che applicando un ibrido fra queste tre soluzioni è possibile annullare completamente il salto termico fra ingresso ed uscita del decanter, ma cosa ancora più importante hanno dimostrato che con semplici interventi assolutamente non invasivi per la macchina è possibile controllare la temperatura del prodotto durante la lavorazione.

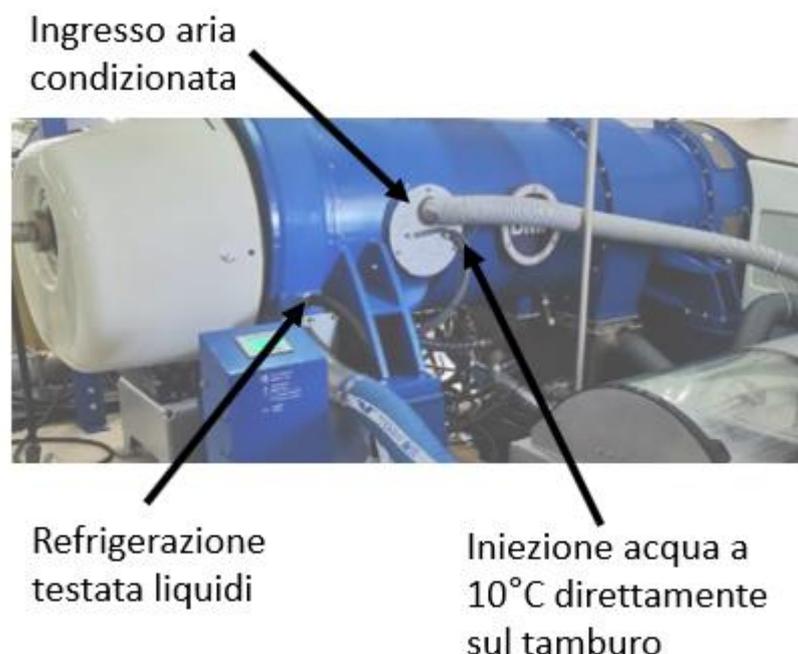


Figura 178 - ibrido delle tre soluzioni applicate al decanter 2

Da questi test si evidenzia anche un altro fatto, ossia che per controllare la temperatura del prodotto è necessario agire sul tamburo, e non sulla zona delle

testate in cui sono presenti gli organi meccanici, ciò va a conferma del fatto che la maggior parte del calore generato dal processo di estrazione centrifuga è dovuto al trasporto dei solidi, che in particolare nel caso dei decanter per il settore oleario si verifica all'interfaccia fra lo strato sedimentato aderente al tamburo "camicia" e la zona in cui la coclea asporta continuamente la sansa. Lo spessore di questa "camicia" risulta essere di pochi millimetri, quindi il calore che si genera in quella zona è facilmente asportabile per conduzione, raffreddando la superficie esterna del tamburo.

Tale tecnica è stata adottata con successo anche da privati su diversi tipi di decanter, di diversa marca e di diversa taglia, ciò conferma la validità generale di questa soluzione e la piena scalabilità.

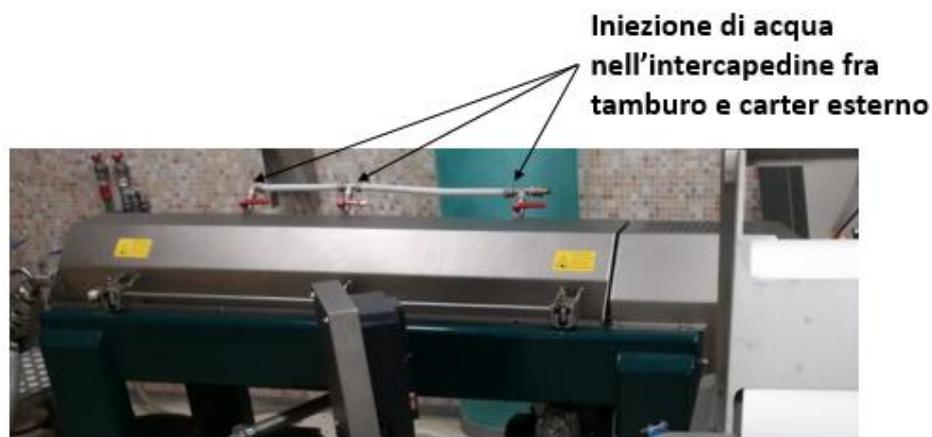


Figura 179 - esempio di raffreddamento del tamburo con getto di acqua

RINGRAZIAMENTI

I primi ringraziamenti vanno al Prof. Sasso Marco, per aver accettato il ruolo di relatore ed all'Ing. Stroppa Simone, per aver accettato il ruolo di correlatore di questo lavoro di tesi.

Si ringrazia inoltre il Prof. Palpacelli Claudio, per aver fornito preziose indicazioni le quali saranno fondamentali per un ulteriore lavoro di approfondimento di questa analisi e che mi saranno utilissime durante l'attività lavorativa.

Si ringrazia tutto il dipartimento R&D della Peralisi MAIP per avermi supportato durante tutto lo svolgimento di questo lavoro, in particolare Pierantonelli Massimo e Stroppa Simone il cui ruolo è stato fondamentale per comprendere il funzionamento di macchine complesse come i decanter e di come questi si sono evoluti nel corso degli anni.

Ulteriori ringraziamenti vanno ad Alfei Barbara esperta di panel test presso l'ASSAM Marche ed al Prof. Natale G. Frega, per aver fornito importanti indicazioni su quanto concerne i difetti riscontrabili nell'olio di oliva generabili durante la lavorazione in frantoio.

Uno speciale ringraziamento va a tutti gli amici e compagni di studio con i quali ho condiviso i successi e le difficoltà durante tutto il percorso di studi e non solo, che mi hanno supportato e mi hanno sempre spronato ad andare avanti ed il cui contributo è stato fondamentale.

Un pensiero speciale va alla mia famiglia, che mi ha supportato in tutti i modi durante questi lunghi anni, rendendo di fatto possibile il raggiungimento di questo importante obiettivo, e che per questo non finirò mai di ringraziare.

BIBLIOGRAFIA

1. RECORDS, Alan; SUTHERLAND, Ken. Decanter centrifuge handbook. Elsevier, 2001.
2. Fainerman, I.A., Paramonov, I.A., Calculation of the power of centrifuge drives required for the acceleration of suspensions. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1985, 21 (4), 184-186.
3. Goesele, W., Scale-up of Helical Conveyor Type Decanter Centrifuge. *German Chemical Engineering*, 1980, 3 (6), 353-359.
4. Tamborrino, Antonia, et al. "Modelling Energy Consumption and Energy-Saving in High-Quality Olive Oil Decanter Centrifuge: Numerical Study and Experimental Validation." *Energies* 12.13 (2019): 2592.
5. MALDOTTI, Sergio. Sulla energia dissipata in alcuni organi di macchina. 2009. PhD Thesis. alma.
6. Modello SKF per il calcolo del momento di attrito - https://www.skf.com/binaries/pub44/Images/0901d196809bc23b-17-0707-IT---17000-w-Apendix-1---SKF-friction-model_tcm_44-299767.pdf
7. ISO/TR 14179-1:2001, Gears – Thermal capacity - Part 1: Thermal Rating
8. ISO/TR 14179-2:2001, Gears – Thermal capacity - Part 2: Thermal load carrying capacity
9. Erickson, W.D., Belt selection and application for engineers. M. Dekker, NewYork, 1987.
10. Minaker, V.E., Prospects For Future Developments in Screw-Conveyor Sedimentation Centrifuges (Decaners): A Discussion. *Chemical and Petroleum Engineering*, 1995, 31 (3), 8-13.
11. Bell, George RA, Digby D. Symons, and John R. Pearse. "Mathematical model for solids transport power in a decanter centrifuge." *Chemical Engineering Science* 107 (2014): 114-122.
12. Rohsenow, Warren M., James P. Hartnett, and Young I. Cho. Handbook of heat transfer. Vol. 3. New York: McGraw-Hill, 1998.
13. LATOUR, Benjamin; BOUVIER, Pascale; HARMAND, Souad. Convective heat transfer on a rotating disk with transverse air crossflow. *Journal of heat transfer*, 2011, 133.2.
14. AMIRANTE, Paolo, et al. Innovation in olive oil processing plants to produce an excellent olive oil and to reduce environmental impact. *Italian Journal of Agronomy*, 2009, 147-162.
15. CALLEGARI, Massimo; FANGHELLA, Pietro; PELLICANO, Francesco. *Meccanica applicata alle macchine*. Città Studi, 2013.

16. JAASKELAINEN, M. Determination of coefficients of thermal convection in a high-speed electrical machine. Helsinki University of Technology, 2009, 24-30.
17. PLATH, Simon; MAYER, S.; WOLLESEN, V. M. Friction torque of a rotary shaft lip type seal-a comparison between test results and finite element simulation. *Mechanics*, 2005, 54.4: 55-59.
18. BELL, George Ross Arana. Analysis and Development of a Decanter Centrifuge: Power consumption analysis, development of a composite bowl, and feed accelerator analysis. 2013.
19. LOPEZ, Jose Ricardo; NALDI, Giovanni. Sul dimensionamento di un separatore centrifugo. PhD Thesis.
20. CONDRA, Lloyd. Reliability improvement with design of experiment. Crc Press, 2001.