

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

---

**SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA**

DIN Dipartimento di Ingegneria Industriale

*CORSO DI LAUREA MAGISTRALE in:  
INGEGNERIA MECCANICA*

**TESI DI LAUREA MAGISTRALE**

in  
**TURBOMACCHINE M**

# **SUL DIMENSIONAMENTO DI UN SEPARATORE CENTRIFUGO**

Candidato:  
**José Ricardo LÓPEZ**

Relatore:  
Chiar.mo prof. ing. **Giovanni NALDI**

Correlatori:  
Chiar.mo prof ing. **Pier Gabriele MOLARI**  
dott. ing. **Giacomo POGGI**  
dott. ing. **Andrea MATTUZZI**

Anno Accademico 2012-13

Sessione III



La verità è plurale, è la menzogna che è singola.

Gesualdo Bufalino



# Sommario

Prologo	vi
1 Principio di funzionamento dei separatori centrifughi a dischi	1
1.1 Introduzione	1
1.2 Sedimentazione nel campo gravitazionale	2
1.3 Separazione nel campo centrifugo	4
1.3.1 Introduzione	4
1.3.2 Accelerazione di Coriolis	7
1.3.3 Effetto della viscosità e dell'inerzia del fluido	7
1.3.4 Equazioni per la velocità di sedimentazione in una centrifuga	8
2 Il separatore centrifugo a dischi	11
2.1 Introduzione: piccola panoramica sulle centrifughe	11
2.2 Il separatore a dischi: principio di funzionamento di base	11
2.3 Impiego e tipologie di separatori a dischi	15
2.4 Il separatore manuale: descrizione dettagliata del funzionamento	16
2.5 Valutazioni prestazionali	18
2.5.1 Il fattore $\Sigma$	18
2.5.2 Portata elaborata	18
2.5.3 Assorbimento di potenza	20
2.5.4 Volume camera di sedimentazione	22
3 Sviluppi recenti	23
3.1 Introduzione	23
3.2 Alimentazione	24
3.3 Distribuzione (pre-separazione)	29
3.4 Camera di sedimentazione	39
3.5 Separazione – pila di dischi	42
3.6 Uscite	46
3.7 Stato dell'arte	47
4 Dimensionamento	49
4.1 Introduzione	49
4.2 Valutazioni prestazionali della Macfuge 203	50
4.2.1 Il fattore $\Sigma$	50
4.2.2 Portata elaborata	50
4.2.3 Assorbimento di potenza	51

4.2.4 Volume camera di sedimentazione	51
4.3 La concorrenza	51
4.3.1 Fattore $\Sigma$ e portata elaborata	53
4.3.2 Assorbimento di potenza e potenza installata	55
4.3.3 Volume camera di sedimentazione	55
4.4 Definizione del progetto	56
4.4.1 Introduzione	56
4.4.2 La Macfuge 230	58
4.5 Coperture e alimentazione	60
4.5.1 Coperture	60
4.5.2 Alimentazione	62
4.6 Trasmissione	63
4.6.1 Introduzione	63
4.6.2 Soluzione costruttiva	68
4.6.3 La velocità critica	70
4.6.4 Determinazione delle pulsazioni naturali del sistema	70
4.7 Gruppo tamburo	75
4.7.1 Camera di sedimentazione e numero di dischi	75
4.7.2 Fattore $\Sigma$ e portate	78
4.7.3 Morfologia strutturale del tamburo	78
4.7.4 Dimensionamento funzionale del tamburo	84
4.7.5 Dimensionamento del <i>paring-disc</i>	86
4.7.6 La colonna e i dischi	87
4.7.7 Il cono divisore	88
4.7.8 Note generali	88
4.8 Verifica strutturale	89
4.8.1 Introduzione	89
4.8.2 Sviluppo di metodologie analitiche e sperimentali	89
4.8.3 Normative	92
4.8.4 UNI EN 12505	93
4.8.5 UNI EN 12547	98
4.8.6 Materiali	100
4.8.7 Scelta dei materiali	103
4.8.8 Verifica secondo la UNI EN 12505:2010	103
4.8.9 Analisi con il metodo degli elementi finiti	104

4.8.9.1 Primo caso: tamburo riempito di acqua	104
4.8.9.2 Secondo caso: tamburo riempito di acqua e contatto con il cono divisore	108
4.9 Note finali	111
5 Conclusioni	113
Ringraziamenti	115
Bibliografia	116

## Prologo

I separatori centrifughi sono l'ennesimo esempio di un valore fondamentale delle società moderne e qui per moderne si fa riferimento a quelle società contemporanee, ampiamente industrializzate e dipendenti dal consumo, appunto, di prodotti di massa: la *fretta*. C'è chi la chiama produttività, efficienza, rendimento, dinamismo, performance... ma tutte queste parole hanno, secondo l'opinione dell'autore, un senso soggettivo se non proprio relativo. Questa non è una presa in giro, caro lettore, poiché i meccanismi di separazione di liquidi immiscibili e solidi insolubili esistono sin dall'inizio dei tempi – e non è certo il compito di questo elaborato addentrarsi nei misteri della genesi, né di far luce, dar o toglier ragione alle teorie che cercano di spiegarla – ma è ormai da poco più di cent'anni che facciamo uso esplicito della forza centrifuga proprio per accelerare processi naturali di separazione e andare anche oltre, poiché adesso siamo capaci di separare quello che una volta era inseparabile. Così, grazie a questo marchingegno della modernità, il latte, ad esempio, non deve più riposare una nottata per separarsi dalla crema: basta che esso sia dato in pasto a una di queste rumorose – e anche potenzialmente pericolosissime – macchine, che sono anche in grado di ingoiare litri e litri ogni minuto, per ottenere in un batter d'occhio latte scremato da una parte, e crema dall'altra. Si parli di fretta o di produzione centralizzata, il fatto resta che queste macchine sono complici e artefici dei nostri tempi, e pur avendo tolto poesia al latte – tanto per rimanere belli comodi e impuntati sullo stesso esempio – forse lo fecero diventare più democratico e universalmente reperibile a tutti, oppure hanno permesso di accelerare (parallelismo divino?) l'arricchimento spiccato di alcuni pochi: chi ha detto che l'efficienza favorisca il benessere collettivo e non quello di qualche singolo furbacchione?

Entrando in materia, la progettazione di un separatore centrifugo a dischi, tema centrale di questo elaborato, è un compito multidisciplinare, che ingloba la scienza della costruzione di macchine, la fluidodinamica, la meccanica delle macchine, l'elettronica di potenza così come l'ingegneria dei processi. Il presente lavoro si concentrerà sull'aspetto strutturale e fluidodinamico del progetto.

I primi capitoli sono dedicati alla descrizione dei fenomeni che governano il funzionamento di questa tipologia di macchina, così come all'architettura canonica, al suo funzionamento e a sviluppi recenti con riferimento a brevetti e pubblicazioni.

L'ultimo capitolo è dedicato al dimensionamento del separatore oggetto di questa tesi, con particolare interesse al gruppo tamburo. La verifica degli elementi strutturali del tamburo è eseguita secondo le norme prescritte con calcoli manuali e agli elementi finiti.

# 1

## Principio di funzionamento dei separatori centrifughi a dischi

### 1.1 Introduzione

L'oggetto di questo lavoro è un separatore centrifugo a dischi, il quale ha un'architettura ben definita e particolare, sulla quale si discorrerà nel dettaglio. Questa breve introduzione, però, si occuperà di introdurre il principio di funzionamento che è valido per tutti i separatori centrifughi, per raffinare il discorso, certamente specializzato, dopo.

La UNI EN 12547 definisce una centrifuga come:

*separation device which has a rotatable chamber in which a mixture of process materials may be subjected to (radial) acceleration<sup>1</sup>*

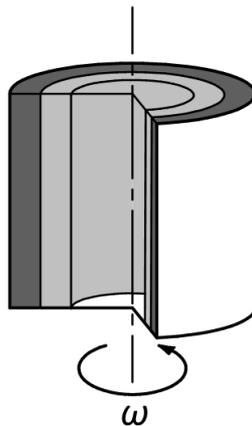


Figura 1.1: la rappresentazione più semplice di un separatore centrifugo è quella di un cilindro cavo che gira intorno ad un asse; il prodotto all'interno, soggetto ad accelerazione centrifuga, si separa. Le parti più dense si spostano verso l'esterno del tamburo, mentre le parti meno dense si posizionano vicino all'asse di rotazione.

Questa normativa tratta due tipologie di centrifuga: le centrifughe filtranti e i separatori centrifughi. Questi ultimi sono definiti nei seguenti termini:

*The machines act as sedimentation machines and have an imperforate chamber or bowl. The more dense parts of the process material migrate to the outer part of the bowl and the less dense*

---

<sup>1</sup>“dispositivo per la separazione, munito di una camera rotante nella quale una miscela di materiali di processo possono essere soggetti ad accelerazione (radiale)”, UNI EN 12547:2009

*parts to the inner part. The increased acceleration applied speeds up the sedimentation (or makes it possible in some cases).*<sup>2</sup>

Da queste definizioni si deduce che il principio di funzionamento dei separatori centrifughi è la sedimentazione (si tratta di un processo di separazione meccanica) in campo centrifugo. A questo punto è opportuno soffermarsi sul fenomeno fisico della sedimentazione.

## 1.2 Sedimentazione nel campo gravitazionale

Quando una miscela di due liquidi immiscibili o un liquido e particelle insolubili si separa in campo gravitazionale in una fase leggera e una fase pesante, come illustrato in Figura 1.2, si parla di sedimentazione (dove la fase più pesante, appunto, si sedimenta). Il processo di separazione si basa sulla differenza di densità fra le diverse fasi e avviene per effetto di una forza di massa (in questo caso gravitazionale) che agisce sulla massa galleggiante della particella (Rushton et alii, 1996).

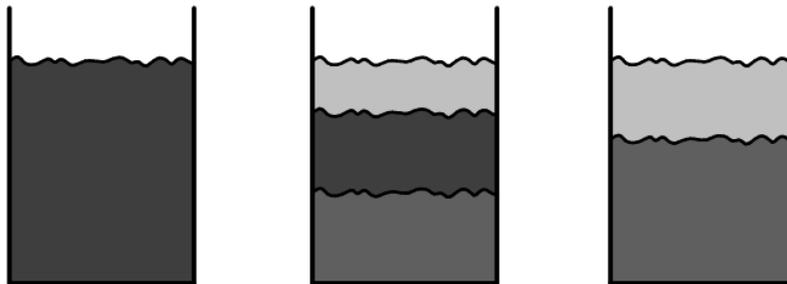


Figura 1.2: sedimentazione di una miscela (sinistra) in due fasi (destra): quella leggera in alto, e quella pesante, in basso.

Ogni volta che una particella solida o goccia liquida, che d'ora in poi chiameremo semplicemente particella, si muove attraverso un fluido in campo gravitazionale, un certo numero di forze agisce su di essa. Ci deve essere una differenza di densità fra la particella e il fluido circostante e un campo di accelerazioni esterne, necessario per impartire moto alla particella; se le densità del fluido e della particella si eguagliano, la forza galleggiante della particella controbilancerà la forza esterna e la particella non si muoverà in modo relativo al fluido (Green e Perry, 2007).

Nel caso di una particella rigida di maggiore densità che si muove dentro un liquido di minor densità in campo gravitazionale terrestre, esistono tre forze che agiscono su di essa: la gravità verso il basso, la forza galleggiante verso l'alto, e la resistenza o forza di trascinamento che agisce

---

<sup>2</sup> "Le macchine funzionano come macchine decantatrici/sedimentatrici e sono munite di una camera o tamburo imperforato. Le parti più dense del materiale di processo migrano verso la parte esterna del tamburo e le parti meno dense verso la parte interna. L'incremento dell'accelerazione applicata accelera la sedimentazione (o la rende possibile in alcuni casi).", UNI EN 12547:2009

in senso contrario al moto della particella, vedi Figura 1.3. Giunto il fondo del contenitore, la particella è separata.

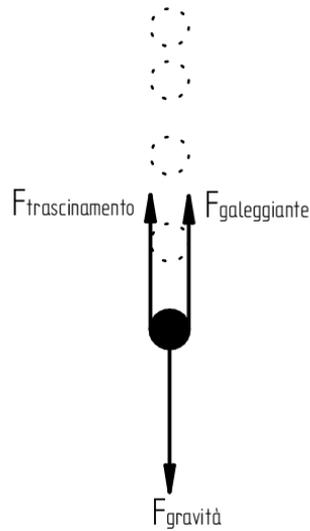


Figura 1.3: forze alle quali è soggetta una particella durante la sedimentazione.

Il tasso di sedimentazione di particelle nel campo gravitazionale è funzione delle dimensioni della particella, della differenza di densità fra le fasi e della viscosità della sospensione (Axelsson e Madsen, 2006). L'espressione della velocità terminale di sedimentazione in campo gravitazionale in un flusso laminare è data dalla legge di Stokes:

$$v_g = \frac{(\rho_1 - \rho_2)d^2}{18\mu} g \quad (1.1)$$

Dove  $\rho_1$  è la densità della fase solida o della fase liquida pesante,  $\rho_2$  è la densità della fase liquida leggera,  $d$  è il diametro della particella,  $\mu$  è la viscosità dinamica della sospensione (emulsione) e  $g$  è l'accelerazione gravitazionale. Oltre al moto laminare, quest'espressione considera una particella sferica, completamente indisturbata da altre particelle.

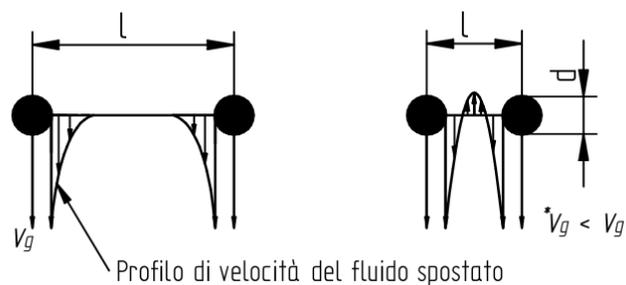


Figura 1.4: sedimentazione libera (sinistra) e ostacolata (destra) (Mannweiler, 1989).

Nella realtà, spesso ci si trova in condizioni di separazione ostacolata, là dove la presenza di molte particelle risulta nell'interazione fra esse durante la separazione. I gradienti di velocità che circondano ogni particella sono alterati dalla vicinanza di altre particelle; le particelle che si separano nel liquido lo spostano, generando così una velocità non trascurabile del liquido in senso contrario al moto delle particelle, vedi Figura 1.4. Questo comporta che la velocità relativa fra il liquido e le particelle sia sensibilmente maggiore della velocità relativa delle particelle rispetto all'apparecchiatura all'interno della quale avviene la separazione. Per questo tipo di flusso ostacolato, la velocità di separazione è inferiore a quella calcolata in precedenza. Infatti, la velocità terminale di sedimentazione ostacolata con flusso laminare è:

$$*v_t = \frac{gD_p^2(\rho_p - \rho)}{18\mu(\varepsilon^2\psi_p)} \quad (1.2)$$

Questa è l'espressione (1.1) moltiplicata per il fattore  $\varepsilon^2\psi_p$ .

Dove,

$$\psi_p = \frac{1}{10^{1,82(1-\varepsilon)}} \quad (1.3)$$

Si tratta di un fattore empirico di correzione il quale dipende dalla frazione volumetrica della miscela occupata dal liquido  $\varepsilon$  (Geankoplis, 2003).

## 1.3 Separazione nel campo centrifugo

### 1.3.1 Introduzione

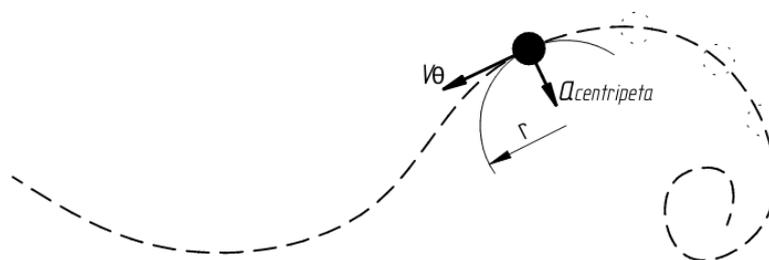


Figura 1.5: movimento di una particella lungo una traiettoria curva.

Una forza di massa centripeta è necessaria per mantenere un corpo in movimento lungo una traiettoria curva, dove la forza centripeta agisce perpendicolarmente alla direzione del moto ed è diretta radialmente verso l'interno, Figura 1.5. L'accelerazione centripeta, la quale segue la stessa direzione della forza, è data dalla relazione cinematica:

$$a = \frac{V_{\theta}^2}{r} \quad (1.4)$$

Dove  $V_{\theta}$  è la velocità tangenziale in un dato punto sulla traiettoria ed  $r$  è il raggio di curvatura in quel punto. Quest'analisi è valida per il moto di un corpo in un sistema di riferimento inerziale (ad esempio, un laboratorio stazionario).

I separatori centrifughi fanno uso di questo principio, dove un contenitore (tamburo) con del fluido al suo interno gira a velocità angolare costante intorno ad un asse fisso di rotazione, vedi Figura 1.6.

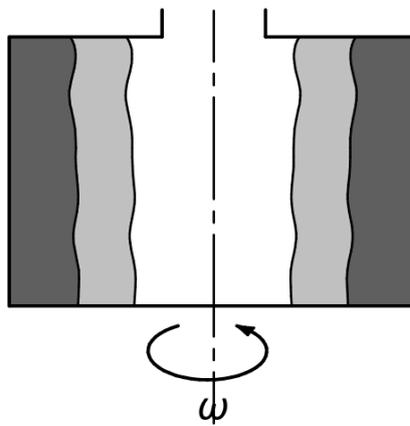


Figura 1.6: tamburo cilindrico in rotazione con due liquidi immiscibili al suo interno.

È più opportuno considerare i processi all'interno di una centrifuga, e le dinamiche a essa associate, in un sistema di riferimento non-inerziale che gira con la stessa velocità angolare della centrifuga dove forze e accelerazioni aggiuntive nascono, alcune delle quali non esistono nel sistema inerziale.

In modo analogo all'accelerazione centripeta, un osservatore nel sistema non-inerziale subisce un'accelerazione centrifuga diretta verso l'esterno, in senso radiale dall'asse di rotazione, con la seguente grandezza:

$$a_e = \omega^2 r \quad (1.5)$$

Dove  $\omega$  è la velocità angolare del sistema in rotazione e  $r$  è la distanza dall'asse di rotazione. In effetti, il liquido che si trova all'interno del tamburo, il quale gira insieme a esso (che pertanto qualifica come osservatore non-inerziale) è soggetto a quest'accelerazione centrifuga.

Quando un corpo fluido ruota nella modalità di corpo rigido, la velocità tangenziale o circonferenziale è linearmente proporzionale al raggio (come nel caso di un sistema di particelle in un corpo rigido), vedi Figura 1.7:

$$V_{\theta} = \omega r \quad (1.6)$$

Nel sistema di riferimento fisso (inerziale), le particelle in rotazione sono soggette a una forza centripeta che mantiene la traiettoria circolare del moto. Nel sistema di riferimento rotante (non inerziale), le particelle sono soggette a una forza centrifuga. D'ora in poi sarà adottato il sistema di riferimento non-inerziale e sarà impiegata esclusivamente l'accelerazione centrifuga.

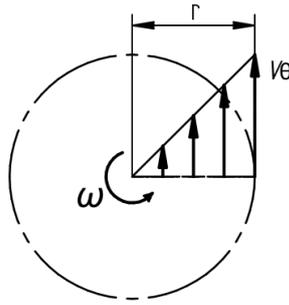


Figura 1.7: velocità tangenziale in funzione della distanza dall'asse di rotazione.

La forza centrifuga  $F_c$  (in newton) che agisce su una particella è:

$$F_c = ma_e = mr\omega^2 \quad (1.7)$$

Se la velocità di rotazione  $N$  è espressa in giri/min:

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (1.8)$$

Otteniamo,

$$F_c = mr \left( \frac{2\pi N}{60} \right)^2 = 0,01097 mrN^2 \quad (1.9)$$

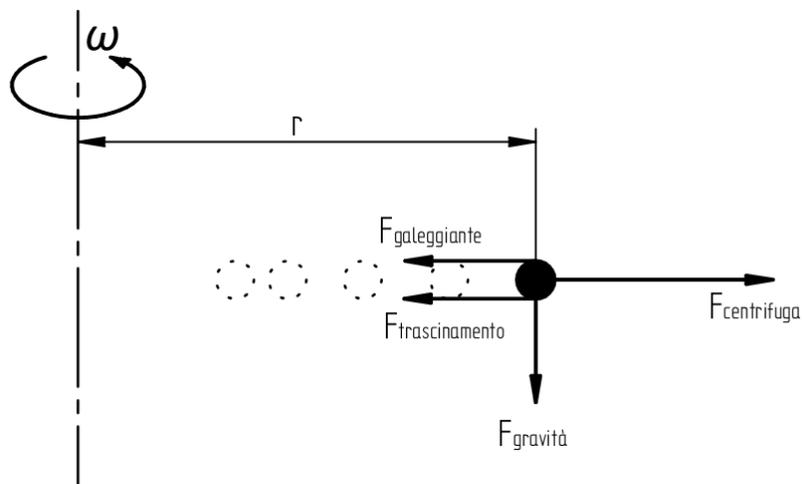


Figura 1.8: particella soggetta ad accelerazione centrifuga.

L'accelerazione centrifuga  $a_e$  è spesso misurata in multipli dell'accelerazione terrestre  $g$ :

$$\frac{F_c}{F_g} = \frac{r\omega^2}{g} = \frac{r}{g} \left( \frac{2\pi N}{60} \right)^2 = 0,001118 rN^2 \quad (1.10)$$

Pertanto, la forza sviluppata in una centrifuga è  $r\omega^2/g$  volte la forza gravitazionale. Siccome  $a_e$  è generalmente molto più grande di  $g$  l'effetto dovuto all'accelerazione gravitazionale è trascurabile. Se consideriamo ad esempio una particella che gira a una distanza  $r = 50$  mm a 10000 giri/min, essa è soggetta a un'accelerazione pari a circa 5600  $g$ .

### 1.3.2 Accelerazione di Coriolis

L'accelerazione di Coriolis si manifesta in un sistema in rotazione e non si manifesta nel sistema inerziale. Quando un corpo si muove con una velocità lineare  $u$  in un sistema in rotazione con velocità angolare  $\omega$ , esso è soggetto a un'accelerazione di Coriolis di grandezza:

$$a_c = 2\omega u \quad (1.11)$$

Il vettore di Coriolis giace sullo stesso piano in cui giace il vettore di velocità ed è perpendicolare al vettore di rotazione. Se la rotazione del sistema di riferimento è antioraria, allora l'accelerazione di Coriolis sarà diretta  $90^\circ$  in senso orario rispetto al vettore di velocità e viceversa quando il sistema gira in senso orario. L'accelerazione di Coriolis modifica la traiettoria rettilinea di un corpo che si sposta all'interno di un sistema in rotazione, vedi Figura 1.9.

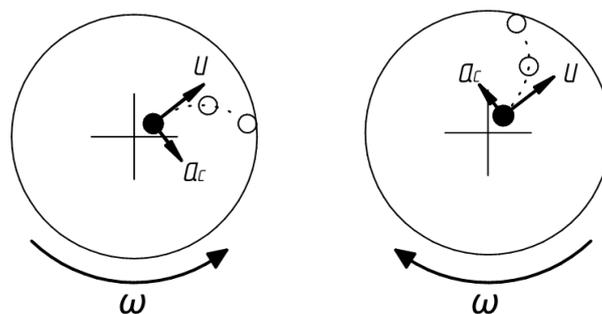


Figura 1.9: accelerazione di Coriolis e il suo effetto sulla traiettoria della particella.

### 1.3.3 Effetto della viscosità e dell'inerzia del fluido

L'effetto dinamico della viscosità in una sospensione (emulsione) in rotazione, così come si manifesta nei separatori, è confinato a strati liquidi molto sottili, noti come strati di Ekman. Essi sono adiacenti alle superfici in rotazione (pareti interne, flange, dischi, bullone di chiusura, etc.). Lo spessore  $\delta$  dello strato di Ekman è dell'ordine:

$$\delta = \sqrt{\frac{(\mu/\rho)}{\omega}} \quad (1.12)$$

Dove  $\mu/\rho$  è la viscosità cinematica del liquido. Per esempio, con acqua a temperatura ambiente la viscosità cinematica è pari a  $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  e per una superficie che gira a  $N = 3000 \text{ giri/min}$ ,  $\delta$  è 0.05 mm! Questi strati, pur essendo molto sottili, sono responsabili del trasferimento del momento angolare fra le superfici in rotazione e il fluido nei transitori di accelerazione e decelerazione. Essi lavorano insieme al flusso inviscido massiccio (*large-scale inviscid bulk flow*) per trasferire in un modo alquanto complicato il momento (Leung, 1998).

L'effetto viscoso è caratterizzato dal numero adimensionale di Ekman:

$$Ek = \frac{\mu/\rho}{\omega L^2} \quad (1.13)$$

Dove  $L$  è una dimensione caratteristica. Si tratta del rapporto fra la viscosità e la forza di Coriolis.

L'effetto dell'inerzia del fluido si manifesta nei momenti di brusco cambiamento della velocità della massa fluida, ed è quantificato con il numero di Rossby:

$$Ro = \frac{u}{\omega L} \quad (1.14)$$

Esso è il rapporto fra la forza inerziale e la forza di Coriolis. Un valore piccolo di  $Ro$  significa che il sistema è fortemente influenzato dalla forza di Coriolis, mentre per un valore elevato di esso, le forze centrifughe e inerziali prevalgono.

Normalmente nelle centrifughe  $Ro$  è piccolo (dell'ordine di 1), mentre il numero di Ekman è molto piccolo ( $Ek \leq 10^{-6}$ ). Pertanto, l'effetto viscoso è confinato a strati sottili di spessore  $Ek^{1/2}L$ .

A questo punto è possibile farsi un'idea dell'elevata complessità del flusso che si trova all'interno della centrifuga. Ogni particella è soggetta a più forze di quelle illustrate in Figura 1.8 (vedi Bush et alii, 1994), secondo le condizioni locali e della posizione dove si trovano all'interno del tamburo: flusso laminare o turbolento, interazione con gli strati di Ekman, rotazione di corpo rigido o meno, etc (Green e Perry, 2007).

### 1.3.4 Equazioni per la velocità di sedimentazione in una centrifuga

Sostituendo in (1.2) l'accelerazione centrifuga al posto di quella gravitazionale, otteniamo:

$$*v_t = \frac{\omega^2 r D_p^2 (\rho_p - \rho)}{18\mu(\varepsilon^2 \psi_p)} \quad (1.15)$$

Questa è l'espressione che descrive la velocità di sedimentazione terminale ostacolata di una particella sferica in campo laminare secondo la legge di Stokes. È evidente come la velocità di sedimentazione possa essere aumentata considerevolmente, riducendo così notevolmente il tempo necessario per la separazione.

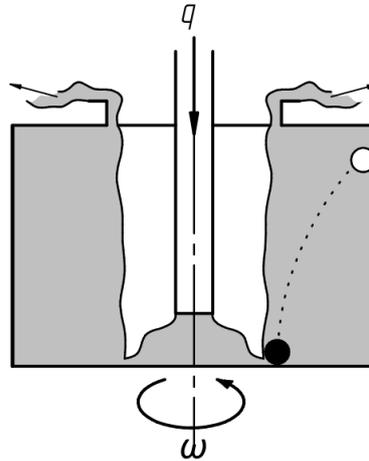


Figura 1.10: separazione di una particella (goccia). Il prodotto è alimentato dal basso ed esce dall'alto del tamburo.

Se una centrifuga è impiegata per l'elaborazione di una portata  $q$ , una particella (goccia) di una data dimensione può essere rimossa dal liquido più leggero se c'è sufficiente tempo di residenza per far sì che essa arrivi alla parete del tamburo prima di uscire con il liquido, vedi Figura 1.10.

Per una particella che si muove in senso radiale con la sua velocità terminale di sedimentazione, il diametro della particella separabile più piccola può essere calcolato (Geankoplis, 2003). Considerando l'espressione (1.15), e poiché  $v_t = dr/dt$ , possiamo riscrivere:

$$dt = \frac{18\mu}{\omega^2(\rho_p - \rho)D_p^2} \frac{1}{(\varepsilon^2\psi_p)} \frac{dr}{r} \quad (1.16)$$

Integrando fra i limiti  $r = r_1$  in  $t = 0$  e  $r = r_2$  in  $t = t_T$ ,

$$t_T = \frac{18\mu}{\omega^2(\rho_p - \rho)D_p^2} \frac{1}{(\varepsilon^2\psi_p)} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (1.17)$$

Il tempo di residenza  $t_T$  è pari al volume di liquido  $V$  in  $m^3$  all'interno del tamburo diviso per il flusso volumetrico di alimentazione  $q$  in  $m^3/s$ . Il volume è  $V = \pi b(r_2^2 - r_1^2)$  nel caso di un tamburo cilindrico. Sostituendo nell'ultima espressione e risolvendo per  $q$ :

$$q = \frac{\omega^2(\rho_p - \rho)D_p^2}{18\mu \ln(r_2/r_1)} (\varepsilon^2\psi_p) V = \frac{\omega^2(\rho_p - \rho)D_p^2}{18\mu \ln(r_2/r_1)} (\varepsilon^2\psi_p) [\pi b(r_2^2 - r_1^2)] \quad (1.18)$$

Particelle con un diametro minore di quello calcolato nell'equazione sovrastante non riusciranno a raggiungere la parete del tamburo e usciranno col liquido mentre particelle più grandi giungeranno la parete e saranno rimosse.

Con questa breve introduzione sui principi di base che governano i separatori centrifughi, si può introdurre il principio di funzionamento dei separatori centrifughi a dischi.

## Il separatore centrifugo a dischi

### 2.1 Introduzione: piccola panoramica sulle centrifughe

Le centrifughe possono essere classificate in diversi modi: in base al loro funzionamento (continuo o discontinuo), alla posizione dell'asse di rotazione (orizzontale, verticale, inclinato), alla modalità operativa (a velocità fissa, a due velocità, a più velocità, a velocità variabile), etc. Inoltre, la loro nomenclatura può variare a seconda del costruttore.

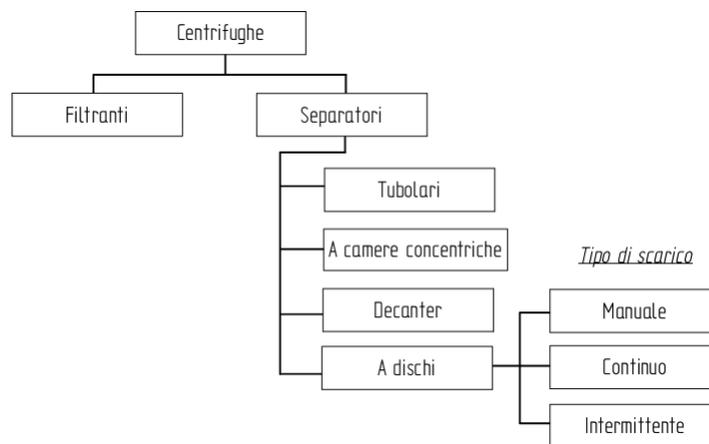


Figura 2.1: classificazione delle centrifughe.

Come punto di partenza, possiamo suddividerle in due grandi famiglie (UNI EN 12547:2009), le centrifughe filtranti e i separatori. Dentro la famiglia dei separatori, possiamo distinguere grossomodo le centrifughe tubolari, le centrifughe a camere concentriche, i decanter e le centrifughe a dischi. Quest'ultima tipologia di centrifuga, sulla quale si basa questo lavoro, può essere differenziata in base alla modalità di scarico della fase solida: scarico manuale, scarico continuo e scarico intermittente (automatico). Per quanto riguarda i separatori a dischi a scarico continuo e intermittente, si tratta di macchine a funzionamento continuo. Il separatore a scarico manuale, invece, è una macchina a funzionamento discontinuo.

### 2.2 Il separatore a dischi: principio di funzionamento di base

In Figura 2.2 è mostrata l'architettura canonica del separatore centrifugo a dischi, tratta dal brevetto svizzero numero 829 depositato il 6 maggio 1889 (alle 8 del mattino, per essere precisi!) (von Bechtolsheim, 1889). Si tratta della madre di tutti i separatori centrifughi a dischi, poiché è stato da questo brevetto di Clemens Freiherr von Bechtolsheim che nacque questa tipologia di

macchina. Il principio di funzionamento si basa sulla seguente affermazione (con riferimento alla Figura 2.2):

*[...] bei welcher Zwischenwände a [...] derart angeordnet werden, dass ein an den Trommelmantel gezogener Radius durch dieselben ein oder mehrmals geschnitten wird, um den Inhalt der Trommel in radialer Richtung in schmale Lamellen zu zerlegen und dadurch die Stärke der zu klärenden Flüssigkeitsschichte zu verringern und die Leistungsfähigkeit der Zentrifuge zu erhöhen;*<sup>3</sup>

Considerando come valida l'ipotesi secondo la quale una particella si separa da un liquido nel momento in cui entra in contatto con una superficie, l'impiego di pareti per suddividere il volume interno del tamburo riduce sensibilmente la distanza media che una particella deve percorrere prima di separarsi così come il tempo di residenza, aumentando in contemporaneo l'area di separazione.

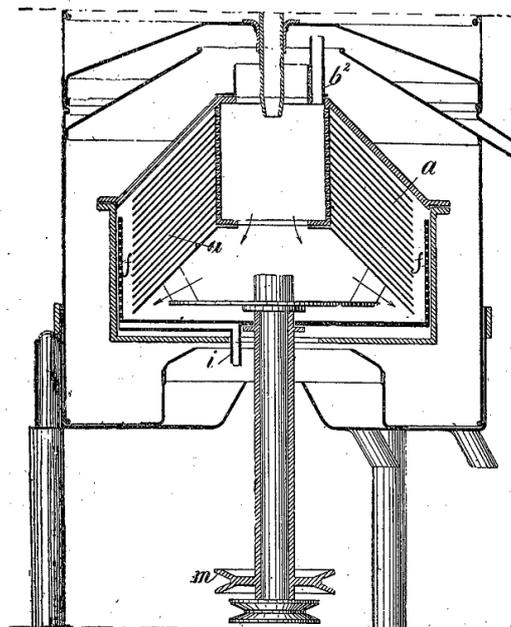


Figura 2.2: la prima centrifuga a dischi brevettata da Bechtolsheim nel 1889 (Von Bechtolsheim, 1889).

Nel suo brevetto, Bechtolsheim propone tre morfologie per le pareti intermedie: cilindri forati, piastre coniche e pareti a spirale. Delle tre soluzioni, la seconda, materializzata in una pila di dischi

<sup>3</sup> “[...] dove pareti intermedie a [...] devono essere disposte in modo da tagliare il raggio del tamburo una o più volte, suddividendo così in direzione radiale il volume del tamburo in lamelle sottili, riducendo così lo spessore dello strato liquido da chiarificare e aumentando l’efficienza della centrifuga;” (Von Bechtolsheim, 1889)

tronco-conici, è la soluzione tecnica adottata universalmente da tutti i costruttori di separatori centrifughi a dischi (vedi a titolo di esempio Figura 2.4).

Considerando il processo di sedimentazione continua, vedi Figura 2.3, l'inclinazione delle pareti è necessaria per garantire il trasporto continuo della fase pesante verso la camera di sedimentazione (vedi Figura 2.4), evitando così di otturare i passaggi (se adottassimo dei cilindri al posto dei dischi tronco-conici la fase pesante separata, non avendo una direzione preferenziale di spostamento, rischierebbe di accumularsi sulle pareti verticali, otturando i passaggi e rischiando di creare squilibri).

La Figura 2.3 rappresenta la separazione di una particella solida da un liquido nello spazio fra due dischi. Considerando che la portata volumetrica  $q$  sia suddivisa uniformemente fra il numero di canali  $N$  creati dai dischi, essa si sposta verso l'asse di rotazione con la velocità  $v_x$ , modificando la traiettoria della particella solida, la quale è soggetta a un'accelerazione centrifuga, come illustrato. Una volta arrivata alla superficie inferiore del disco superiore, la particella è separata, ed essa si sposta idealmente verso l'esterno.

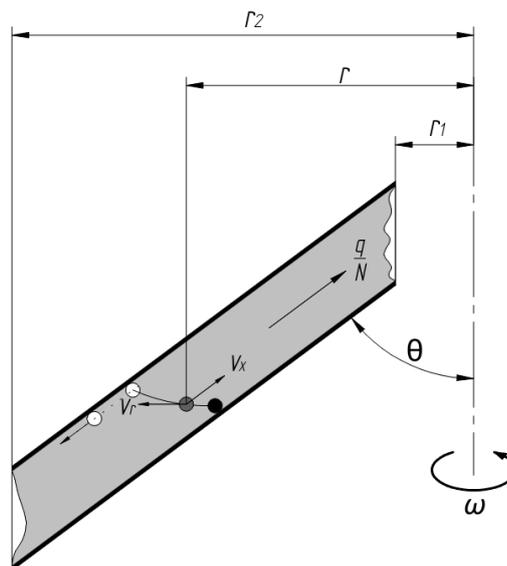


Figura 2.3: rappresentazione bidimensionale della separazione di una particella da un liquido fra due dischi tronco-conici.

Nella realtà, la traiettoria della particella è influenzata sia dalla forza di Coriolis sia dagli effetti della viscosità. Per valori elevati della velocità di rotazione si verifica la formazione di strati di Ekman in vicinanza delle superfici dei dischi, e fra di essi si trova uno strato geostrofico (Borgström et alii, 1994).

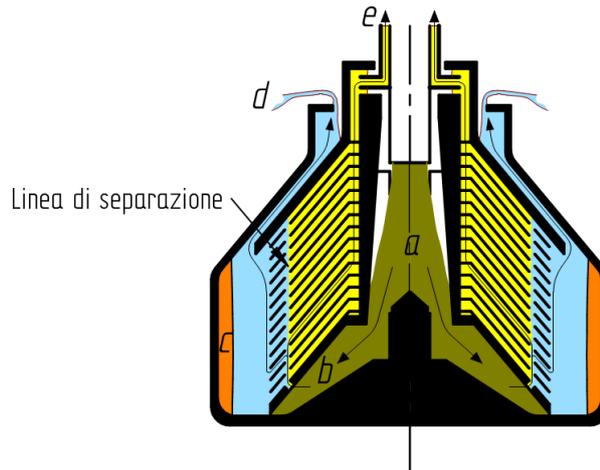


Figura 2.4: separatore a dischi.

La Figura 2.4 mostra schematicamente il funzionamento di un separatore a dischi: il prodotto in ingresso *a* è introdotto tramite un tubo di alimentazione stazionario, per poi essere accelerato e convogliato in *b*. In seguito il fluido sale attraverso dei fori di distribuzione (i quali coincidono con la linea di separazione) verso la pila di dischi dove avviene la separazione: la fase pesante si sposta verso l'esterno e la fase leggera verso l'interno. Le particelle solide si accumulano nella camera di sedimentazione *c*. Infine, la fase liquida pesante fuoriesce dal tamburo in *d* per traboccamento mentre quella leggera in *e* tramite un diffusore statorico, chiamato convenzionalmente (ed impropriamente) nel settore come "turbina" o *paring-disc*.

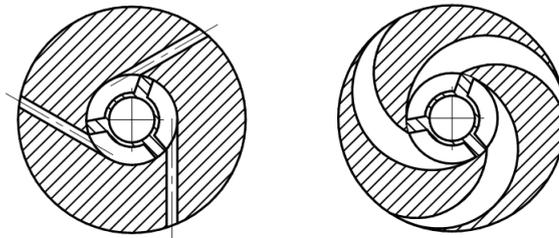


Figura 2.5: sezione di un *paring-disc* con canali cilindrici (sinistra) e curvati e divergenti verso l'interno (destra).

Il *paring-disc* è impiegato come organo di estrazione poiché converte l'energia cinetica del fluido in rotazione in energia potenziale. Si tratta di un disco con dei canali, vedi Figura 2.5, i quali possono essere dei semplici fori, oppure canali curvi divergenti verso l'interno. Il fluido in rotazione è convogliato nelle aperture dei canali praticati sul diametro esterno del disco, che si trova sommerso nel liquido. In prossimità dell'asse di rotazione, il fluido è convogliato in direzione assiale, generalmente attraverso una tubatura che avvolge il tubo di alimentazione. L'aumento progressivo dell'area di passaggio delle condotte (dei canali e/o del tubo finale di estrazione) trasforma l'energia cinetica in energia potenziale, con un aumento della pressione del flusso in uscita.

## 2.3 Impiego e tipologie di separatori a dischi

I separatori a dischi sono impiegati per la separazione di prodotti con un basso contenuto di solidi e possono essere usati per eseguire tre tipi di operazione:

- Separazione: il prodotto da trattare è una miscela contenente una fase liquida leggera, la quale deve essere depurata da una fase liquida pesante e da eventuali tracce di solidi;
- Concentrazione: il prodotto da trattare è una miscela contenente una fase liquida pesante, la quale deve essere depurata da una fase liquida leggera e di eventuali tracce di solidi;
- Chiarificazione: il prodotto da trattare è una miscela liquida la quale deve essere depurata da tracce di solidi.

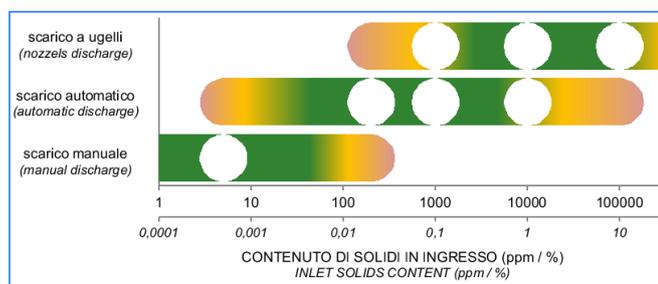


Figura 2.6: tipo di scarico in base al contenuto solido del prodotto; questi limiti sono di tipo economico, immagine cortesia della Servizi Industriali S.r.l.

Esistono tre tipologie di tamburi (com'è già stato accennato nel paragrafo introduttivo) caratterizzate in base alla modalità di scarico della fase pesante (Leung, 1998):

- Scarico manuale: La morfologia del tamburo è illustrata in Figura 2.7, sinistra. I solidi sono accumulati nella camera di sedimentazione e rimossi manualmente quando il tamburo è arrestato (operazione discontinua). La concentrazione volumetrica di solidi nel prodotto trattato deve essere inferiore allo 0,1 %;
- Scarico intermittente (autopulente): La fase solida è scaricata periodicamente tramite un pistone idraulico, vedi Figura 2.7, centro, il quale nel momento dell'apertura mette in comunicazione la camera di sedimentazione con degli ugelli praticati nel tamburo. La concentrazione volumetrica di solidi può arrivare al 10 %;
- Scarico continuo (con ugelli): Una serie di ugelli sono praticati nella porzione di maggior diametro del tamburo e attraverso di loro la fase solida (oppure la fase liquida più densa) è scaricata continuamente, vedi Figura 2.7, destra. La concentrazione volumetrica di solidi trattabili è compresa fra il 6 % e il 25 %.

Un'ulteriore classificazione può essere fatta in base al tipo di scarico: libero, a tenuta parziale ed a tenuta.

A questo punto, è possibile definire la macchina descritta in questa tesi: separatore centrifugo verticale a dischi a tenuta parziale e operazione discontinua (scarico manuale della fase solida).

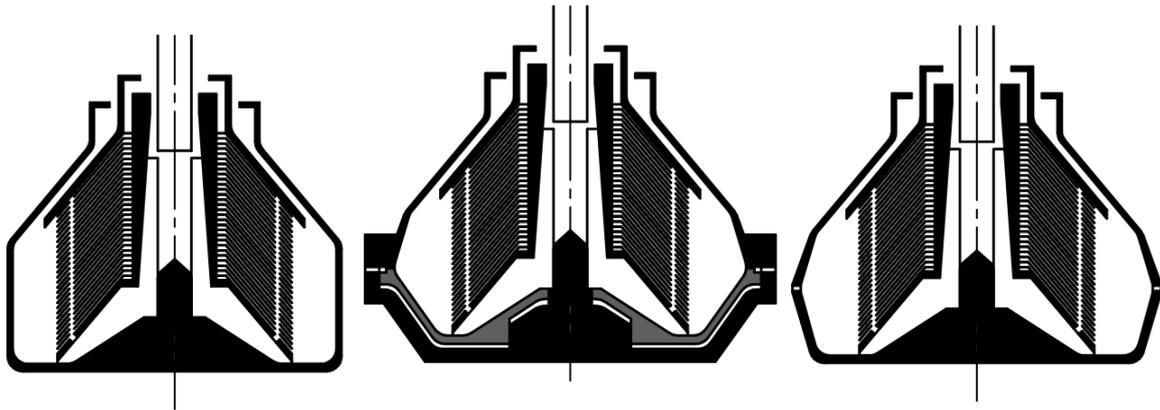


Figura 2.7: sezione schematica di un separatore a dischi a scarico manuale (sinistra), automatico (centro) e continuo (destra).

## 2.4 Il separatore manuale: descrizione dettagliata del funzionamento

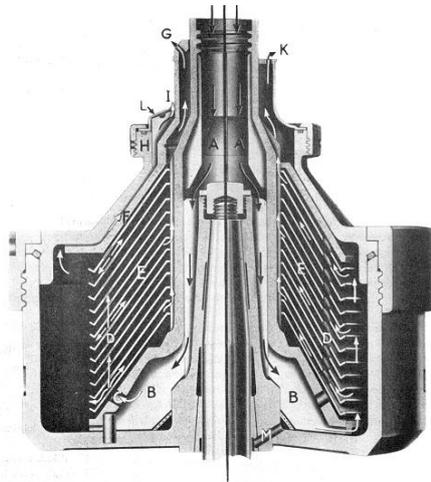


Figura 2.8: vista in sezione di un separatore (porzione sinistra) e chiarificatore (porzione destra) centrifugo a dischi a scarico manuale (Brunner, 1956).

Nell'invenzione di Bechtolsheim sono presenti tutti gli elementi che compongono l'architettura di base dei separatori a dischi odierni: un tubo di alimentazione stazionario convoglia il prodotto verso l'interno del tamburo il quale è munito in fondo di alette radiali, le quali accelerano il fluido convogliandolo nella direzione indicata dalle frecce in Figura 2.2. In seguito il fluido sale attraverso la pila di dischi  $a$ , dove la fase pesante migra verso l'esterno e la fase leggera migra verso l'asse di rotazione. Ogni fase è opportunamente raccolta (tubi  $i$  e  $b^2$  in questo caso).

Esaminando un tamburo della metà degli anni 50, Figura 2.8, possiamo vedere come il prodotto è introdotto nel tamburo dall'alto nel punto *A*, per poi scendere lungo il distributore (equivalente alla girante di una pompa centrifuga), il quale è munito di alette radiali ed ha il compito di accelerare il fluido nella zona *B*. Facendo riferimento d'ora in poi alla porzione sinistra del tamburo illustrato, il prodotto è convogliato nei fori distributori *C*, i quali attraversano l'intera pila di dischi *E* attraverso i fori *D* praticati nei dischi. Come già accennato, il liquido si separa nella pila di dischi: la fase pesante si allontana dall'asse di rotazione mentre quella leggera si avvicina a esso. La fase leggera è raccolta in prossimità dell'asse di rotazione ed è scaricata liberamente tramite l'apertura *G*, mentre la fase pesante è raccolta dal cono divisore *F* in una posizione esterna, per poi essere convogliato e uscire liberamente dall'apertura *I*. Nella porzione destra della sezione è illustrato un chiarificatore: il disco inferiore è cieco, forzando il passaggio del prodotto tramite la periferia. Il chiarificatore è impiegato per depurare un liquido da tracce solide, e come si può vedere in Figura 2.8, l'uscita della fase liquida avviene tramite l'apertura *K*.

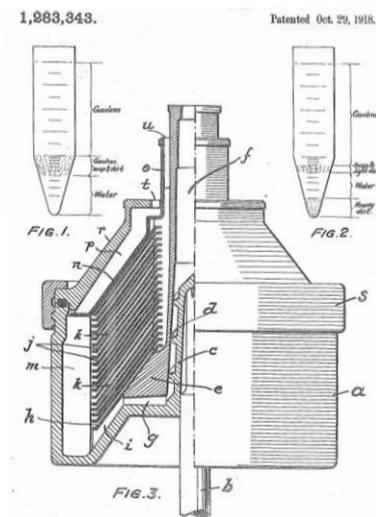


Figura 2.9: tamburo di un separatore a dischi a scarico manuale (Snyder, 1917).

Con riferimento alla Figura 2.9, Il tamburo è composto di un fondo tamburo *a* e da un coperchio *r*, tenuti insieme da un anello di chiusura *s*. All'interno del tamburo, il quale è l'elemento strutturale critico della macchina, si trova la colonna/distributore *e*, sulla quale è montata la pila di dischi: la sua morfologia è spesso quella di un disco tronco-conico munito di alette radiali *g* e *i* nella sua superficie inferiore con una porzione cilindrica sovrastante. Il distributore può anche essere un cono forato. Sopra il distributore è montata la pila di dischi *j*, e come ultimo elemento in alto c'è il cono divisore *n*, il quale è, nel più semplice dei casi, un disco tronco-conico di diametro maggiore a quello dei dischi.

Normalmente, il livello della fase leggera è tenuto fisso, mentre quello della fase pesante può essere modificato per variare la posizione della linea di separazione oppure per mantenerla nella

stessa posizione nel trattare diversi prodotti. In questo modo, la stessa architettura può essere impiegata per trattare prodotti con densità ben diverse. Nel tamburo illustrato in Figura 2.9 la posizione della linea di separazione non è variabile.

## 2.5 Valutazioni prestazionali

### 2.5.1 Il fattore $\Sigma$

Il fattore  $\Sigma$  è impiegato come indice di dimensionamento delle centrifughe, e rappresenta l'area equivalente di un separatore gravitazionale in grado di compiere la stessa separazione della centrifuga. La sua espressione è, nel caso di separatori a dischi (Letki e Corner-Walker, 2001):

$$\Sigma = \frac{2\pi N}{3} \cdot \frac{\omega^2}{g} (r_e^3 - r_i^3) \cdot \cot\theta \quad (\text{m}^2) \quad (2.1)$$

Dove  $N$  è il numero di dischi/passaggi fra i dischi,  $\omega$  è la velocità di rotazione in  $\text{s}^{-1}$ ,  $g$  è l'accelerazione gravitazionale in  $\text{m}/\text{s}^2$ ,  $r_e$  e  $r_i$  sono il raggio esterno ed il raggio interno del disco in m e  $\theta$  è l'angolo della generatrice del disco con la verticale.

È doveroso puntualizzare che l'area equivalente ottenuta con la formula (2.1) è un risultato falsato, poiché le ipotesi che portano all'espressione di  $\Sigma$  sono una semplificazione della situazione reale all'interno del tamburo. I fattori di efficienza nelle centrifughe a dischi sono compresi fra 45-73% (Letki 2001). Nonostante questo, i risultati ottenuti con questo fattore sono utili per paragonare macchine con geometrie e dinamiche di flusso interne simili che trattano lo stesso prodotto.

### 2.5.2 Portata elaborata

Tradizionalmente, nel dimensionamento delle centrifughe, veniva calcolata la portata  $Q_o$  in grado di garantire la separazione del 50% delle particelle (solide e/o liquide):

$$Q_o = 2v_g \Sigma_{Dischi} \quad (2.2)$$

Dove  $v_g$  è la velocità di sedimentazione di Stokes e  $\Sigma_{Dischi}$  è il fattore sigma per un separatore a dischi.

Riscrivendo l'espressione (1.1) per la velocità di sedimentazione di Stokes:

$$v_g = \frac{\Delta\rho d^2 g}{18\mu} \quad (2.3)$$

Dove  $\Delta\rho$  è la differenza fra la densità massica del liquido più pesante e del liquido più leggero e sostituendo l'espressione di  $v_g$  in (2.2) nell'equazione (2.3), possiamo trovare il diametro della goccia più piccola separabile al 50%.

Nel presente, si considera il 100 % di particelle rimosse (Axelsson e Madsen, 2006), il che significa che la portata calcolata in precedenza deve essere dimezzata. Prendendo in considerazione l'efficienza  $\eta$ , l'espressione della portata effettiva diventa:

$$Q_{effettiva} = \eta v_g \Sigma \quad (2.4)$$

Inserendo quest'espressione in (2.2) si ricalcola la nuova velocità di separazione di Stokes  $v_g$ , e la successiva sostituzione in (2.3) ci permette di trovare il nuovo diametro minimo  $d$ .

Il grafico presentato in Figura 2.10 rappresenta il diametro minimo della particella più piccola separabile in funzione dell'efficienza per diverse portate. È evidente che diminuendo la portata, e pertanto aumentando il tempo di residenza, particelle di dimensioni più piccole possono essere separate. Nel grafico è illustrata la separazione di particelle di acqua presenti nell'olio. Nel caso di particelle solide di maggior densità, il diametro della particella più piccola separabile è sicuramente minore. Come in qualsiasi sistema fisico, c'è un compromesso fra la qualità e la quantità.

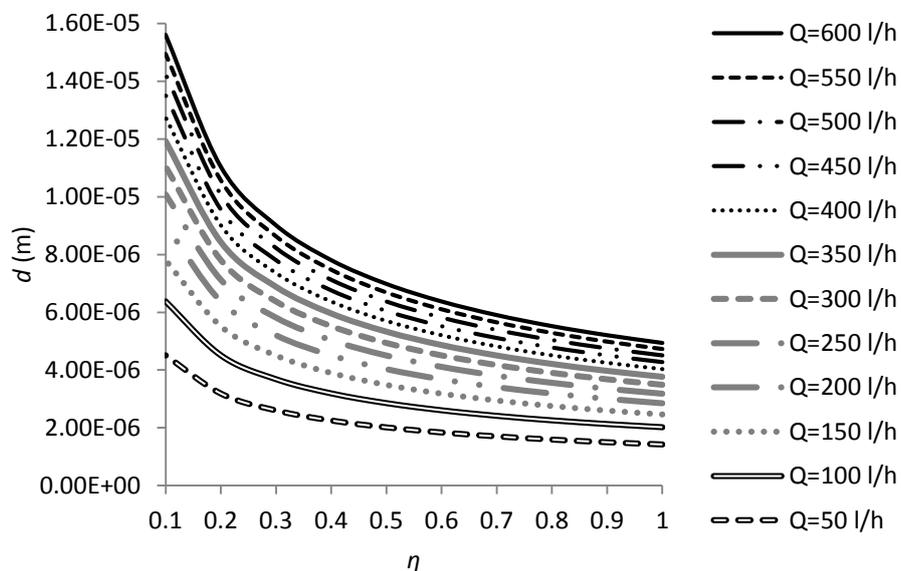


Figura 2.10: diametro minimo di una goccia di acqua separabile in una miscela di gasolio e acqua all'interno di un separatore a dischi, in funzione dell'efficienza e della portata di alimentazione.

In realtà conoscere il diametro minimo di una particella separabile ha poco interesse da un punto di vista puramente teorico. È difficile ottenere dei dati precisi sulla composizione del prodotto da

trattare, e bisogna tenere presente che le condizioni di utilizzo reali possono essere molto variabili. La teoria, però, rende evidenti diversi fattori che possono incidere sulla qualità della separazione: portata (traducibile in tempo di residenza), temperatura (da essa dipende la viscosità), densità delle fasi, dimensioni delle particelle, numero e dimensione dei dischi, velocità di rotazione, etc. Oltre alle variabili di processo, le quali possono essere controllate o meno, l'efficienza di separazione di un dato separatore diventa determinante. Miglioramenti nell'efficienza possono essere il risultato del processo a monte e a valle di separatore a dischi, ma l'interesse di questa tesi si concentra sul miglioramento dell'efficienza del separatore stesso. Si tratta di una tendenza globale che si verifica da anni: a farne testimonianza sono i numerosi brevetti di proprietà industriale che trattano come oggetto specifico i separatori centrifughi a dischi. A questo si aggiungono qualche centinaio di articoli e pubblicazioni il cui numero continua a crescere ogni anno.

### 2.5.3 Assorbimento di potenza

La potenza erogata da un motore trifase è:

$$P = I \cdot V \cdot n \cdot \cos\varphi \cdot \sqrt{3} \quad (2.5)$$

Dove  $I$  è l'assorbimento di corrente (A),  $V$  è la tensione (V),  $n$  è l'efficienza e  $\cos\varphi$  è il fattore di potenza.

La potenza assorbita da un separatore centrifugo può essere espressa nel seguente modo (Letki e Corner-Walker, 2001):

$$P_T = P_P + P_F + P_W + P_{CP} \quad (2.6)$$

Dove  $P_P$  è la potenza di processo,

$$P_P = Q\rho\omega^2r^2 \quad (2.7)$$

Dove  $Q$  è la portata volumetrica ( $m^3/s$ ),  $\rho$  è la densità del liquido ( $kg/m^3$ ) e  $r$  è il raggio di scarico del materiale scaricato. La potenza di ogni fase liquida deve essere sommata per l'ottenimento di  $P_P$ .

$P_F$  è la potenza di attrito dovuta alle perdite nei cuscinetti, cinghie, pulegge, ed accoppiamenti liquidi mentre  $P_W$  è la potenza dovuta alla resistenza aerodinamica, definibile attraverso la seguente espressione:

$$P_W = k_s\mu^{0,2}\rho^{0,8}N^3D^{4,5} \quad (2.8)$$

Dove  $\mu$  è la viscosità del gas intorno al tamburo (kg/ms),  $\rho$  è la densità del suddetto gas (kg/m<sup>3</sup>),  $N$  è la velocità del tamburo,  $D$  è il diametro esterno del tamburo e  $k_s$  è la costante di forma.

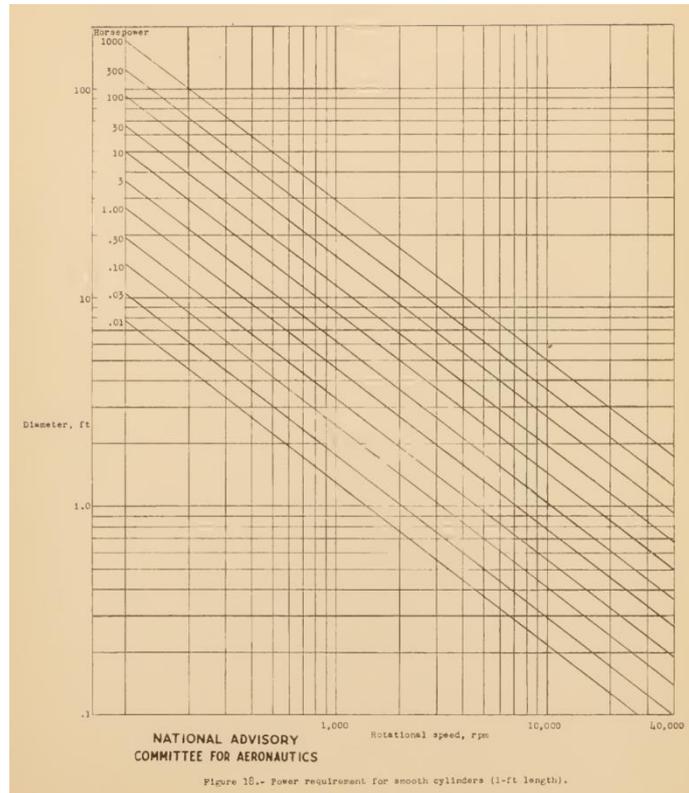


Figura 2.11: potenza assorbita da un cilindro di altezza unitaria (in piedi) in funzione del diametro e la velocità di rotazione (Theodrese e Regier, 1944).

Si può fare riferimento alla Figura 2.11, dove sono espresse le potenze richieste (in cavalli) di cilindri di altezza unitaria (in piedi) in funzione del diametro esterno e della velocità di rotazione. In realtà, è preferibile misurare la potenza assorbita a causa della resistenza aerodinamica di un rotore e successivamente estrapolare l'equazione (2.8) per tamburi con geometria simile.

$P_{CP}$  è la potenza assorbita dal *paring-disc*; questa perdita è dovuta al contatto forzato fra la superficie stazionaria del *paring-disc* e il liquido in rotazione.

Per avere un'idea del recupero di energia ottenibile nel *paring-disc* si può applicare l'equazione di Bernoulli nel sistema di riferimento inerziale (vedi Figura 2.12):

$$p_a + \frac{1}{2}\rho V_a^2 = p_b + \frac{1}{2}\rho V_b^2 + \frac{1}{2}\rho C_{perd} V_b^2 \quad (2.9)$$

La pressione dovuta alla colonna di liquido nella condotta stazionaria è trascurabile. Considerando il liquido in condizioni di rotazione di corpo rigido abbiamo:

$$V_a = \omega r_{ing}$$

$$p_a = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_{ing}^2 - r_{liq}^2)$$

$$V_b = \frac{Q}{A}$$

Dove  $r_{ing}$  è il raggio d'ingresso del liquido nel diffusore (m),  $r_{liq}$  è il raggio dell'anello liquido in rotazione (m),  $Q$  è la portata volumetrica dell'effluente ( $m^3/s$ ),  $A$  è l'area di passaggio della linea d'uscita,  $p_a$  è la pressione in ingresso al diffusore (Pa),  $p_b$  è la pressione nella condotta stazionaria di uscita (Pa) e  $C_{perd}$  sono le perdite dovute all'attrito attraverso le tubazioni e in ingresso al diffusore.

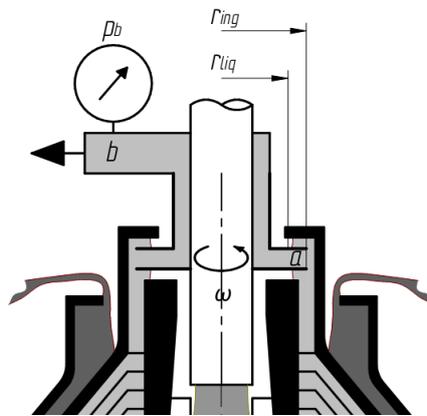


Figura 2.12: calcolo delle pressioni nel *paring-disc*.

Riordinando l'espressione otteniamo:

$$p_b = \frac{1}{2} \rho \omega^2 r_{ing}^2 - \frac{1}{2} \rho \left( \frac{Q}{A} \right)^2 (1 + C_{perd}) + \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_{ing}^2 - r_{liq}^2) \quad (2.10)$$

Nella pratica, il recupero di energia si aggira intorno al 20 %, che pur essendo limitato permette di evitare l'impiego di una pompa di estrazione.

#### 2.5.4 Volume camera di sedimentazione

Nel caso dei separatori a scarico manuale, il volume della camera di sedimentazione è di fondamentale importanza (in presenza di solidi): esso determina la frequenza, a parità di prodotto trattato, con la quale la macchina deve essere fermata per il suo ripristino. Il tempo di riempimento della camera di sedimentazione  $t_r$  (h) può essere espresso nei seguenti termini:

$$t_r = \frac{V_{camera\ fanghi}}{Q \cdot (m_{\%}/100)} \cdot 3600 \quad (2.11)$$

Dove  $V_{camera\ fanghi}$  è il volume della camera fanghi ( $m^3$ ),  $Q$  è la portata volumetrica ( $m^3/s$ ) e  $m_{\%}$  contenuto percentuale di solidi nel prodotto da trattare.

## 3

### Sviluppi recenti

#### 3.1 Introduzione

In questo capitolo sarà approfondito lo studio della fluidodinamica all'interno del tamburo nei separatori a dischi per fare luce sui diversi fenomeni in gioco per capire meglio le problematiche ad esso associate. Inoltre, si farà riferimento ad alcuni sviluppi tecnici degli ultimi anni.

I flussi in rotazione sono caratterizzati da elevate forze di Coriolis. Se i termini d'avvezione sono piccoli, si formano zone geostrofiche al di fuori degli strati limite dove la forza di Coriolis e il gradiente di pressione ridotto si bilanciano. La direzione del flusso è parallela alle isobare (Borgström et alii, 1994b).

Ricordiamo che il numero di Ekman e di Rossby sono due parametri adimensionali impiegati per caratterizzare flussi di sistemi in rotazione:

$$Ek = \frac{\nu}{\omega L^2} \quad (3.1)$$

$$Ro = \frac{u}{\omega L} \quad (3.2)$$

Le caratteristiche tipiche dei flussi delle centrifughe a dischi si manifestano quando  $Ek$  e  $Ro$  sono piccoli.

Sviluppi recenti nel campo della fluidodinamica computazionale (CFD – *Computational Fluid Dynamics*), accoppiati alla disponibilità dei calcolatori moderni, forniscono un mezzo attraverso il quale il campo di flusso di un separatore centrifugo può essere quantificato (Boychyn et alii, 2001).

Il dominio fluido all'interno della centrifuga può essere suddiviso nelle cinque zone illustrate in Figura 3.1:

- A. alimentazione;
- B. distribuzione (pre-separazione);
- C. camera di sedimentazione;
- D. separazione (pila di dischi);
- E. uscite.

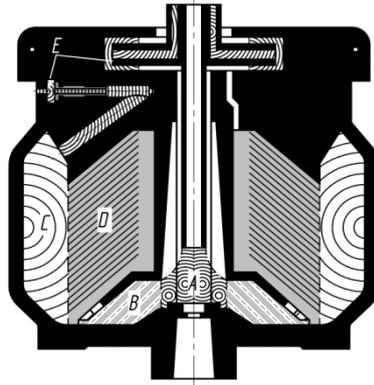


Figura 3.1: suddivisione del tamburo in cinque zone: A. alimentazione; B. distribuzione; C. camera di sedimentazione; D. separazione; E. uscite.

A continuazione si cercherà di fare luce sulla struttura fluidodinamica di ognuna delle zone elencate in precedenza, facendo riferimento, dove possibile, a pubblicazioni e brevetti.

### 3.2 Alimentazione

In questa zona il fluido in ingresso non è in rotazione: la sua componente di velocità è puramente assiale. Quando esso entra in contatto con il tamburo – che possiamo considerare per il momento come un disco in rotazione – ci troviamo in presenza di un flusso di strato limite di von Kármán (Crespo del Arco et alii, 2005). In queste condizioni, il fluido è lanciato in direzione radiale per effetto della forza centrifuga ed è sostituito da un flusso assiale diretto verso il basso, vedi Figura 3.2.

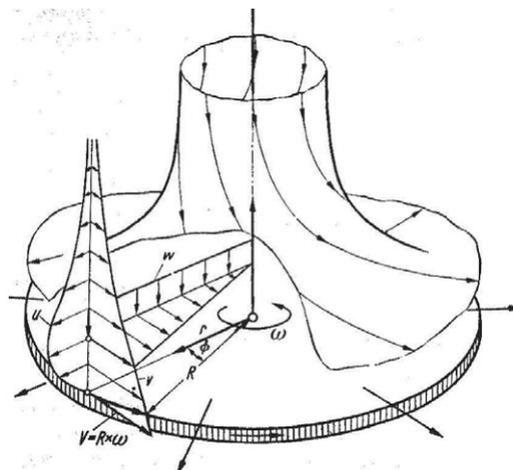


Figura 3.2: disco in rotazione in un fluido fermo (strato di von Kármán);  $u$  – velocità radiale;  $v$  – velocità tangenziale;  $w$  – velocità assiale (Schlichting, 1979).

Questa zona è molto turbolenta, ed è anche caratterizzata da elevati sforzi di taglio. Nella separazione di emulsioni (come ad esempio di latte, acqua e olio/gasolio) e di materiale biologico, gli sforzi sono di particolare interesse poiché sono responsabili della rottura di gocce liquide (o di cellule e molecole), modificando così la distribuzione dimensionale delle particelle in ingresso; la

presenza di particelle più piccole ha un effetto negativo sulla separazione poiché esse sono più difficili da separare. Nel caso di materiale biologico, esso può essere danneggiato; nella separazione del sangue, ad esempio, si può verificare l'emolisi (Schenkel et alii, 2013). In Figura 3.3 è illustrata la diminuzione del diametro di particelle dopo il passaggio attraverso diversi tipi di pompa.

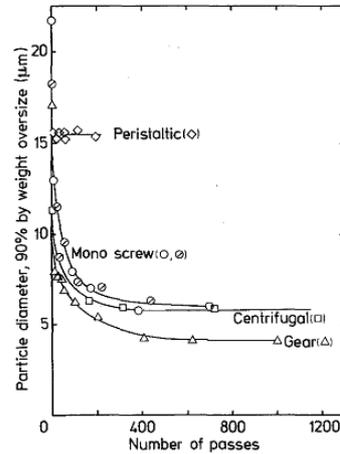


Figura 3.3: diminuzione del diametro di particelle di precipitato di soia isoelettica dopo il passaggio attraverso diversi tipi di pompa con ricircolo totale (Bell et alii, 1983).

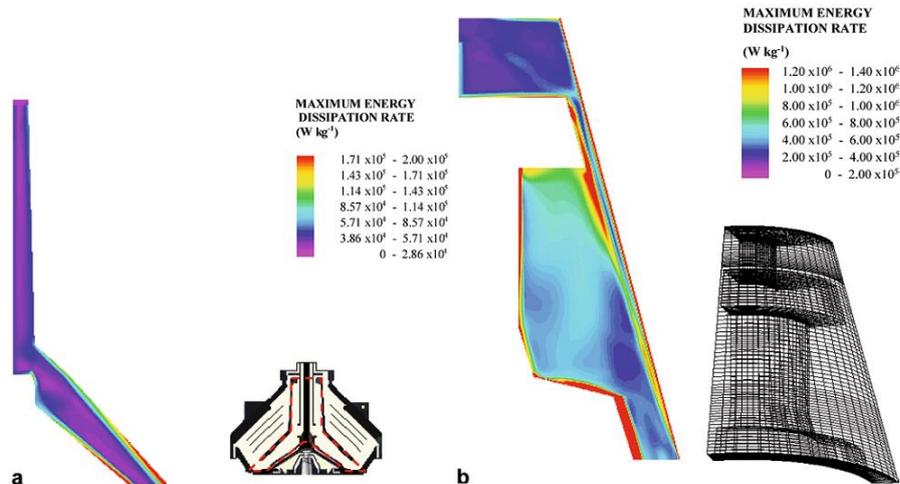


Figura 3.4: tasso massimo di dissipazione d'energia nelle zone di alimentazione di un separatore a dischi (a) e a camera concentriche (b) (Boychyn et alii, 2004).

È d'interesse citare il lavoro fatto da Boychyn et alii (2001, 2004) dove si è fatto uso di una modellazione CFD per determinare le zone con maggior tasso di dissipazione d'energia per centrifughe a camere concentriche e a dischi: le zone di alimentazione (Figura 3.4) e di estrazione sono le più critiche.

In Figura 3.5 sono tracciati risultati sperimentali per il grado di separazione (% *relative clarification*) in funzione del tasso massimo di energia dissipata (*maximum energy dissipation rate*) in un separatore a camere concentriche: un incremento nel tasso di dissipazione d'energia

locale provoca lo spostamento della distribuzione dimensionale verso particelle più piccole, con un aumento della concentrazione di particelle fini nel surnatante e un abbassamento del grado di separazione, dove il tasso di dissipazione di energia è il prodotto del tasso di sollecitazione e quello di deformazione (Boychyn et alii, 2001). Una conclusione interessante di queste ricerche, facendo riferimento sempre alla Figura 3.4, riguarda il funzionamento continuo del separatore: il tasso massimo di dissipazione d'energia diminuisce quando la zona di alimentazione è completamente allagata (*flooded*) rispetto alla condizione di camera parzialmente allagata (*non-flooded*).

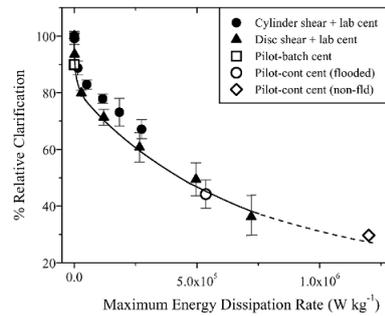


Figura 3.5: grado di separazione in funzione del tasso massimo d'energia dissipata. Il cerchio e il rombo bianchi si riferiscono alla centrifuga in condizioni di funzionamento continuo con la camera d'alimentazione completamente allagata e parzialmente allagata, rispettivamente (Boychyn et alii, 2001).

Leung (2007) propone la misura della perdita di potenza nella zona d'alimentazione per cercare di comprendere meglio l'effetto degli sforzi di taglio. Considerando il raggio dell'anello liquido nella camera di alimentazione  $r_p$  e il raggio d'uscita della camera d'alimentazione  $r_{ex}$ , la potenza acquisita dal liquido in uscita dalla camera di alimentazione è:

$$P_{out} = \frac{1}{2} \rho Q v^2 = \frac{1}{2} \rho Q \omega_{liq}^2 r_{ex}^2 \quad (3.3)$$

Dove  $\rho$  è la densità del liquido in ingresso,  $Q$  è la portata volumetrica e  $\omega_{liq}$  è la velocità angolare acquisita dal liquido.

Dall'altra parte, la potenza trasmessa alla centrifuga dal motore è pari a:

$$P_{in} = T \omega$$

Dove  $T$  è la coppia e  $\omega$  la velocità angolare del tamburo. Siccome la coppia deve essere uguale al cambiamento di momento angolare, possiamo riscrivere:

$$P_{in} = [\rho Q (\omega_{liq} r_{ex}) r_{ex}] \omega = \rho Q (\omega r_{ex})^2 \quad (3.4)$$

Dove abbiamo considerato il liquido in rotazione di corpo rigido con il tamburo. Sottraendo la potenza in uscita dalla quella in ingresso otteniamo la potenza assorbita:

$$P_{ass} = \frac{1}{2} \rho Q (\omega r_{ex})^2 \quad (3.5)$$

Questa potenza è esattamente la metà della potenza in ingresso, e le perdite sono attribuibili agli sforzi di taglio, che si dissipano in perdite viscosse nell'accelerazione del prodotto nella zona d'alimentazione. Se ipotizziamo l'accelerazione costante del liquido nella zona d'alimentazione fra  $r_p$  e  $r_{ex}$ , la pressione idrostatica  $\Delta p$  fra queste due posizioni è:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_{ex}^2 - r_p^2) \quad (3.6)$$

Moltiplicando entrambi i membri di (3.6) per  $Q$  e sostituendola in (3.5):

$$P_{ass} = Q \Delta p + \frac{1}{2} \rho Q (\omega r_p)^2 \quad (3.7)$$

Il primo termine di (3.7) rappresenta le perdite per attrito della portata  $Q$  nel transitorio d'accelerazione fra  $r_p$  e  $r_{ex}$ , e il suo valore non è molto elevato. Il secondo termine, invece, può essere ridotto e addirittura eliminato portando  $r_p$  all'asse di rotazione, ovvero, riempiendo completamente la zona d'alimentazione (a spese dell'aumento del termine  $Q \Delta p$ ). Inoltre, la tenuta idraulica risultante dal completo riempimento della camera di alimentazione blocca l'ingresso d'ossigeno con la conseguente prevenzione della formazione di schiuma.

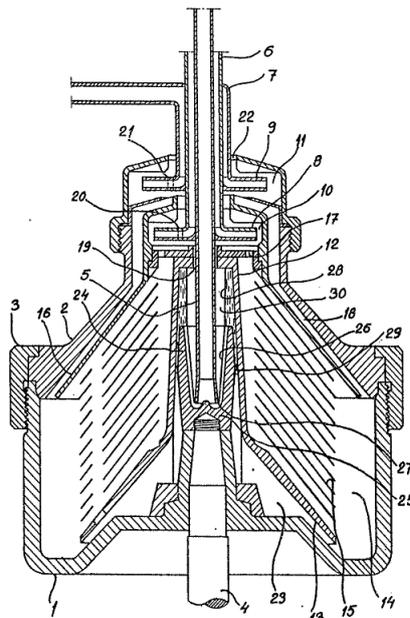


Figura 3.6: dispositivo conico (24) nella zona di alimentazione adatto a ridurre gli sforzi di taglio e la formazione di schiuma nella zona di alimentazione (Thylefors, 1967).

I costruttori di separatori hanno cercato diverse soluzioni per diminuire gli sforzi di taglio nella zona di alimentazione. In Figura 3.6 è illustrata una delle prime soluzioni adottate: il fluido entra attraverso il tubo stazionario 5 nel dispositivo d'alimentazione 24, il quale permette di accelerare progressivamente il liquido portandolo nella camera 30, prima di entrare nei canali di distribuzione 23 attraverso i passaggi 29.

In Figura 3.7 (a) è illustrato un separatore a tenute ermetiche, nel quale il tubo di alimentazione è solidale con il tamburo. Con questa soluzione il fluido può essere alimentato in pressione, assicurando così il riempimento della camera di alimentazione. Un punto critico è la necessità di impiegare elementi di tenuta a contatto con gli elementi in rotazione, con problemi legati all'usura e al controllo della temperatura. In Figura 3.7 (b), invece, è illustrato un separatore a tenuta idraulica, il cui principio di funzionamento è illustrato in Figura 3.8: il prodotto entra nella camera di alimentazione 13 attraverso il tubo stazionario 9, il quale è fornito di un diaframma 18. Il fluido riempie la camera 16 e la camera 14 (attraverso il meato 17) fino alla posizione  $D_F$ . Siccome la camera 14 è alettata, il fluido ruota a maggior velocità di quello in camera 16, avendo così una maggiore densità apparente. Per mantenere l'equilibrio delle due colonne di liquido separate dal diaframma 18, il livello del liquido nella camera 16 deve essere maggiore. Un accurato dimensionamento permette il completo riempimento della camera 16, assicurando così un'accelerazione progressiva del fluido in ingresso, con una diminuzione del tasso d'energia dissipata e la creazione della tenuta idraulica.

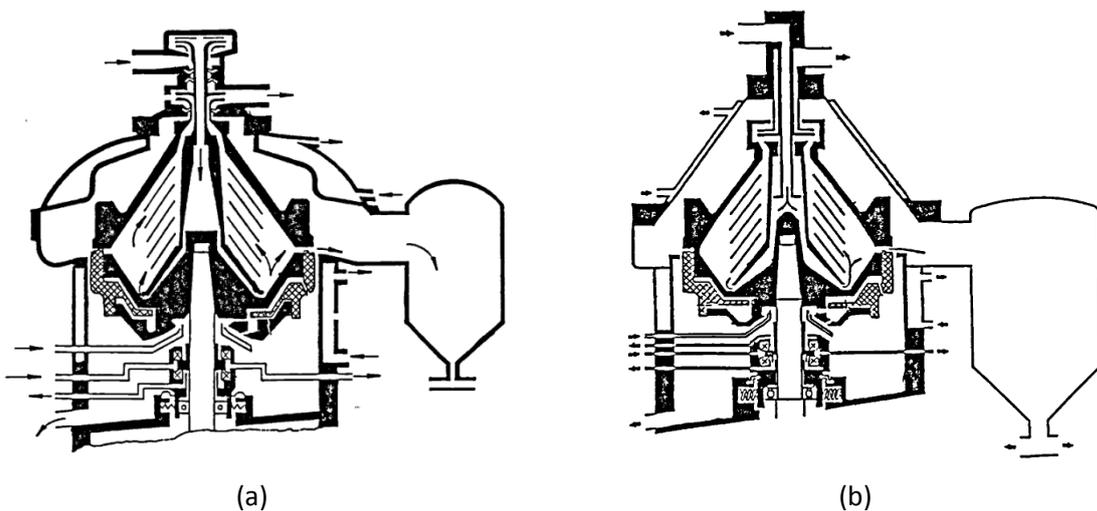


Figura 3.7: a) separatore a tenute ermetiche; b) separatore a tenuta idraulica (Mannweiler, 1989).

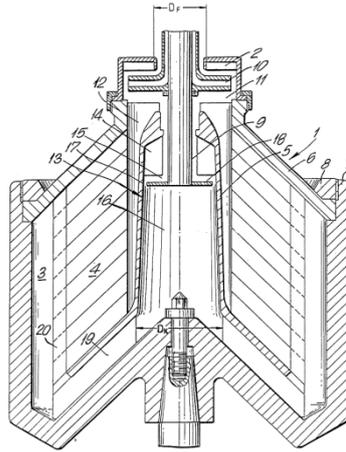


Figura 3.8: Tamburo a tenuta idraulica. La camera di alimentazione 16 è riempita grazie all'impiego di alette nella camera 14, separata da quella 16 dal diaframma 18 solidale con il tubo di alimentazione 9 (Bruning et alii, 1990).

Altri due esempi più recenti di tamburi a tenuta idraulica sono illustrati in Figura 3.9 (a) e in Figura 3.9 (b). Nel primo caso, una pila di dischi alettati 11 è impiegata per accelerare il fluido in ingresso, mentre nel secondo caso una coclea 17/18 solidale con il tamburo è l'elemento che accelera il flusso in ingresso e che nel contempo evita l'intasamento della camera di alimentazione con particelle solide.

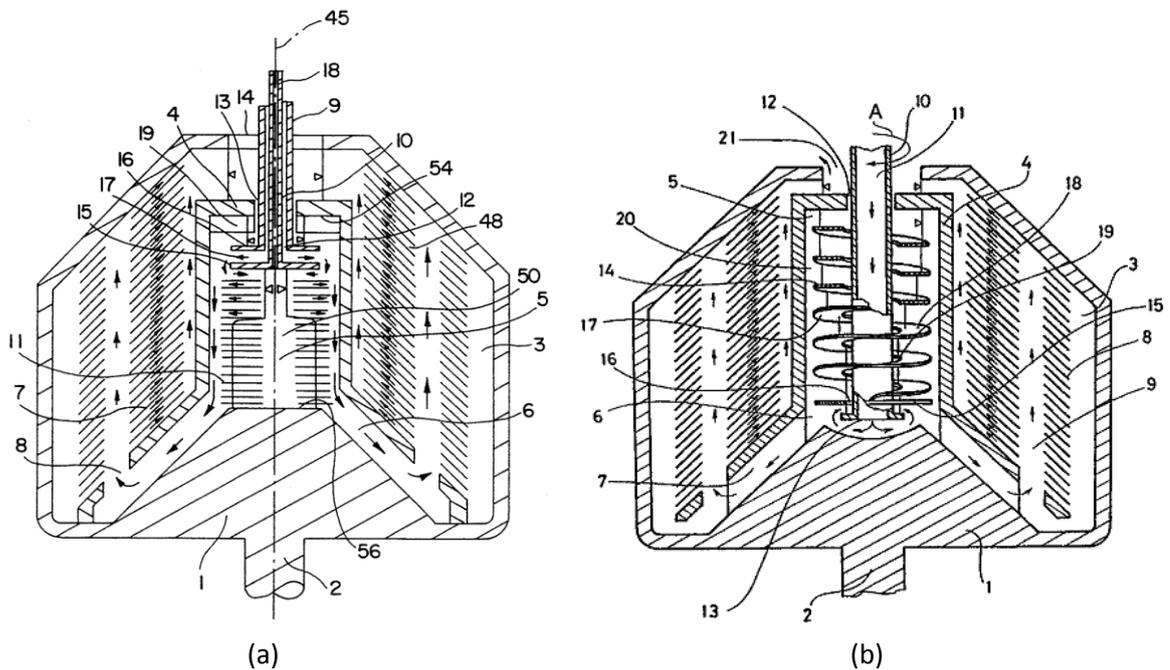


Figura 3.9: a) nella zona di alimentazione, un diaframma 15 convoglia il fluido nella camera di alimentazione 5, dove si trova una pila di dischi 11 dove il fluido è accelerato. (Borgström et alii, 1994a); b) il fluido che entra nella camera di alimentazione 5 attraverso il tubo stazionario 10 passa in parte attraverso il meato creato fra il diaframma 15 ed il tubo di alimentazione, ed è spostato verso l'alto dalla coclea 17/18 (solidale con il tamburo), la quale accelera il fluido, per finalmente entrare nella zona di separazione attraverso i canali 7 (Borgström et alii, 2003).

### 3.3 Distribuzione (pre-separazione)

La zona di distribuzione ha il compito di guidare il liquido alla zona di separazione e al contempo di accelerarlo ulteriormente. Per conferire velocità al liquido, il distributore è munito di canali in

forma di fori o d'alette radiali; l'orientamento dei canali può essere radiale, in avanti o all'indietro (vedi Figura 3.10). Inoltre, i canali possono essere a sezione costante, divergente o convergente. Dal punto di vista delle turbomacchine, si tratta di una girante o *impeller*, chiamata distributore e talvolta acceleratore nel gergo del settore; d'ora in poi si userà il termine distributore.

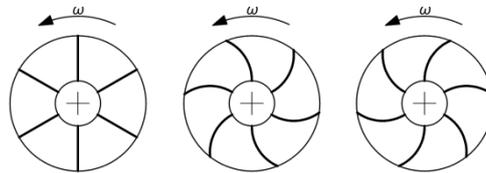


Figura 3.10: esempio di canali nel distributore creati da alette radiali (sinistra), in avanti (centro) e all'indietro (destra).

Leung e Shapiro (1996a, 1996b) e Leung (1998, 2007) hanno studiato l'effetto delle alette in distributori conici e piatti. L'efficienza d'accelerazione può essere espressa come:

$$\eta_a = \frac{u}{\omega r} \quad (3.8)$$

Dove  $r$  è la velocità tangenziale del liquido nella posizione  $r$ , vedi Figura 3.11 (a) (con  $\omega = \Omega$ ,  $r = R$ ). La forza centrifuga è espressa da:

$$G = \frac{u^2}{r} = \omega^2 r \eta_a^2$$

Quando  $\eta_a = 100\%$  allora  $G = \omega^2 r$ . Possiamo allora definire l'efficienza della forza centrifuga  $\eta_G$  come il rapporto fra l'effettiva velocità tangenziale del fluido  $u$  la velocità tangenziale in condizioni di rotazione di corpo rigido:

$$\eta_G = \frac{u^2/r}{\omega^2 r} = \eta_a^2 \quad (3.9)$$

Questa valutazione è valida per i valori di  $u$  e di  $r$  all'uscita del distributore.

Nel caso di pale radiali, Figura 3.11 (a), la componente radiale  $W$  della velocità in uscita è molto elevata, e può creare turbolenza e disturbare la fase solida depositata nella camera di sedimentazione. L'angolo di attacco delle alette, pari a  $90^\circ$  nella zona d'ingresso, può provocare elevati sforzi di taglio nel liquido con gli svantaggi citati in precedenza.

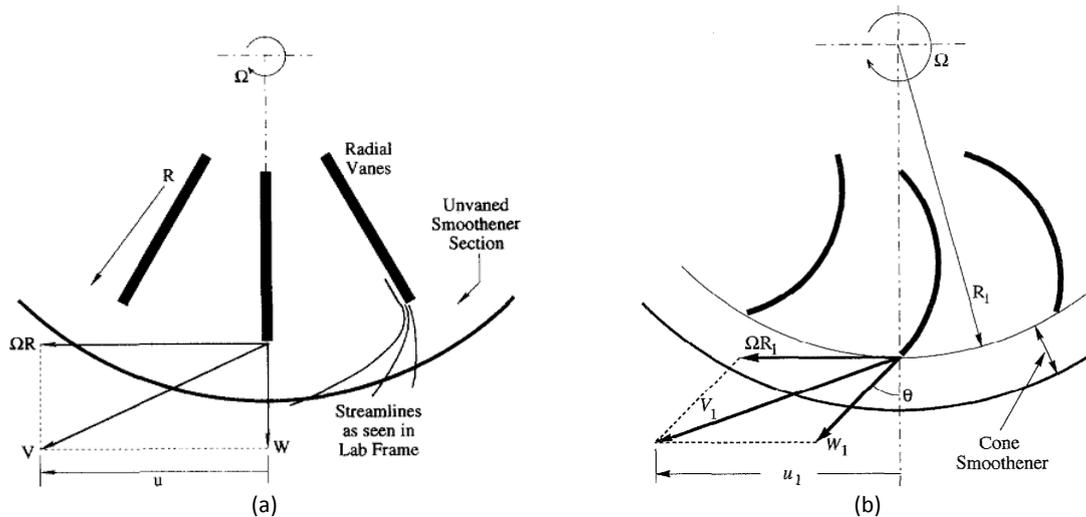


Figura 3.11: triangoli di velocità per un distributore (girante) con alette radiali (a) (Leung e Shapiro, 1996a) e con alette in avanti (Leung e Shapiro, 1996b).

In Figura 3.11 (b) è illustrato un distributore (girante) con alette in avanti. Tramite la forza centrifuga le alette accelerano il fluido il quale esce nella posizione  $R_1$  con una velocità relativa  $W_1$  la quale è minore di  $\Omega R_1$ . La somma vettoriale di queste due velocità risulta nella velocità assoluta  $V_1$  vista nel sistema di riferimento inerziale; la componente tangenziale di  $V_1$  è maggiore di  $\Omega R_1$ , ovvero  $\eta_a > 100\%$ .

L'efficienza dell'accelerazione del distributore è funzione dell'angolo d'uscita  $\theta$  delle alette e delle perdite d'attrito verificatesi nel passaggio del liquido attraverso le condotte. In Figura 3.12 (a) sono illustrati i risultati sperimentali di  $\eta_a$  in funzione della portata d'alimentazione eseguiti da Leung e Shapiro (1996a) per un distributore munito di alette radiali, mentre in Figura 3.12 (b) è tracciata  $\eta_a$  in funzione di  $\theta$  e del coefficiente di perdita delle alette  $C_{vane}$ , espresso come il rapporto fra la perdita di carico della condotta e l'energia cinetica (Leung e Shapiro, 1996b).

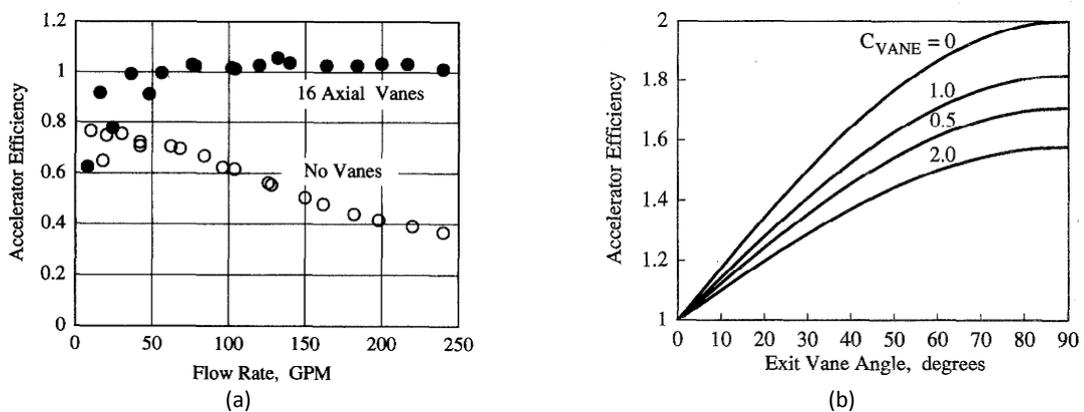


Figura 3.12: (a)  $\eta_a$  in funzione della portata per un distributore fornito di 16 alette radiali (Leung e Shapiro 1996a); (b)  $\eta_a$  di un distributore con alette in avanti in funzione dell'angolo d'uscita  $\theta$  e del coefficiente di perdita delle alette  $C_{vane}$  (Leung e Shapiro, 1996b).

Dalla Figura 3.12 è evidente che  $\eta_a$  può essere ben superiore del 100 %, con un maggior conferimento di energia specifica di tipo cinetica al fluido (Minelli, 1984), la quale si rivela un vantaggio nella separazione.

A questo punto è opportuno soffermarsi nella descrizione del flusso all'interno di una condotta in rotazione; il problema è di grande interesse poiché si verifica in svariate applicazioni, comprese le turbomacchine, ed è stato l'oggetto di diverse ricerche. Sia i fenomeni avveviti<sup>4</sup> che quelli convettivi<sup>5</sup> sono stati studiati da diversi ricercatori.

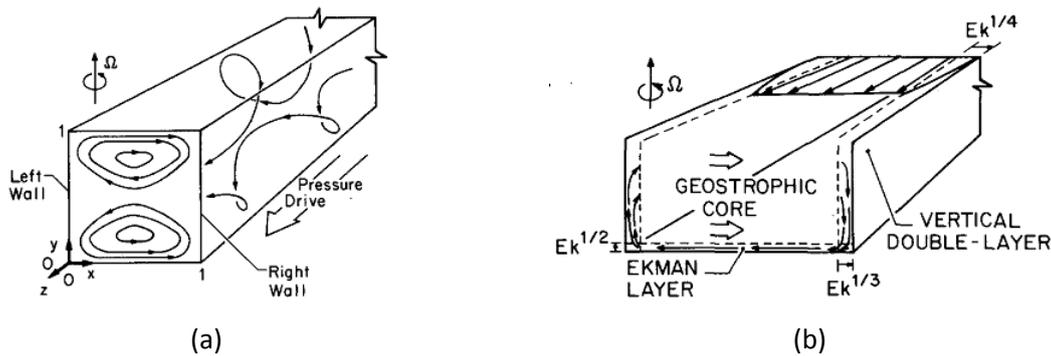


Figura 3.13: (a) flusso generico attraverso una condotta di sezione quadra in rotazione; (b) flusso vicino ai limiti asintotici in un canale soggetto a elevata rotazione (la metà inferiore del canale è visualizzata), (Khesghi e Scriven, 1985).

A questo scopo, considereremo lo studio realizzato da Khesghi e Scriven (1985), nel quale il flusso di un fluido Newtoniano incomprimibile, spinto da un gradiente di pressione attraverso un canale di sezione quadra soggetto a rotazione intorno a un asse perpendicolare alla sua superficie superiore (vedi Figura 3.13 (a)) è stato analizzato con il metodo degli elementi finiti.

Nel caso limite di elevata rotazione, con  $Ek \rightarrow 0$  e  $Ro \ll EK^{1/2}$ , il flusso all'interno della condotta è geostrofico. Esso è circondato, con riferimento alla Figura 3.13 (b), da strati orizzontali di Ekman di spessore proporzionale a  $E^{1/2}$  lungo la superficie superiore e inferiore della condotta e strati verticali "doppi" di spessore proporzionale a  $E^{1/3}$  e  $E^{1/4}$  lungo le superfici laterali. Il fluido nel nucleo geostrofico, spinto dal gradiente di pressione, si sposta assialmente con flusso a pistone (*plug flow*). La forza di Coriolis sposta lentamente il liquido da sinistra verso destra; l'aumento di pressione generato da questo spostamento di liquido nel nucleo "pompa" fluido da destra a sinistra negli strati di Ekman orizzontali. Del fluido viene trasportato dal nucleo allo strato di Ekman lungo la parete destra, chiamata anche lato di pressione, e dallo strato di Ekman verso il

<sup>4</sup> Acluni esempi sono: Smirnov e Yurkin, 1983; Khesghi e Scriven, 1985; Chen et alii, 1996; Lee e Baek, 2002; Zhang et alii, 2001; Mårtebssib et alii, 2002; Qin e Pletcher, 2007.

<sup>5</sup> Fann e Yang, 1994a, 1994b; Qin e Pletcher, 2006; Claeysson et alii, 2009; Cheng et alii, 2010; Wahiduzzaman et alii, 2013.

nucleo lungo la parete sinistra, chiamata anche lato d'aspirazione, attraverso lo strato verticale di spessore  $E^{1/3}$ .

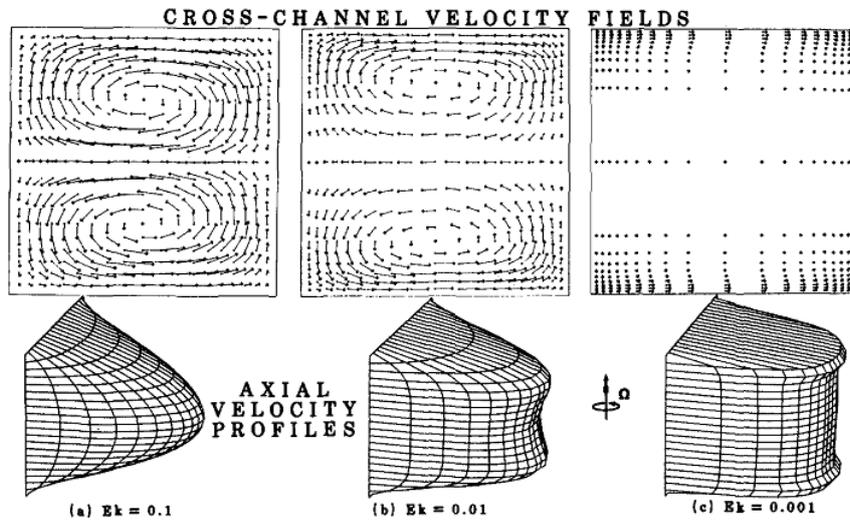


Figura 3.14: effetto della velocità angolare sulla struttura del flusso assiale e tangenziale all'interno di una condotta in rotazione con  $Ro = 0$  (Khesghi e Scriven, 1985).

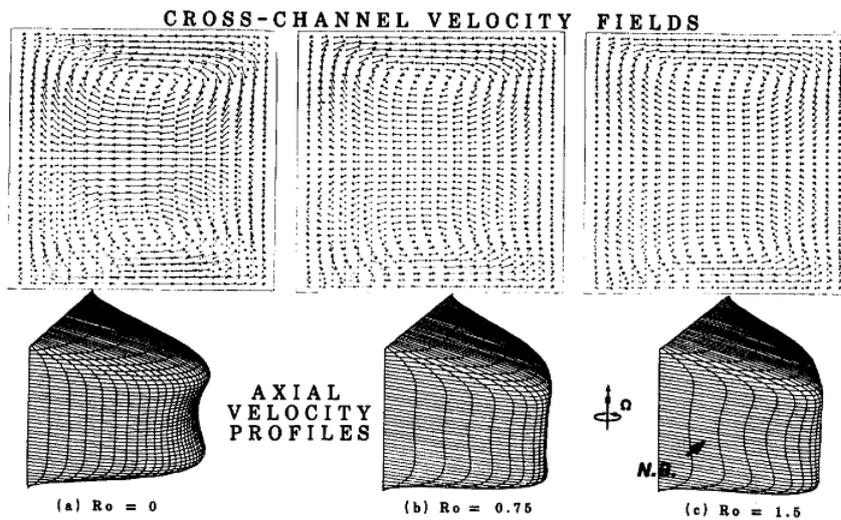


Figura 3.15: effetto dell'inerzia avvertiva nella struttura del flusso assiale e tangenziale all'interno di una condotta in rotazione con  $Ek = 0.01$  (Khesghi e Scriven, 1985).

In Figura 3.14 sono illustrati i campi di velocità trasversale e assiale all'interno della condotta con effetto dell'inerzia avvertiva è trascurabile ( $Ro = 0$ ) per diversi valori di  $Ek$ . All'aumentare della velocità, gli strati di Ekman diventano più sottili e il flusso geostrofico più stabile.

Una struttura di flusso con un nucleo inviscido e ageostrofico con la presenza di due vortici si manifesta quando le forze di Coriolis e dell'inerzia avvertiva sono forti. In Figura 3.15 sono illustrati i campi di velocità trasversale e assiale all'interno della condotta con  $Ek = 0.01$  e diversi valori di  $Ro$ . All'aumentare dell'inerzia avvertiva il flusso trasversale diminuisce ma persistono i due vortici.

Un'ulteriore aumento della forza d'inerzia avvertiva genera una struttura di flusso instabile (Khesghi e Scriven, 1985), vedi Figura 3.16.

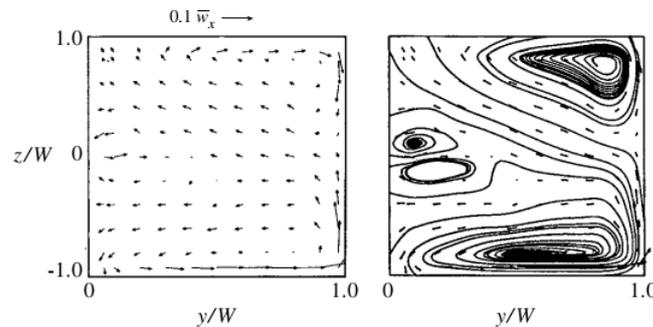


Figura 3.16: flusso turbolento all'interno di una condotta di sezione quadra in rotazione, dove  $Ro = 10,6$  e  $Ek = 1 \times 10^{-4}$  con velocità trasversali a sinistra e linee di corrente a destra (McFarlane et alii, 1998).

Per quanto riguarda il distributore, è interessante lo studio fatto sui diffusori divergenti; per informazione più dettagliata si rimanda alle fonti<sup>6</sup>.

Una breve nota d'interesse riguarda il comportamento del fluido nella zona d'uscita del distributore. Considerando una condotta divergente formata da due alette radiali, vedi Figura 3.17, ci si accorge che nella zona esterna alle alette non esiste una differenza di pressione fra il lato di pressione e il lato di aspirazione delle alette; in questa zona la forza di Coriolis sposta il liquido verso il lato di pressione, con una velocità relativa risultante diretta in senso opposto a quello di rotazione. In Figura 3.17 è illustrato il passaggio fra il flusso radiale all'interno della condotta e il flusso assialsimmetrico nella zona esterna, mentre in Figura 3.18 sono illustrati i contorni del modulo di velocità relativa in questa zona.

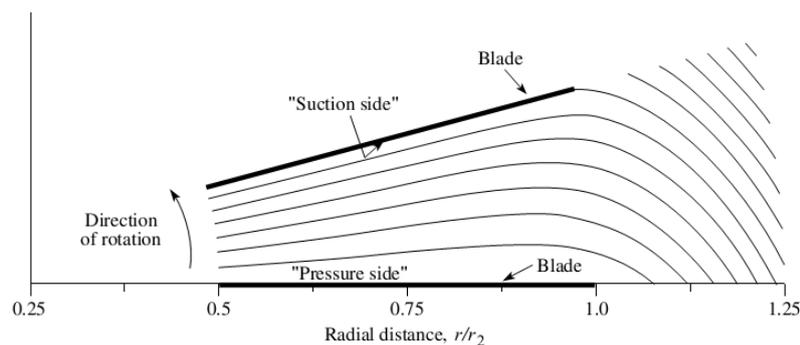


Figura 3.17: linee di flusso per un flusso inviscido bidimensionale in una condotta divergente in rotazione (Greitzer, 2004).

<sup>6</sup> Alcuni esempi sono: Majudmar e Spalding, 1978; Di Sante et alii, 2006; Di Sante e Van den Braembussche, 2007, 2010.

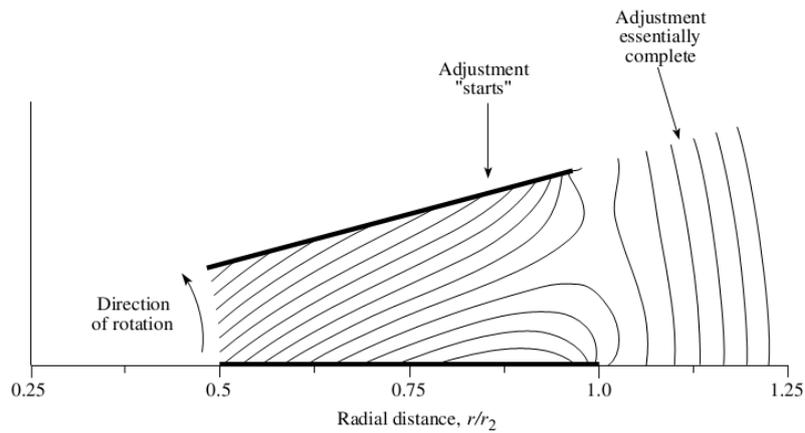


Figura 3.18: contorni del modulo di velocità relativa in una condotta divergente bi-dimensionale,  $Ro = 0,8$  (Greitzer, 2004).

Una nota importante riguarda il lavoro effettuato da Schaflinger (Schaflinger et alii, 1986; Schaflinger, 1990), il quale sarà esposto nei prossimi paragrafi.

Boycott è stato il primo a descrivere l'accelerazione della sedimentazione gravitazionale in presenza di pareti inclinate nel 1920, dopo aver osservato che i corpuscoli del sangue si separavano più velocemente in una provetta inclinata. Questo fenomeno è dovuto alla formazione di un flusso avvertivo azionato dal galleggiamento, vedi Figura 3.19.

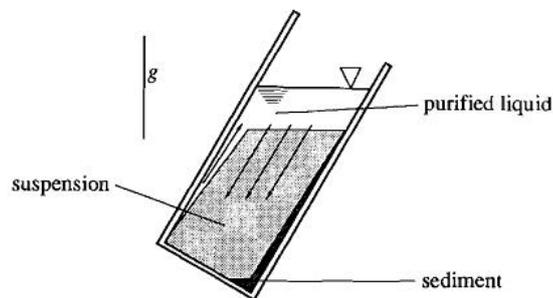


Figura 19: schema di un separatore gravitazionale a pareti inclinate (Schaflinger, 1990).

In un fluido in rotazione, quando l'effetto della forza di Coriolis è predominante, e trascurando l'influenza degli strati di Ekman, il flusso nel nucleo del liquido non è influenzato dalla geometria del contenitore (vedi Figura 3.20 (a)), e una pila di dischi conici non può aumentare la velocità di separazione come nel caso delle pareti inclinate nella separazione gravitazionale. Quando il moto circolare del fluido viene bloccato con una barriera meridionale (Figura 3.20 (b)) oppure quando lo spazio fra i dischi è talmente piccolo per far sì che le forze di taglio diventino importanti nell'intero dominio, la separazione centrifuga diventa più sensibile alla morfologia del tamburo.



Figura 3.20: separazione di due fasi all'interno di un contenitore conico senza (a) e con una barriera meridionale (b) (Amberg e Greenspan, 1987).

La forza di Coriolis ha normalmente un effetto negativo nell'efficienza di un separatore centrifugo. Prendendo come esempio un tamburo cilindrico, essa provoca un moto retrogrado della fase più pesante, con una riduzione delle forze fittizie e un aumento del tempo di separazione.

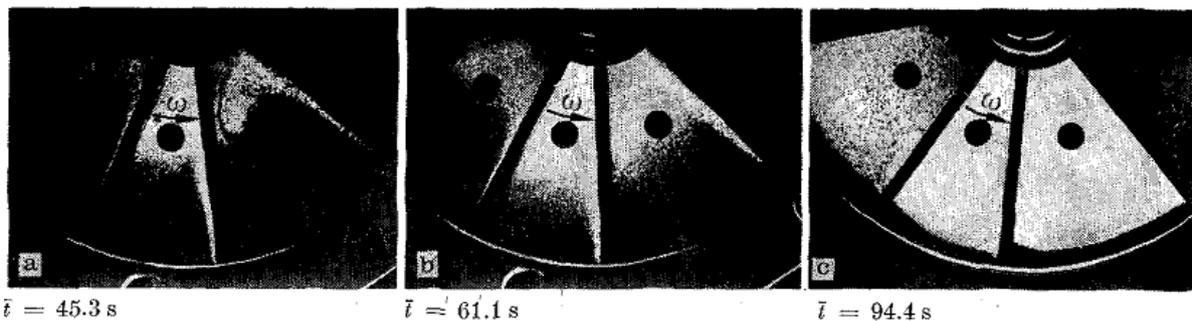


Figura 3.21: sedimentazione di particelle in settori circolari con angoli di 30° e 45° in un tamburo cilindrico (Schaflinger et alii, 1986).

Tramite l'impiego di barriere settoriali il moto retrogrado può essere diminuito, e all'interno di ogni settore circolare un flusso avvertivo della fase continua è generato, un piccolo strato di liquido chiarificato emerge dietro ogni parete frontale, e la continuità risulta in una separazione più veloce. Si può parlare, allora, di un fenomeno secondario di Boycott dove il gradiente di pressione varia in direzione radiale e azimutale, e di conseguenza nasce un gradiente di concentrazione. Inoltre, la separazione è più veloce quando l'angolo del settore circolare è più piccolo, vedi Figura 3.21.

Questi fenomeni, elencati da Schaflinger (1990), erano già stati studiati<sup>7</sup> e noti nell'industria<sup>8</sup>. L'innovazione introdotta da Schaflinger risiede nella morfologia delle barriere:

<sup>7</sup> Alcuni esempi sono: Amberg e Greenspan, 1987; Dahlkild e Greenspan, 1989; Amberg, 1990.

<sup>8</sup> Alcuni esempi sono: Ohlsson, 1903; Uri, 1985.

An even more enhanced separation can be achieved if the compartment walls are not radially inserted but are swung in the direction of rotation. In this case the Coriolis and the centrifugal force cause the convective flow and the separation process is not subject to the counteracting influence of the Ekman layers that occur in conically shaped centrifuges.<sup>9</sup>

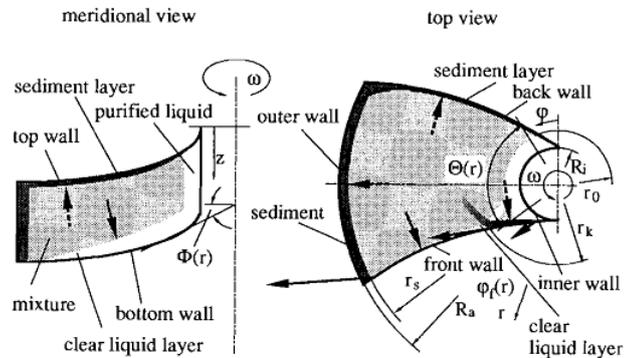


Figura 3.22: condizioni al contorno in un settore arbitrario; linee tratteggiate:  $j_n = 0$ ; linee punteggiate:  $j_{2n} = 0$ ; linee continue: forze di massa che agiscono sulla fase dispersa nella parete frontale (Schaflinger, 1990).

In Figura 3.22 sono illustrate le diverse condizioni al contorno nelle pareti di un settore arbitrario. Il flusso normale  $j_n$  si annulla quando entra in contatto con il sedimento nella parete esterna (*outer wall*) e nella parete posteriore (*back wall*). Nella parete inclinata inferiore (*bottom wall*), invece, il flusso normale di fase dispersa (più pesante)  $j_{2n}$  è anche nullo. In funzione della geometria del settore e dei parametri di funzionamento, due condizioni al contorno si possono verificare sulla parete anteriore (*front wall*): all'interno di una zona compresa fra i raggi  $R_i < r < r_k$  la forza di Coriolis può non essere sufficientemente forte da allontanare la fase dispersa dalla parete, e per questo motivo sedimento può essere ivi depositato, con l'annullamento del flusso normale  $j_n$ . Nella zona compresa fra i raggi  $r_k < r < R_a$  la forza di Coriolis rimuove la fase dispersa dalla parete anteriore, e uno strato limite di liquido chiarificato si forma, dove il flusso normale di fase dispersa  $j_{2n}$  è nullo. Nel raggio critico  $r_k$  la forza di massa che agisce sulla fase dispersa è tangenziale alla parete anteriore e al flusso della fase continua  $j_{1n}$ , il quale è anche nullo in questa posizione. Lo strato liquido e lo strato di sedimento interagiscono in questa zona, con risospensione della fase sedimentata, risultando in un flusso molto instabile. È da notare che la morfologia della parete superiore (*top wall*) e della parete inferiore illustrate in Figura 3.22 ha lo stesso effetto.

<sup>9</sup> "Si può ottenere una migliore separazione se le barriere non sono inserite radialmente ma invece sono arcuate nella direzione della rotazione. In questo modo, la forza di Coriolis e la forza centrifuga provocano il flusso convettivo (avvettivo) e il processo di separazione non è più soggetto all'influenza contrastante degli strati di Ekman che si manifesta nelle centrifughe di morfologia conica", Schaflinger, 1990.

Questi risultati riguardano un funzionamento discontinuo (a lotti), ovvero, senza fenomeni avvettivi, ma dagli argomenti trattati in precedenza, diventa chiaro che un dimensionamento adeguato, con valori ridotti di  $Ro$  potrebbe confermare la possibilità di sfruttare il distributore per effettuare una pre-separazione prima del passaggio del prodotto attraverso la pila di dischi.

L'effetto della pre-separazione nella zona di distribuzione è ulteriormente confermato dal brevetto US 4,930,412 (Stroucken, 1990) depositato dalla Alfa Lava illustrato in Figura 3.23. In esso, facendo riferimento alla Figura 3.23 (a), la camera di alimentazione 16 e il distributore 18/19/20 si trovano nella porzione superiore del tamburo, contrariamente a quanto visto in precedenza. Il fluido, alimentato dall'alto, entra nella camera di separazione 13 e nella pila di dischi 21; la fase pesante viene raccolta nei passaggi 29 e convogliata tramite i tubi 32, per uscire finalmente attraverso le aperture 34, mentre la fase pesante viene convogliata attraverso i passaggi 24 per uscire infine attraverso i fori 27. In Figura 3.23 (b) è illustrato il distributore di forma tronco-conica e munito di alette radiali 39; i passaggi 38 e 23 per l'uscita della fase pesante e della fase leggera, rispettivamente, sono da evidenziare.

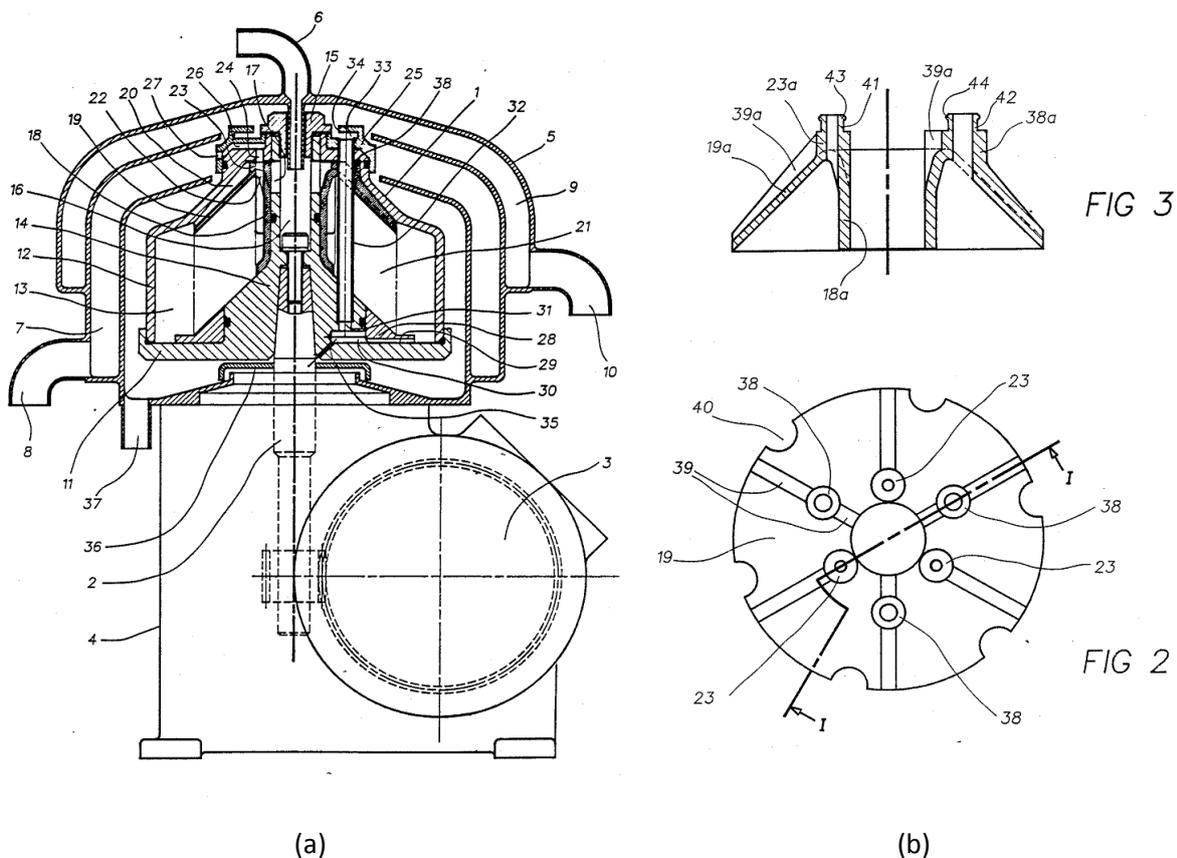


Figura 3.23: (a) separatore con il distributore 18/19/20 nella zona superiore; (b) cono diviso alettato (Stroucken, 1990).

Questa particolare morfologia permette di sfruttare al massimo la pre-separazione che si verifica nel distributore. La fase pesante che si separa nella zona di distribuzione può scivolare

indisturbata lungo le pareti esterne delle condotte di alimentazione direttamente nella zona più esterna della camera di sedimentazione senza passare attraverso la pila di dischi; in questo modo non si incrociano i flussi della fase pesante pre-separata e del resto del liquido.

Un altro esempio, in questo caso indiretto, dell'effetto della pre-separazione nel distributore è il brevetto US 2011/0215044 A1 (MacKel et alii, 2011), vedi Figura 3.24.

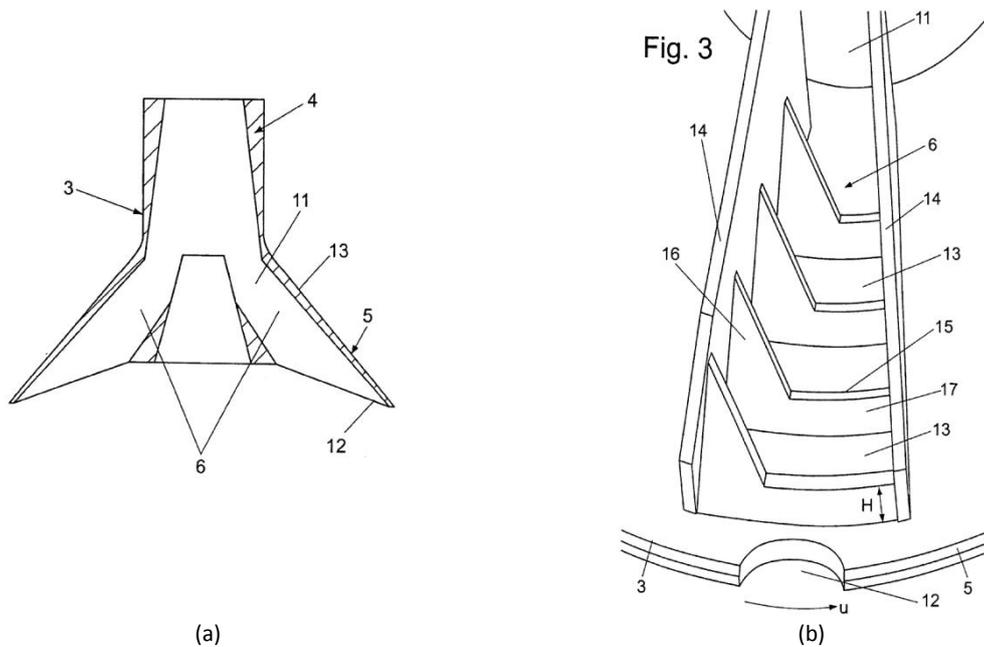


Figura 3.24: (a) distributore alettato; (b) canale alettato con dighe di ritegno (MacKel et alii, 2011).

In esso sono proposte delle dighe di ritegno per il trattenimento di fase solida con lo scopo di proteggere il distributore, ed in particolare la superficie interna 13 (Figura 3.24 (b)) dall'abrasione di particelle solide. Questo, comunque, ammette una pre-separazione nel distributore e inoltre la morfologia delle dighe conferma l'effetto della forza di Coriolis e le zone di accumulo dei solidi descritti da Schaflinger.

### 3.4 Camera di sedimentazione

Questa zona è un anello cilindrico di liquido in rotazione con un flusso assiale ridotto. La forza di Coriolis è responsabile del moto retrogrado del fluido rispetto alla direzione di rotazione (nel sistema di riferimento non-inerziale), in particolare della fase più pesante, vedi Figura 3.25.

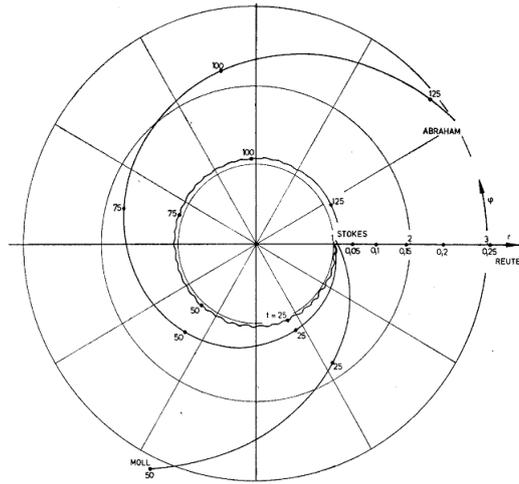


Figura 3.25: traiettoria orizzontale di una sfera all'interno di un fluido in rotazione (Moll, 1973).

Lavori recenti effettuati da Romání Fernández e Nirschl (2008, 2009, 2010, 2013) e da Jain et alii (2005), forniscono informazioni interessanti circa la fluidodinamica all'interno di un separatore centrifugo grazie all'utilizzo della fluidodinamica computazionale.

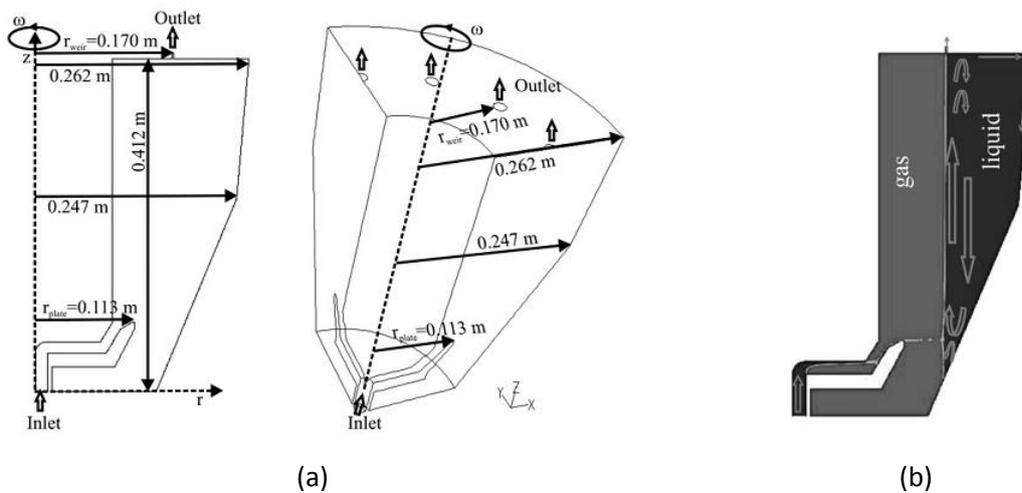


Figura 3.26: (a) geometria del tamburo in 2D e 3D; (b) distribuzione di gas e liquido dentro il tamburo dove le frecce rappresentano il flusso principale (Romání Fernández e Nirschl, 2009).

In Figura 3.26 (a) è illustrato un tamburo senza dischi impiegato per la separazione di particelle solide da un liquido, e in Figura 3.26 (b) è illustrata la distribuzione di gas e di liquido all'interno del tamburo, così come il flusso all'interno di esso; è interessante notare che in vicinanza dell'interfaccia c'è un ricircolo della fase liquida.

In Figura 3.27 è illustrata la mappatura della velocità assiale all'interno del tamburo, così come la velocità assiale della fase liquida in funzione della posizione radiale. Il ricircolo in vicinanza dell'interfaccia è confermato dalle velocità negative.

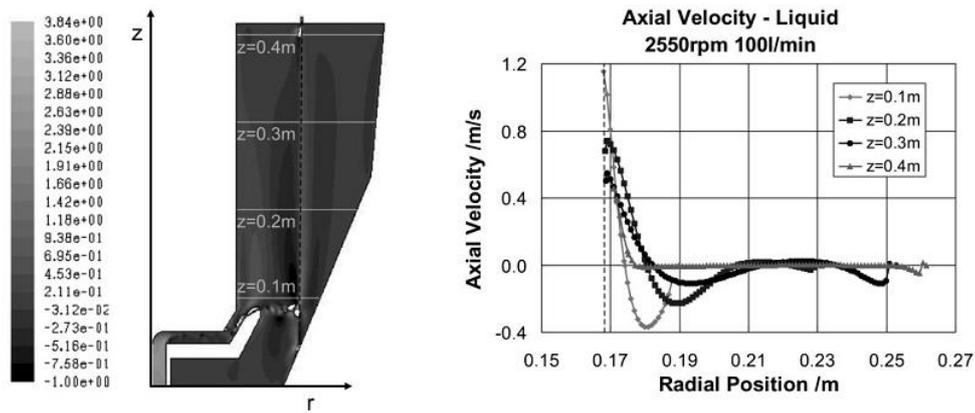


Figura 3.27: mappatura della velocità assiale (sinistra) e velocità assiale del liquido in funzione della posizione radiale per diverse posizioni assiali (destra) (Romaní Fernández e Nirschl, 2009).

Infine, in Figura 3.28 (a) sono illustrate le traiettorie di particelle di diverse dimensioni. È da notare l'andamento elicoidale delle traiettorie, dovuto alla forza di Coriolis, così come al moto assiale, soggetto al campo di flusso illustrato nelle Figure 3.26 e 3.27. Le particelle più grandi si sedimentano prima, mentre quelle più piccole escono con l'effluente.

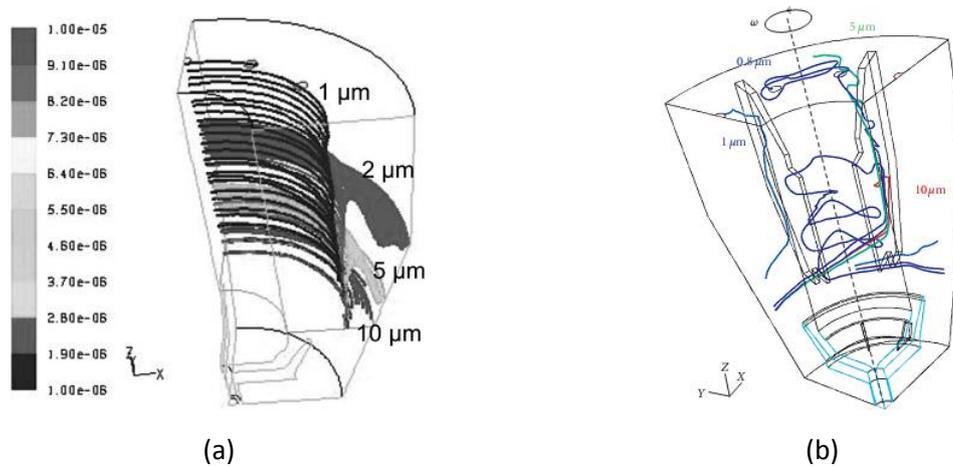


Figura 3.28: (a) traiettoria delle particelle all'interno del tamburo (Romaní Fernández e Nirschl, 2009); (b) traiettoria delle particelle all'interno del tamburo alettato (Romaní Fernández e Nirschl, 2010).

Come è stato detto, la velocità tangenziale del liquido in questa zona è inferiore alla velocità di rotazione del tamburo. Una soluzione, già elencata nei paragrafi precedenti, è l'utilizzo di alette radiali. Quando queste alette non sono continue fra il diametro interno e quello esterno del tamburo creano delle turbolenze e il ricircolo delle particelle più fini (Romaní Fernández e Nirschl, 2010), pur portando il liquido a velocità di corpo solido<sup>10</sup>. Inoltre, il valore della portata di alimentazione può essere responsabile delle instabilità. In Figura 3.28 (b) sono illustrate le traiettorie di particelle di diverse dimensioni all'interno di un tamburo alettato.

<sup>10</sup> Vedi anche Bogoryad e Lavrova, 2007, 2013.

Il profilo del sedimento depositatosi in questa camera è funzione della reologia della fase solida. Stahl et alii (2008) e Spelter e Nirschl (2009a, 2009b) hanno studiato il profilo di sedimentazione all'interno di centrifughe tubolari.

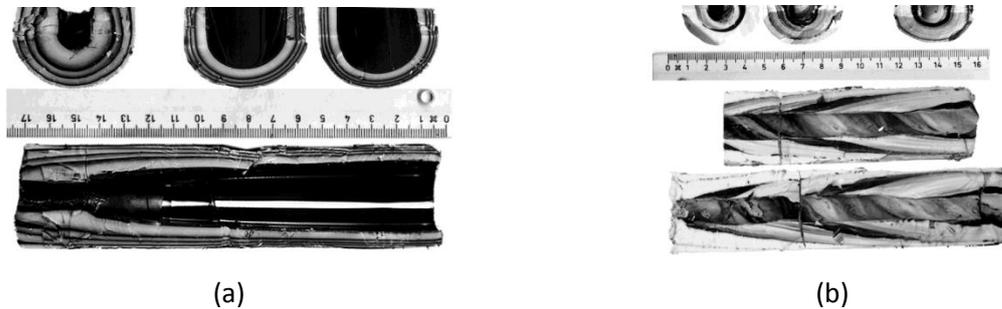


Figura 3.29: profilo di sedimentazione di ossido di silicio (a) e di cellule di lievito (b) (Spelter e Nirschl, 2009b).

In Figura 3.29 sono illustrati due profili di sedimentazione; è interessante notare i diversi strati con i loro profili caratteristici.

### 3.5 Separazione – pila di dischi

Generalmente il flusso fra i dischi, i quali suddividono il volume all'interno del tamburo in strati sottili, è laminare e il numero di Reynolds per la transizione a flusso turbolento aumenta con la diminuzione della spaziatura fra i dischi e con l'aumento della velocità di rotazione (Axelsson e Madsen, 2006).

La fase continua è spinta verso l'asse di rotazione da un gradiente di pressione mentre la fase più pesante si separa quando entra in contatto con la superficie inferiore di un disco. Il moto della particella è influenzato dalla forza centrifuga e dal trascinamento liquido, mentre il flusso della fase continua è determinato dall'interazione fra le forze inerziali, d'attrito e di Coriolis.

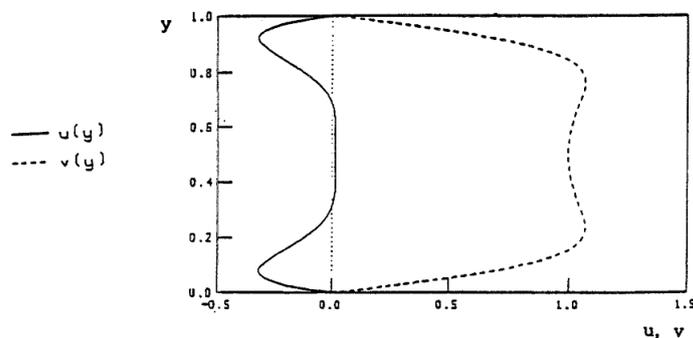


Figura 3.30: profilo di velocità fra due dischi assialsimmetrici con  $u$  velocità meridiana e  $v$  velocità tangenziale.  $y$  è la coordinata normale alla superficie del disco (Borgström et alii, 1994b).

Se consideriamo il flusso fra due dischi piani in rotazione leggermente spazati fra di loro, vedremo che per numeri piccoli di  $Ek$  si formano degli strati di Ekman in vicinanza delle superfici inferiore e superiore, mentre nella zona centrale si crea un flusso geostrofico. È interessante

notare come in questo caso la direzione del flusso sia funzione della posizione fra i dischi: l'unico trasporto netto di liquido occorre negli strati di Ekman, mentre il flusso geostrofico gira intorno all'asse di rotazione (Borgström et alii, 1994b), vedi Figura 3.30.

Per questo motivo, i dischi sono forniti di una pluralità di alette le quali sono responsabili in parte del trasporto di liquido verso l'asse di rotazione (forse qui è opportuno ricordare l'effetto secondario di Boycott descritto da Schaflinger). Borgström et alii (1994b), Breitling et alii (2003) e Janoske e Piesche (1998, 1999, 2000) hanno studiato in modo sperimentale e numerico il flusso fra dischi tronco-conici, con e senza alettature. In Figura 3.31 sono illustrate le instabilità che si possono verificare fra i dischi.

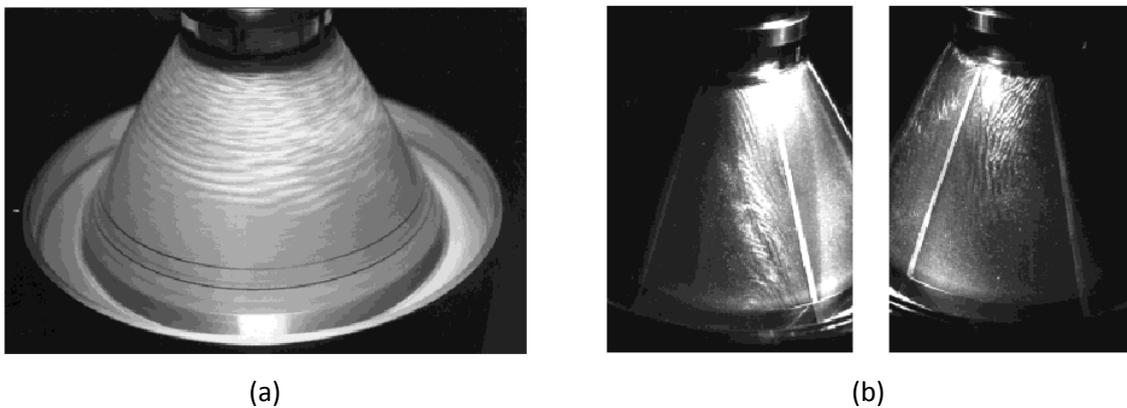


Figura 3.31: (a) instabilità fra due dischi tronco-conici assialsimmetrici (Janoske e Piesche, 1999); (b) instabilità fra due dischi tronco-conici alettati (Janoske e Piesche, 2000).

Un passo ulteriore riguarda l'analisi del profilo di flusso tangenziale e meridiano fra i dischi, il quale è determinato con il parametro adimensionale  $\lambda$  (Wang et alii, 2003):

$$\lambda = h \sqrt{\frac{\omega \sin \alpha}{\nu}}$$

Dove  $h$  è la distanza fra i dischi (m),  $\omega$  è la velocità angolare ( $s^{-1}$ ),  $\alpha$  è l'angolo d'inclinazione dei dischi e  $\nu$  è la viscosità cinematica della fase continua ( $m^2/s$ ).

Quando  $\lambda$  è piccolo le distribuzioni di velocità sono paraboliche, ma per valori maggiori di cinque (riscontrati spesso nei separatori), il profilo si deforma (Axelsson e Madsen, 2006). Questa deformazione è più accentuata nel profilo della velocità meridiana, dove la velocità aumenta considerevolmente negli strati di Ekman in vicinanza delle superfici superiore e inferiore, mentre nella posizione centrale la velocità è praticamente nulla. Un ulteriore aumento di  $\lambda$  provoca addirittura un contro flusso nella zona centrale, vedi Figura 3.32.

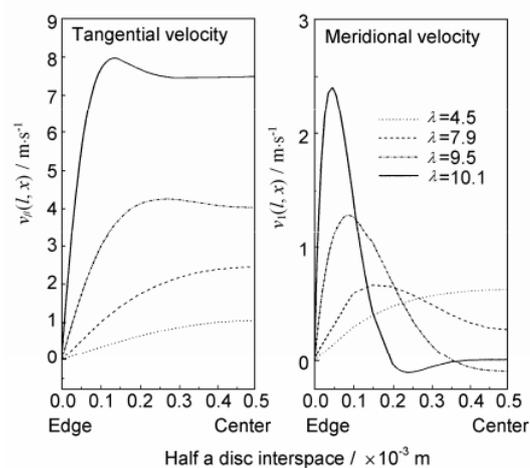


Figura 3.32: profilo di velocità tangenziale e meridiana in funzione di  $\lambda$  (Wang et alii, 2003).

Nel caso di valori elevati di  $\lambda$  il trasporto netto di liquido verso l'asse di rotazione avviene quasi esclusivamente negli strati di Ekman. Questo fenomeno può avere un impatto negativo sulla separazione, poiché le particelle più dense che si sono depositate nelle superfici inferiori dei dischi sono soggette a sforzi di taglio diretti verso l'asse di rotazione, con il rischio di essere trascinate insieme alla fase continua o di essere risospese.

Fra gli strati di Ekman si trova la zona geostrofica le cui linee di flusso rilevate sperimentalmente sono illustrate in Figura 3.33.

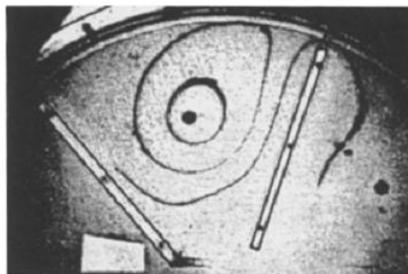


Figura 3.33: linee di flusso nella zona geostrofica (Borgström et alii, 1994b).

I profili di velocità all'interno di settori di dischi alettati generati numericamente da Janoske e Piesche (1998) sono interessanti in quanto riportano ai risultati postulati da Kheshgi e Scriven (1985) per condotte di sezione quadra in rotazione. Bisogna puntualizzare, però, che il senso del flusso della fase continua determina la morfologia finale del flusso. Il flusso geostrofico della fase continua si muove sostanzialmente in senso azimutale e incontra attrito nelle superfici inferiore e superiore, con la formazione degli strati di Ekman. Quando il flusso è diretto verso l'asse di rotazione la componente tangenziale della velocità nella zona geostrofica è maggiore di quella dei dischi per via della conservazione della quantità di moto, vedi Figura 3.34, e la parete di pressione e la parete di aspirazione invertono di posizione rispetto a quanto descritto da Kheshgi e Scriven (1985). In queste condizioni, la componente radiale della velocità negli strati di Ekman è diretta

anch'essa verso l'asse di rotazione. Quando il flusso nello strato geostrofico si muove a una velocità tangenziale minore dei dischi, invece (ovvero quando il flusso della fase continua si verifica dall'interno verso l'esterno del tamburo), il liquido negli strati di Ekman si sposta verso l'esterno (Borgström et alii, 1989b). Infatti, la direzione radiale del flusso della fase continua è determinata dalla zona di alimentazione e da quella di estrazione; nella separazione di acqua da gasolio e olio, il flusso della fase continua (leggera) è diretto verso l'asse di rotazione.

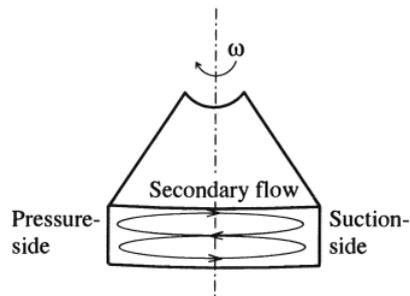


Figura 3.34: flusso secondario in un settore fra due dischi quando il flusso della fase continua è diretto verso l'asse di rotazione. È interessante notare come il lato di pressione e quello di aspirazione siano invertiti rispetto al caso di flusso verso l'esterno (Janoske e Piesche, 1998).

Borgström et alii (1989b) hanno proposto l'impiego di dischi con una superficie superiore rugosa per ottenere una redistribuzione del flusso radiale, minimizzando il trasporto lungo la superficie di sedimentazione e aumentando quello attraverso la superficie rugosa, vedi Figura 3.35.

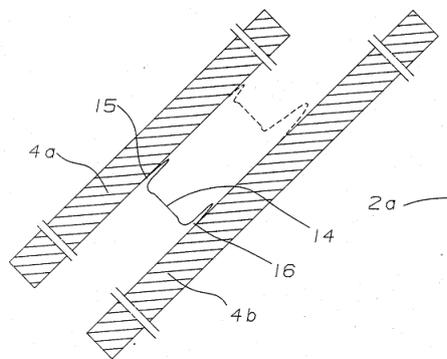


Figura 3.35: profilo di velocità radiale fra dischi in condizioni normali (linea continua) e con la superficie superiore del disco con rugosità (linea tratteggiata) (Borgström et alii, 1989b).

Ullmann e Schoneberg (2007) hanno proposto il trattamento superficiale di certe zone del disco per modificare l'energia di superficie, modificando così il comportamento a contatto con i prodotti trattati.

Una tendenza attuale è quella di progettare i dischi in pacchetto e non più singolarmente, oppure nell'integrarli il più possibile alla struttura del tamburo per ridurre la quantità di componenti da

montare, facilitando così le attività di produzione e manutenzione<sup>11</sup>. Heinrich (2010) ha addirittura brevettato una pila di dischi fatta di un solo pezzo.

### 3.6 Uscite

Il flusso nel *paring-disc* è molto turbolento, con il conseguente mescolamento di aria all'interno del prodotto separato. La Alfa Laval ha sviluppato dei dischi "a porcospino", dove le alettature nella camera di raccolta vengono sostituite da spine le quali aiutano a ridurre il livello di turbolenza<sup>12</sup>, vedi Figura 3.36.

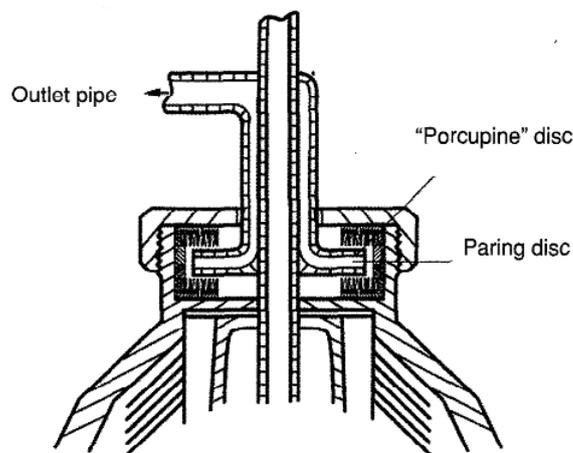


Figura 3.36: disco "a porcospino" (*porcupine*) impiegato per ridurre la turbolenza nella camera d'estrazione (Axelsson, 2000).

Attenzione è stata anche posta a migliorare il recupero d'energia del *paring-disc*, utilizzando passaggi d'imbocco divergenti e con canalature radiali (Carlsson et alii, 1992 e Inge et alii, 1992), vedi Figura 3.37.

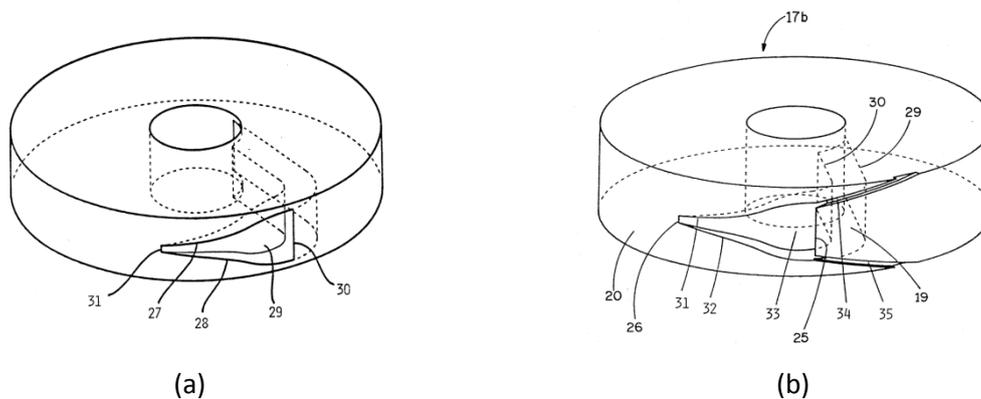


Figura 3.37: (a) canale d'imbocco divergente (Inge et alii, 1992); (b) canale d'imbocco divergente con scanalature circolari (Carlsson et alii, 1992).

<sup>11</sup> Klintenstedt, 2009, 2010; Rudman et alii, 2011.

<sup>12</sup> Vedi anche Inge et alii, 1991.

### 3.7 Stato dell'arte

Un punto di riferimento per quel che riguarda lo sviluppo dei separatori centrifughi a dischi a pulizia manuale è riassunto nel brevetto numero US 5,941,811 A (Ridderstrale e Stroucken, 1999), depositato dalla Alfa Laval.

Facendo riferimento alla Figura 3.38, il primo punto assai particolare e contro tendenza di questo tamburo è che l'alimentazione avviene dall'alto e non dal basso (si ricordi Stroucken, 1990). Il prodotto è introdotto tramite la condotta stazionaria 31 nella camera 24; il dado di chiusura 6 ha nella sua sommità un deflettore che serve a convogliare il flusso, simile al dispositivo conico illustrato in Figura 3.6.

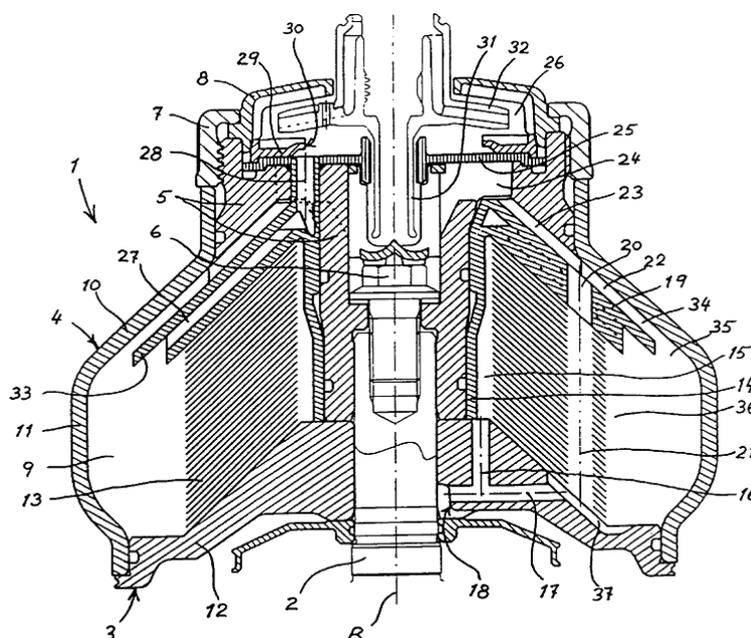


Figura 3.38: vista in sezione del separatore descritto nel brevetto US 5,941,811 A (Ridderstrale e Stroucken, 1999).

Dalla camera 24, il prodotto viene convogliato nei canali 23, radialmente alettati, fino ai fori di alimentazione verticali 20, i quali mettono in comunicazione l'alimentazione con la pila/colonna di dischi tronco conici 13. A questo punto, ci si rende conto che almeno in parte, la geometria intera dei tamburi classici è rovesciata. La fase leggera viene raccolta in fondo al tamburo, tramite il canale 16 e l'uscita 18. Il liquido pesante, invece, è raccolto nei canali 27, i quali lo portano nel *paring-disc* 32. Le particelle solide, se presenti, si accumulano nella camera di sedimentazione 9.

Uno dei punti d'interesse di questo brevetto è il posizionamento dei canali di raccolta 27 della fase pesante. Secondo quanto sostenuto dal brevetto, il fluido/prodotto in ingresso è inizialmente accelerato dai canali alettati 23. Successivamente, esso può andare sia nei fori di alimentazione 20 (e direttamente nella pila di dischi) che nella cosiddetta camera di contropressione 22. Il liquido

che entra nella camera di contropressione, priva di organi di trascinamento, gira a una velocità angolare inferiore rispetto a quella del tamburo (il fluido che si trova nei canali alettati ha rotazione di corpo rigido, giacché le alette lo trascinano), creando così un gradiente di pressione fra i canali 23 e la camera di contropressione 22. Questa contropressione si oppone al moto del liquido in senso radiale. Infatti, la camera di contropressione è anche il condotto di passaggio dei sedimenti 34, i quali sono in grado di oltrepassare la suddetta camera.

Con quest'architettura non ci sono flussi incrociati fra le diverse fasi nella zona di alimentazione e si può sfruttare al massimo la pre-separazione nel distributore.

## Dimensionamento

### 4.1 Introduzione

Lo scopo iniziale del presente progetto è stato quello di potenziare il separatore a dischi a scarico manuale modello Macfuge 203 prodotto dalla Servizi Industriali S.r.l., le cui caratteristiche di base sono presentate in Figura 4.1.



#### DATI TECNICI

##### PORTATA

Gasolio	600 lt/hr
Olio	fino a 400 lt/hr

##### CARATTERISTICHE CHIMICO - FISICHE

Viscosità max. alla temperatura di separazione	40 cSt.
Temperatura max. di separazione	90°

##### PESO

Senza riscaldatore e carrello	80 kg
Con riscaldatore e carrello	195 kg

##### DIMENSIONI

	Centrifuga	Impianto
Lunghezza mm.	610	900
Larghezza mm.	570	560
Altezza mm.	750	1.600

##### CARATTERISTICHE ELETTRICHE

Voltaggio	380 V. trifase oppure 220 V. monofase oppure 24 V. c.c.
-----------	---

Figura 4.1: Macfuge 203 e dati tecnici.

Altri dati importanti sono:

- Velocità di rotazione: 9600 giri/min;
- Potenza installata: 0,55 kW;

- Peso del tamburo: 8 kg;
- Volume del tamburo: 0,6 l;
- Volume della camera fanghi: < 0,1 l;
- Tipo di scarico: libero (questo significa che due pompe sono necessarie per il funzionamento della macchina: una per l'alimentazione e la seconda per l'estrazione del prodotto trattato).

La macchina è impiegata per il trattamento di oli minerali e gasolio.

## 4.2 Valutazioni prestazionali della Macfuge 203

Come primo passo è stato importante quello di quantificare, là dove possibile, le prestazioni della macchina. In questo senso, sono state scelte come variabili i punti presentati nel capitolo 2.5, cioè il fattore  $\Sigma$ , la portata elaborata, l'assorbimento di potenza e il volume della camera di sedimentazione.

### 4.2.1 Il fattore $\Sigma$

Con una velocità angolare di 9600 giri/min, otteniamo:

$$\Sigma_{203} = 1255 \text{ m}^2$$

Questo risultato non ci dice niente sull'efficienza di separazione della macchina ma insieme ad altri dati può fornire dei punti di riflessione interessanti.

### 4.2.2 Portata elaborata

Il costruttore dichiara una portata elaborata di 600 l/h di gasolio e di 400 l/h di olio minerale (con una viscosità massima di 40 cSt). Si considera una miscela di acqua e gasolio con i seguenti dati:

- $\rho_{pesante} = \rho_{H_2O} \text{ a } 20^\circ\text{C} = 998,2 \text{ kg/m}^3$
- $\rho_{leggero} = \rho_{gasolio} \text{ a } 20^\circ\text{C} = 850 \text{ kg/m}^3$
- $\mu_{gasolio} \text{ a } 20^\circ = 0,0148 \text{ kg/m} \cdot \text{s}$

Con una portata di 600 l/h, ovvero di  $0,0001667 \text{ m}^3/\text{s}$  e un valore intermedio dell'efficienza pari al  $\eta = 60 \%$  ricaviamo la velocità di sedimentazione di Stokes:

$$v_g = \frac{Q_o}{\eta \Sigma_{Dischi}} = \frac{0,0001667}{0,6 \cdot 1255} = 2,21 \cdot 10^{-7} \text{ m/s}$$

Con questo valore troviamo il diametro della goccia d'acqua più piccola separabile dall'equazione (2.3) pari a  $d = 6,37 \text{ }\mu\text{m}$ .

### 4.2.3 Assorbimento di potenza

Con un motore di 0,55 kW per il funzionamento del tamburo e una pompa di estrazione con un motore di 0,26 kW, la potenza installata è di 0,81 kW. Secondo il costruttore, l'assorbimento del motore del separatore con una portata di 600 l/h è pari a 1,2 A. Considerando un motore trifase a due poli di 0,55 kW, 400V/50Hz, efficienza IE2 dell'ABB (ABB Catalogo, 2013), si hanno i seguenti dati:

- Efficienza a carico pieno,  $\eta = 73,2$
- $\cos\varphi = 0,85$

Pertanto, considerando l'equazione relativa alla potenza otteniamo:

$$P_m = 1,2 \cdot 400 \cdot 0,732 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{3} = 517 \text{ W}$$

Considerando conservativamente la potenza installata della pompa come quella effettivamente consumata, otteniamo la seguente potenza totale:

$$P_{tot} = 0,517 + 0,26 = 0,777 \text{ kW}$$

### 4.2.4 Volume camera di sedimentazione

Il volume della camera di sedimentazione della Macfuge 203 è molto ridotto, e rappresenta una specie di "tallone d'Achille" di questo modello. Esso è inferiore a 0,1 l, il che significa che per una portata nominale di 600 l/h con un contenuto dello 0,001% di solidi, il tempo di riempimento è di circa  $t_r = 16,667$  h. Se la macchina funziona in modo continuo fra ogni operazione di ripristino della camera di sedimentazione, essa deve essere fermata tre volte in due giorni.

## 4.3 La concorrenza

Il prossimo passo è stato quello di cercare dei punti di riferimento e di paragone per capire meglio il funzionamento e le prestazioni della macchina. Per fare questo si è pensato di fare un'analisi comparativa (là dove possibile) delle prestazioni della Macfuge 203 *vis-à-vis* modelli di dimensioni simili prodotti da altre aziende.

I leader del settore sono l'Alfa Laval svedese e la GEA Westfalia tedesca. Si tratta di multinazionali presenti in più di 100 paesi e che si occupano anche di altri settori. In Tabella 4.1 sono presentati i volumi d'affari e il numero di dipendenti di queste due aziende e della Servizi Industriali S.r.l. per il 2012. Nel caso dell'Alfa Laval, ad esempio, il 22 % del fatturato è stato fatto dal settore separazione (ovvero si parla di circa 730 milioni di euro).

<i>Azienda</i>	<i>Numero di dipendenti</i>	<i>Volume d'affari</i>
Servizi Industriali	25	5 milioni di euro
Alfa Laval	16060	3,3 bilioni di euro
GEA Westfalia	24448	5,7 bilioni di euro

Tabella 4.1: numero d'impiegati e volume d'affari della Servizi Industriali S.r.l., Alfa Laval (Alfa Laval Annual Report, 2012) e GEA Westfalia (GEA Westfalia Annual Report, 2012).

Questi dati servono a evidenziare il giro d'affari di queste tre aziende; mentre l'Alfa Laval e la Westfalia producono sicuramente migliaia di unità ogni anno, la produzione della Servizi Industriali è sotto le cento unità/anno. Questo si traduce in capacità produttive ben diverse (traducibile, ad esempio, in tecnologie produttive diverse, più o meno adatte alla piccola, media e grande produzione), così come in reti commerciali di natura completamente diversa. Una tendenza degli ultimi tempi, portata avanti dalle grandi aziende, è quella di standardizzare i prodotti attraverso delle caratterizzazioni ben dettagliate, per offrire poche soluzioni con un margine più ampio d'impiego. Il margine di manovra che possono avere le piccole realtà come la Servizi Industriali S.r.l. può essere un vantaggio poiché è in grado di offrire un livello di flessibilità e di personalizzazione dei prodotti. Dall'altro canto, le grosse aziende creano dei prodotti specializzati per grandi settori, assicurandosi enormi fette di mercato.

I modelli in concorrenza diretta con la Macfuge 203 sono la serie MIB303 e MAB103 (Alfa Laval) e la serie OTC2/3 (Westfalia), vedi Figura 4.2.



Figura 4.2: Alfa Laval MIB 303 (sinistra) e Westfalia OTC 2 (destra).

A continuazione è presentata la Tabella 4.2 nella quale sono elencati dati tecnici rappresentativi dei diversi modelli dichiarati dai produttori: potenza installata  $P$ , velocità angolare  $\omega$ , numero di dischi  $N$ , portata massima elaborabile di gasolio  $Q_{gasolio}$ , portata massima elaborabile di olio minerale  $Q_{olio}$ , peso del tamburo  $m_{tamb}$ , peso della macchina  $m_{macch}$ , volume del tamburo  $V_{tamb}$ , volume della camera di sedimentazione  $V_{cf}$  ed eventuali note.

Modello	$P$ kW	$n$ giri/min	$N$	$Q_{gasolio}$ (l/h)	$Q_{olio}$ (l/h)	$m_{tamb}$ (kg)	$m_{macch}$ (kg)	$V_{tamb}$ (l)	$V_{cf}$ (l)
Macfuge 203	0,55	9600	36	600	400	8	85	0,6	< 0,1
MIB303	0,45	7500	32	760	460	4	18	1,1	0,6
OTC2	1,1	10000	32	900	350		60	1,2	0,75
OTC3	1,3	10000		1400	800		60	2,2	1.2

Tabella 4.2: modelli di separatori manuali in diretta concorrenza: Macfuge 203 (Servizi Industriali S.r.l.), MIB 303, MAB 103 (Alfa Laval), OTC2/3 (GEA Westfalia).

Fisseremo come ipotesi che le portate nominali dichiarate dai costruttori siano in linea con la normativa vigente. Per quanto riguarda il gasolio, la normativa ISO 8217:2012(E) stabilisce un contenuto massimo di acqua in percentuale volumetrica compreso fra 0,30 e 0,50 per il gasolio di uso marino. L'UNI EN 590:2010, valida per i combustibili per autotrazione, fissa una soglia massima di contenuto di acqua pari a 200 mg/kg.

Non conoscendo l'efficienza effettiva di ogni modello e senza dovere entrare in dettagli riguardo al contenuto e distribuzione di particelle di diverse dimensioni nel prodotto da trattare prima, durante e dopo il passaggio attraverso la centrifuga (appunto, perché consideriamo come valida l'ipotesi del rispetto della normativa), si può fare un ragionamento riguardo il fattore  $\Sigma$ , le portate elaborate, la potenza consumata (o installata) e al volume della camera di sedimentazione.

#### 4.3.1 Fattore $\Sigma$ e portata elaborata

Ricordando l'espressione del fattore  $\Sigma$ , le variabili in gioco sono le dimensioni del disco (raggio esterno, raggio interno ed angolo), il numero di dischi e la velocità di rotazione del tamburo. Ipotizzando la stessa geometria del disco per la Macfuge 203 e l'OTC 2, e conoscendo le dimensioni del disco della MIB 303 possiamo avere una buona idea dei valori di  $\Sigma$  per i tre

modelli. Come indice dell'efficienza si può considerare  $Q/\Sigma$ , la portata elaborata per unità di area. I risultati sono elencati in Tabella 4.3.

Modello	$\Sigma$ (m <sup>2</sup> )	$Q_{gasolio}$ (l/h)	$Q_{olio}$ (l/h)	$Q_{gasolio}/\Sigma$ (l/hm <sup>3</sup> )	$Q_{olio}/\Sigma$ (l/hm <sup>3</sup> )
Macfuge 203	1255.281	600	400	0.478	0.319
MIB 303	930.743	760	460	0.817	0.494
OTC 2	1532.325	900	350	0.587	0.228

Tabella 4.3: prestazioni ipotetiche dei diversi modelli.

Questa tabella evidenzia una maggiore efficienza nei modelli della concorrenza, in particolare per quanto riguarda la MIB 303 dell'Alfa Laval. In Figura 4.3 è tracciata l'efficienza relativa della Macfuge 203 e dell'OTC 2 in funzione dell'efficienza della MIB 303. Ipotizzando un'efficienza della MIB 303 dell'80%, la Macfuge 203 ha un'efficienza che oscilla intorno al 50% sia per l'olio sia per il gasolio. L'efficienza dell'OTC 2, invece, è compresa fra il 60% (gasolio) e il 37% (olio).

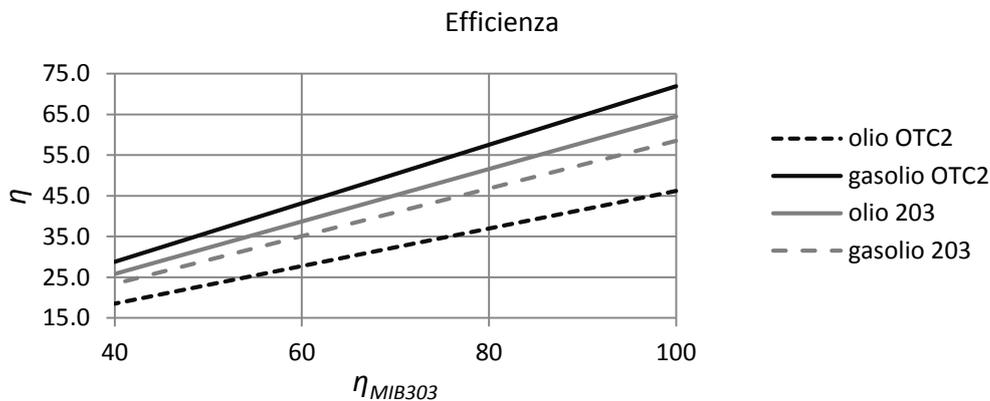


Figura 4.3: efficienza relativa per la Macfuge 203 e OTC 2 in funzione dell'efficienza della MIB 303.

Il tamburo della MIB 303 è quello descritto dal brevetto US 5,941,811 A (capitolo 3.7) e rappresenta lo stato dell'arte per quel che riguarda separatori a dischi manuali di piccole dimensioni. L'elevata efficienza nella separazione conferma le ipotesi avanzate dal brevetto, in particolare per quel che riguarda il vantaggio offerto dalla pre-separazione nella zona di distribuzione. Inoltre, bisogna aggiungere che i dischi tronco-conici di questa centrifuga sono fatti in plastica, permettendo l'esecuzione di una geometria più complessa (alettature curve, rugosità delle superfici, etc.); questo è possibile grazie alla riduzione della velocità operativa. Un'altra modifica interessante, legata alla velocità, è l'impiego di alluminio come materiale costitutivo della camicia del tamburo. L'utilizzo di materiali più leggeri può avere un impatto positivo sul

costo di produzione (la produzione di dischi in plastica e non più in acciaio inossidabile è un chiaro esempio), e riduce la coppia richiesta dal motore (in particolare nella fase di avvio). Avendo stabilito il modello più efficiente nella separazione, è opportuno guardare gli altri parametri di funzionamento.

### 4.3.2 Assorbimento di potenza e potenza installata

In Tabella 4.4 sono elencate le potenze assorbite dai tre modelli alla massima capacità.

<i>Modello</i>	<i>P</i> (kW)	<i>P<sub>max assorbita</sub></i> (kW)
Macfuge 203	0,81	0,777
MIB303	0,45	0,4
OTC2	1,1	0,6

Tabella 4.4: potenza assorbita in condizione di carico massimo.

È interessante notare che la Macfuge 203 ha un maggior assorbimento di potenza per via della pompa d'estrazione la quale è eliminata negli altri casi tramite l'impiego di un *paring-disk*.

### 4.3.3 Volume camera di sedimentazione

Considerando un prodotto contenente lo 0,001% di particelle solide, conoscendo il volume della camera di sedimentazione e il valore della portata volumetrica, si può calcolare il tempo di riempimento della camera di sedimentazione con la seguente relazione:

$$t_{riempimento} = \frac{V_{camera\ sed}}{Q \cdot 0,00001} \quad (4.1)$$

Per la Macfuge 203, la MIB 303 e l'OTC 2 si ottengono i risultati elencati in Tabella 4.5.

<i>Modello</i>	<i>V<sub>camera sed</sub></i> (l)	<i>t<sub>riempimento gasolio</sub></i> (h)	<i>t<sub>riempimento olio</sub></i> (h)
Macfuge 203	0,1	16,667	25
MIB 303	0,6	78,947	130,435
OTC 2	0,75	83,333	214,286

Tabella 4.5: volume della camera di sedimentazione e tempo di riempimento per i tre modelli.

In questo caso, l'OTC 2 è il modello più performante. Nel caso di gasolio, la capacità della camera di sedimentazione della MIB 303 è il 94% di quella dell'OTC 2 mentre la Macfuge 203 ha solo il 20

% della capacità. Nel trattamento di olio minerale, la MIB 303 ha il 61 % della capacità dell'OTC 2 mentre la Macfuge 203 ne ha soltanto il 12 %!

Poiché il volume della camera di sedimentazione è fisso, una diminuzione della portata in alimentazione aumenta il tempo di riempimento della medesima camera. Nel trattamento di olio minerale, la riduzione in efficienza di separazione per quanto riguarda l'OTC 2 (vedi Tabella 4.2) è compensata da un aumento considerevole del tempo di riempimento della camera di sedimentazione (Tabella 4.3): pur non avendo un'efficienza di separazione molto elevata, la OTC2/3 è molto competitiva per via del volume della camera di sedimentazione.

Dopo questa breve panoramica sul comportamento della Macfuge 203 e le sue concorrenti dirette, la caratteristica fondamentale da aumentare è il volume della camera di sedimentazione. L'efficienza di separazione è un altro punto che permette un ampio margine di miglioramento, ma esso richiederebbe di una campagna sperimentale, impossibile da eseguire, durante l'esecuzione del presente progetto.

## 4.4 Definizione del progetto

### 4.4.1 Introduzione

Tenendo conto dell'analisi fatta in precedenza, è opportuno introdurre i requisiti e vincoli iniziali di progetto, riassunti in Tabella 4.6, che sono stati definiti.

<u>Requisiti</u>
<p><i>Potenziamento</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Camera di sedimentazione con un volume di circa 0,5 l;</li> <li>• Portata da elaborare compresa fra 500 e 1000 l/h (gasolio).</li> </ul> <p><i>Riduzione dei costi</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Revisione e semplificazione costruttiva, mirando alla semplicità;</li> <li>• Pompa centripeta per lo scarico di una delle fasi liquide;</li> <li>• Ricerca di eventuali alternative produttive.</li> </ul>
<u>Vincoli</u>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Velocità di rotazione: 9600 giri/min;</li> <li>• Disco della Macfuge 203;</li> <li>• Presa diretta del motore.</li> </ul>

Tabella 4.6: requisiti iniziali e vincoli di progetto.

In Figura 4.4 è illustrato lo schema d'impianto del progetto. Il prodotto da depurare viene prelevato da un serbatoio 7 dalla linea di alimentazione X. Esso passa attraverso un prefiltro 2, attraversa la pompa di alimentazione 3 ed entrare nella centrifuga 4. All'interno della centrifuga avviene la separazione: la fase pesante viene convogliata verso l'uscita Z, mentre la fase leggera (gasolio/olio) viene convogliata verso l'uscita Y, dove la prevalenza è garantita dalla pompa 5 per finalmente arrivare nel serbatoio di prodotto depurato 6.

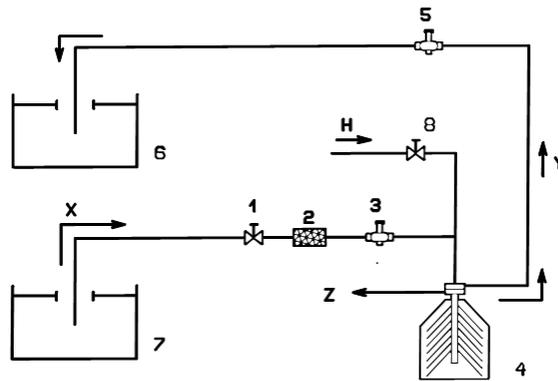


Figura 4.4: schema d'impianto per il trattamento di oli minerali e gasolio: 1. saracinesca di alimentazione; 2. pre-filtro pompa; 3. pompa di alimentazione; 4. centrifuga; 5. pompa di scarico; 6. serbatoio depurato; 7. serbatoio da depurare; 8. Rubinetto alimentazione acqua; X. alimentazione; Y. uscita fase leggera; Z. uscita fase pesante; H. alimentazione acqua. Immagine cortesia di Servizi Industriali S.r.l.

In Figura 4.5 è illustrata la Macfuge 203. Tutti i componenti sono montati sul basamento: la centrifuga 2 (la quale comprende la trasmissione, il tamburo, le coperture e tutti gli ingressi e le uscite di prodotto), i gruppi pompanti di alimentazione e di estrazione 3 e 4 e la vasca perdita sacca 5.

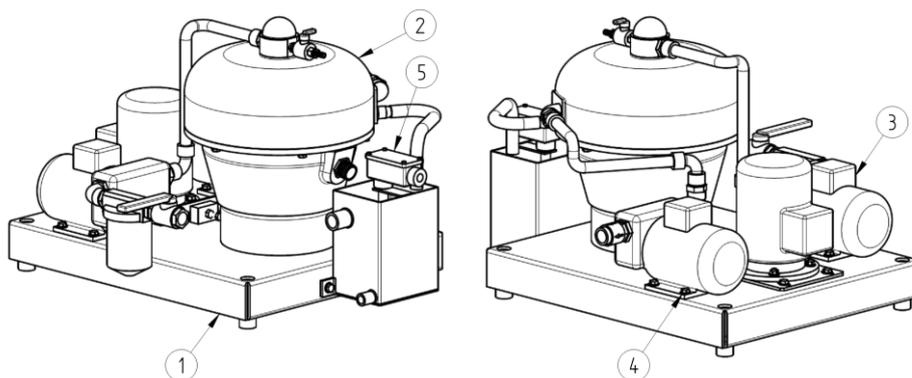


Figura 4.5: layout della Macfuge 203: 1. basamento; 2. centrifuga; 3. pompa d'alimentazione; 4. pompa d'estrazione; 5. Vasca perdita sacca. Immagine cortesia di Servizi Industriali S.r.l.

In Figura 4.6 è illustrata la sezione del tamburo e le coperture. Da questa figura si può vedere come lo scarico delle due fasi avvenga per traboccamento, rendendo necessario l'uso di una pompa d'estrazione per la fase leggera.

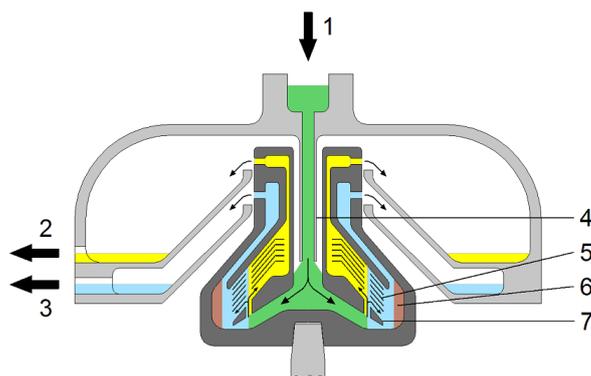


Figura 4.6: schema del tamburo: 1. alimentazione; 2. uscita fase leggera; 3. uscita fase pesante; 4. tubo di alimentazione; 5. pila di dischi; 6. camera di sedimentazione; 7. distributore. Immagine cortesia di Servizi Industriali S.r.l.

Nel trattamento di diesel e olii minerali, l'acqua separata rappresenta una piccola percentuale della portata elaborata, ed è scaricata direttamente nella rete fognaria o in un contenitore aperto. Nel normale funzionamento del separatore, ci deve essere la cosiddetta "sacca d'acqua", la quale può essere ottenuta riempiendo d'acqua il tamburo nella fase di avvio, prima dell'alimentazione del prodotto. In questo modo, si garantisce che la fase leggera (olio o diesel) separata sia convogliata esclusivamente nell'uscita ad essa destinata.

In assenza della "sacca d'acqua", la fase leggera fuoriesce dall'uscita del leggero e anche del pesante (2 e 3 in Figura 4.6). Questa condizione si può verificare nella fase di taratura della posizione della linea di separazione della macchina, ma anche durante il normale funzionamento, in presenza di variazioni delle proprietà del prodotto in ingresso (percentuale d'acqua, composizione), così come nel caso di riempimento della camera di sedimentazione. In tutti questi casi la portata nell'uscita della fase pesante, in presenza di fase leggera, aumenta considerevolmente: si deve fermare la macchina e ripristinare la "sacca d'acqua". La vasca perdita sacca illustrata in Figura 4.5 ha il compito di identificare questo tipo di situazione. Si tratta di una vasca con due fori di uscita: quello inferiore ha un diametro minore di quello superiore. Nel normale funzionamento della macchina, l'uscita inferiore è in grado di smaltire la portata in arrivo, svuotando continuamente la vasca. Nel caso di rottura della "sacca d'acqua", l'aumento della portata in arrivo risulterà nell'aumento del livello, poiché il foro inferiore non è più in grado di smaltire la portata, con l'attivazione di un livellostato di allarme il cui segnale attiva l'arresto della macchina. Il foro superiore, di maggior diametro, serve ad evitare il traboccamento totale della vasca.

#### 4.4.2 La Macfuge 230

L'ottimizzazione della Macfuge 203 in termini della riduzione dei costi si è presentata sin dall'inizio un compito difficile poiché la macchina ha una costruzione semplice e robusta, con un numero

ridotto di componenti. Si dovrebbero riprogettare gruppi interi, con l'incertezza di ottenere delle riduzioni di costi apprezzabili, oppure si dovrebbe ricorrere a tecniche produttive diverse.

L'ottimizzazione prestazionale si è rivelata anche problematica. L'aumento della camera fanghi comporta l'aumento del diametro del tamburo e l'eventuale aggiunta di dischi, con dei profondi cambiamenti nella morfologia e la dimensione dei componenti. In Figura 4.7 sono illustrati in forma schematica il tamburo con scarico libero delle fasi (standard) e il tamburo con lo scarico tramite *paring-disc* della fase leggera (modificato), il quale permette l'eliminazione della pompa di estrazione. Questa soluzione prevede la modifica del coperchio 5 e l'aggiunta della camera di raccolta 6 e il *paring-disc* 7 (e ulteriori elementi necessari per il suo montaggio alle coperture). Un problema, però, è il maggior ingombro verticale, poiché le coperture (schematizzate in Figura 4.6) sono ottenute tramite fusione ed eventuali modifiche possono essere impegnative e costose.

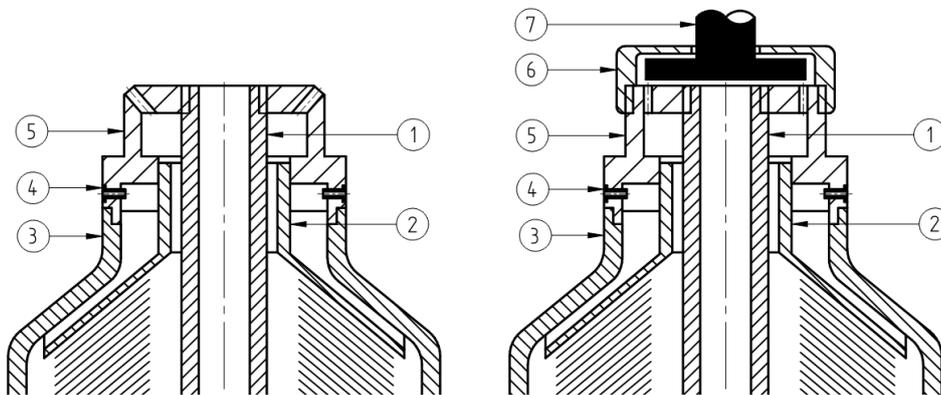


Figura 4.7: scarico libero delle fasi (sinistra) e scarico tramite *paring-disc* della fase leggera (destra):  
1. colonna; 2. cono divisore; 3. camicia; 4. ugello; 5. coperchio; 6. camera di raccolta; 7. *paring-disc*.

Si è deciso di riprogettare la macchina eliminando così i vincoli imposti dall'architettura della Macfuge 203, riducendoli ai punti elencati in Tabella 4.6.

Per semplificare il processo di progettazione e futura movimentazione, possiamo suddividere una macchina in diversi sottogruppi. Nel presente caso si sono scelti i seguenti gruppi:

- Gruppo tamburo: è la parte più importante della macchina e comprende gli elementi strutturali del tamburo, così come tutti i componenti necessari per garantire la separazione;
- Gruppo trasmissione: questo gruppo comprende il motore, la cinghia, le pulegge, l'albero, i cuscinetti e tutti gli elementi necessari per la trasmissione, compresi i fissaggi;
- Gruppo coperture: in questo gruppo si trovano le coperture che separano fisicamente il tamburo dall'esterno, così come tutti i componenti necessari per convogliare il prodotto dentro e fuori dalla macchina, montati anch'essi nelle coperture;

- Gruppo d'alimentazione: in questo gruppo si trova la linea d'alimentazione della macchina;
- Gruppo attrezzi: questo gruppo è complementare alla macchina e contiene tutti gli attrezzi necessari per il montaggio e lo smontaggio dei diversi componenti.

Nei prossimi capitoli verrà trattato il dimensionamento delle coperture, l'alimentazione, la trasmissione e il tamburo.

## 4.5 Coperture e alimentazione

### 4.5.1 Coperture

Il gruppo coperture della macchina ha i seguenti compiti:

- a. Separazione del tamburo in rotazione dall'esterno, in quanto requisito fondamentale di sicurezza;
- b. Convogliamento del fluido in ingresso (alimentazione) verso il tamburo;
- c. Convogliamento delle fasi separate in uscita;
- d. Drenaggi di sicurezza in caso di traboccamento.

Inoltre, si è pensato di integrare il sistema di allarme perdita di sacca d'acqua alle coperture, invece di avere una vasca esterna come nella Macfuge 203. In Figura 4.8 è mostrato lo schema di questo gruppo.

La fase pesante viene scaricata tramite gli ugelli nello spazio creato fra il diaframma 1 e la copertura 2, ed esce attraverso l'apertura C. La fase leggera è raccolta dal *paring-disc* ed esce in pressione attraverso C. Attraverso l'apertura B, l'acqua della sacca può essere alimentata prima dell'avvio.

Nel caso di rottura della sacca d'acqua, della fase leggera arriverà allo spazio creato fra il diaframma e le coperture. Siccome il foro D non è in grado di smaltire questa portata, il livello si alzerà fino ad attivare il livellostato 7 con il conseguente arresto del tamburo e dell'alimentazione. Il foro E è un'uscita di traboccamento necessaria per evitare l'allagamento della macchina in questo tipo di situazione. Il dimensionamento del volume della camera creata fra il diaframma e la copertura prende in considerazione il tempo di risposta d'arresto della macchina (e dell'alimentazione), così come la portata nominale in ingresso. Possiamo scrivere:

$$V_{camera} = \alpha \cdot Q \cdot t_{risp} \quad (4.2)$$

Dove  $\alpha$  è un coefficiente adimensionale della frazione di portata smaltita dall'uscita della fase pesante,  $Q$  è la portata di alimentazione in l/s e  $t_{risp}$  è il tempo di risposta fra l'attivazione del livellostato e l'arresto dell'alimentazione.

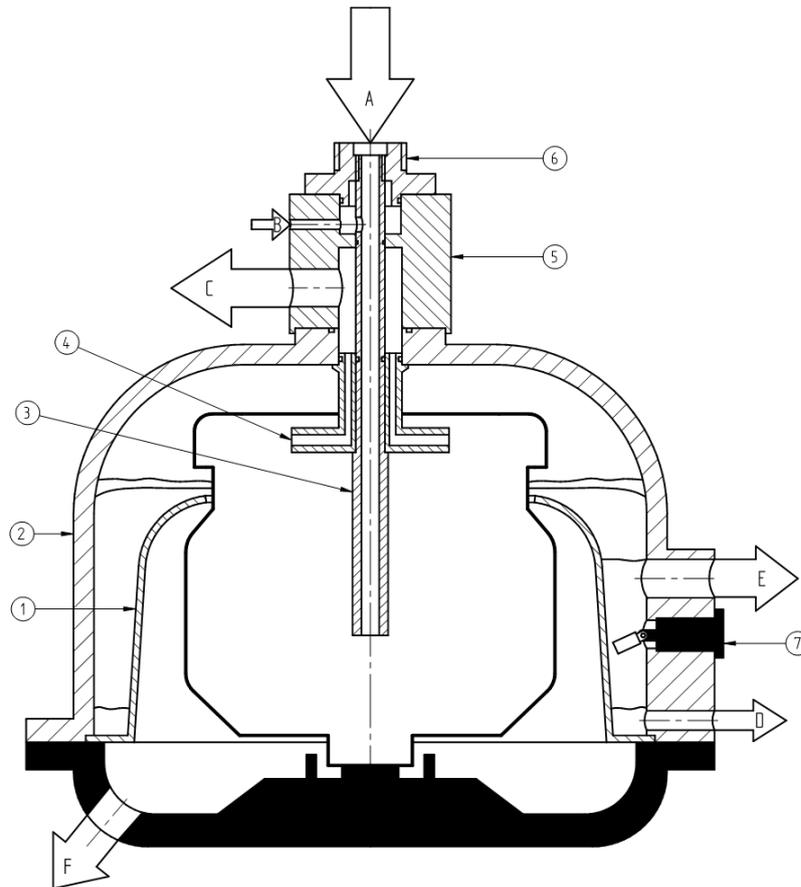


Figura 4.8: schema del gruppo coperture. 1. diaframma; 2. copertura; 3. tubo d'alimentazione; 4. *paring-disc*; 5. corpo uscite; 6. dado di chiusura; 7. livellostato; A. ingresso del prodotto; B. ingresso acqua di sacca; C. uscita fase leggera; D. uscita fase pesante; E. uscita di traboccamento; F. drenaggio.

Considerando  $\alpha = 1$  (caso non reale, ma comunque valido per prevedere un certo margine di errore), una portata di 900 l/ora e  $t_{risp} = 5$  s, otteniamo un  $V_{camera} = 1.25$  litri. Questo è il volume che deve avere l'anello liquido che si trova fra il punto di attivazione del livellostato e la sommità del diaframma.

In caso di allagamento, di perdite dovute a guarnizioni guaste, condensazione di vapore d'acqua, etc., il foro di drenaggio F assicura lo smaltimento di qualsiasi fase liquida che si possa trovare nella zona compresa fra tamburo/diaframma e il basamento.

Per quanto riguarda il dimensionamento del *paring-disc*, il tubo di alimentazione e il corpo uscite, la sequenza di montaggio deve essere presa in considerazione, così come la necessità di impiegare elementi di tenuta per assicurare che non ci sia contaminazione delle fasi in uscita. Le tolleranze

dimensionali e geometriche sono di grandissima importanza, poiché la vicinanza fra il *paring-disc* e il tamburo in rotazione è di qualche millimetro durante il funzionamento.

Delle valvole d'intercettazione sono necessarie nell'ingresso dell'acqua di sacca (la quale deve essere chiusa durante il normale funzionamento della macchina), e nell'uscita della fase leggera, dove deve essere montata anche una valvola di ritegno per evitare qualsiasi riflusso di prodotto. Nel corpo uscite può essere montata una spia visiva per la visualizzazione della fase leggera, così come un manometro per la lettura della pressione di mandata, regolabile tramite la valvola d'intercettazione già menzionata.

Per la realizzazione delle coperture si può pensare a strutture in acciaio al carbonio saldate e verniciate, strutture in acciaio inossidabile saldate e sottoposte successivamente a un trattamento di sabbiatura, oppure alla creazione di modelli per l'ottenimento di fusioni in ghisa, le quali richiedono una lavorazione ulteriore alle macchine utensili ed infine la verniciatura.

#### 4.5.2 Alimentazione

I componenti della linea d'alimentazione, la quale preleva il prodotto da un serbatoio, sono illustrati in Figura 4.9.

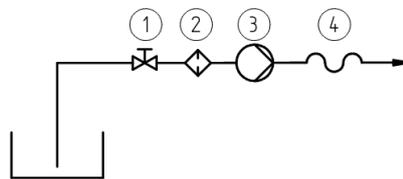


Figura 4.9: linea di alimentazione; 1. valvola d'intercettazione manuale; 2. filtro; 3. pompa; 4. tubo flessibile.

La selezione della componentistica è da catalogo, e si deve prendere in considerazione il tipo e la dimensione degli accoppiamenti, la compatibilità dei materiali costruttivi con il prodotto trattato (gasolio o olio minerale con tracce d'acqua), la portata volumetrica, la temperatura di processo, le dimensioni d'ingombro, etc.

In particolare, nella selezione della pompa, il tipo di prodotto determina la tipologia di girante. Nel presente caso, si è selezionata una pompa autoadescante ad anello liquido per il pompaggio del gasolio, mentre per quel che riguarda l'olio minerale si è scelta una pompa a ingranaggi. Nella selezione è importante considerare la temperatura di processo (e di conseguenza la viscosità del prodotto), la prevalenza e portata necessarie, il tipo di motore (400 V/50 Hz trifase, nel nostro caso), il tipo di connessione elettrica, la dimensione degli attacchi in ingresso e in uscita, gli ingombri e il tipo e la dimensione degli attacchi per il fissaggio della pompa.

## 4.6 Trasmissione

### 4.6.1 Introduzione

Si è previsto l'uso di una trasmissione a cinghie, nella quale la catena cinematica è costituita da una cinghia tesa fra una puleggia conduttrice (accoppiata al motore) e la puleggia condotta (solidale con l'albero verticale). Questa tipologia di trasmissione è molto efficace, semplice ed economica. La trasmissione di potenza con cinghie, e quindi la trasmissione di momento, avviene per attrito sull'arco di strisciamento. Le soluzioni tradizionali prevedono l'impiego di cinghie piatte, trapezoidali e dentate. Attualmente si impiegano per lo più cinghie *poly-V*.

Si tratta di una cinghia gommata chiusa ad anello con inserti di fili e con nervature longitudinali a sezione triangolare; il profilo della puleggia combacia con quella della cinghia (vale a dire, scanalature adiacenti a sezione triangolare lungo la sua circonferenza). La forma dell'accoppiamento produce un effetto cuneo, il quale limita lo strisciamento. Con questo tipo di cinghia si possono ottenere elevati rapporti di trasmissione, diametri di avvolgimento molto piccoli e inoltre si possono raggiungere velocità periferiche molto elevate.

La coppia motrice è prodotta da un motore elettrico asincrono trifase e la sua velocità di rotazione è:

$$n_s = \frac{60 f}{p} \quad (4.3)$$

Dove  $n_s$  è la velocità di sincronismo (giri/min),  $f$  è la frequenza di rete (Hz) e  $p$  è il numero delle coppie di poli. Con  $f = 50$  Hz, la velocità di sincronismo di un motore con 1 coppia di poli è di 3000 giri/min.

In realtà, la velocità di rotazione  $n_r$  è leggermente inferiore di  $n_s$  del 2-8 % in condizioni operative. Questa riduzione della velocità, chiamata scorrimento, è dovuta alla produzione di coppia.

Per effettuare il dimensionamento della trasmissione, si è tracciato un grafico rappresentate la coppia media di avviamento  $M_{ma}$  in funzione del tempo di avviamento  $t_a$ , per diversi valori del momento d'inerzia delle masse trascinate ridotte all'asse del motore, poichè in una macchina di queste dimensioni si può ancora fare l'alimentazione a frequenza costante (quella di rete). Nelle macchine più grandi, si fa uso di un *inverter* tramite il quale si può effettuare l'alimentazione con frequenza variabile, di interesse nelle fasi di avviamento e di arresto.

Si sono considerati i seguenti dati:

- $n_{motore} = 3000$  giri/min;
- $n_{tamburo} = 9600$  giri/min.

Per calcolare il momento d'inerzia, si è considerato un cilindro cavo con le seguenti dimensioni:

- $d_e = 0.18$  m;
- $d_i = 0.14$  m;
- $l = 0.08; 0.10; 0.12; 0.14; 0.16$  m.

Il materiale costitutivo del tamburo è un acciaio inossidabile austenitico con  $\rho = 8000$  kg/m<sup>3</sup>. Con questi dati si possono calcolare la massa  $m$  (kg) e il momento d'inerzia intorno all'asse di rotazione  $J_R$  (kgm<sup>2</sup>) con le note relazioni:

$$m = \frac{\pi(d_e^2 - d_i^2)l\rho}{4} \quad (4.4)$$

$$J_R = \frac{m}{8}(d_e^2 + d_i^2) \quad (4.5)$$

In questo modo sono stati trovati i risultati elencati in Tabella 4.7.

$l$ (m)	$m$ (kg)	$J_R$ (kg/m <sup>2</sup> )
0,08	6,434	0.0418
0,10	8,042	0.0523
0,12	9,651	0.0627
0,14	11,259	0.0732
0,16	12,868	0.0836

Tabella 4.7: massa e momento d'inerzia per cilindri in acciaio inossidabile austenitico di diverse dimensioni.

Per ottenere il momento d'inerzia ridotto all'asse del motore, si è fatto della seguente espressione:

$$J_{Rm} = \left(\frac{n_{tamburo}}{n_{motore}}\right)^2 J_R \quad (4.6)$$

Successivamente, per ogni valore di  $J_{Rm}$  è stata calcolata la coppia media di avviamento  $M_{ma}$  per valori di  $t_a$  compresi fra 5 e 40 secondi con la seguente espressione:

$$M_{ma} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{2\pi n_{motore}}{60 t_a} J_{Rm} \quad (4.7)$$

Dove  $\eta$  è il rendimento della trasmissione, pari a 0.98. I risultati sono presentati in Figura 4.10.

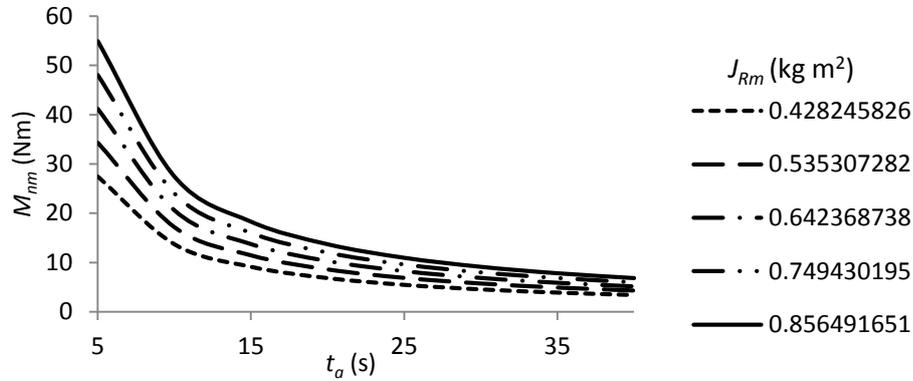


Figura 4.10: andamento della coppia media di avviamento in funzione del tempo medio di avviamento per diversi valori del momento d'inerzia ridotto all'asse del motore.

Sono stati considerati quattro motori asincroni trifase con due poli, 400 V e 50 Hz, i cui parametri necessari nel dimensionamento sono presentati in Tabella 4.8.

$P$ (kW)	$n$ (giri/min)	$M_{nm}$ (Nm)	$M_i$ (N m)	$J_m$ (kg m <sup>2</sup> )	$M_{ma}$ (N m)
0,75	2895	2,4	8,88	0.0009	5,64
1,1	2875	3,6	12,96	0.0012	8,28
1,5	2900	4,9	12,25	0.0024	8,58
2,2	2875	7,3	20,44	0.0027	13,87

Tabella 4.8: motori asincroni trifase con gabbia in alluminio, efficienza IE2,  $n = 3000$  giri/min (Catalogo ABB, 2013).

Si è ipotizzato un andamento lineare decrescente fra  $M_i$  e  $M_{nm}$  (vedi Figura 4.11), per determinare in modo approssimativo la coppia media di avviamento  $M_{ma}$ :

$$M_{ma} = \frac{M_i + M_{nm}}{2} \quad (4.8)$$

Dal grafico presentato in Figura 4.10 si può notare come i valori di  $t_a$  compatibili con i valori di  $M_{ma}$  per i motori elencati in Tabella 4.8, siano compresi fra 25 e 35 secondi.

Sono stati presi in esame il motore di 1,1 kW e quello di 1,5 kW. È d'interesse notare come le velocità di rotazione effettive (vedi Tabella 4.8) modifichino il valore di  $J_{Rm}$  e di conseguenza il valore di  $M_{ma}$ . Per entrambi i motori, si è trovato che per i valori di  $J_R$  compresi fra 0,07 e 0,08 kg m<sup>2</sup> e per  $t_a$  compreso fra 20 e 35 secondi, il valore di  $M_{ma}$  è compreso fra 14,3 e 7,1 N m.

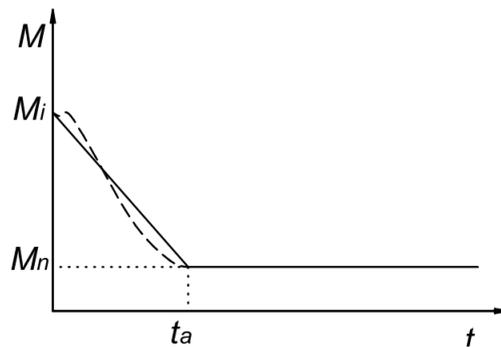


Figura 4.11: andamento semplificato (linea continua) e reale (linea a tratti) della coppia erogata dal motore nella fase di avviamento.

Da questo dimensionamento iniziale si ha una prima idea della potenza del motore da impiegare: fissando una soglia per il valore del momento d'inerzia del tamburo, il quale a sua volta è modificato dal rapporto di trasmissione esatto, si può determinare il valore della coppia media di avviamento in funzione del tempo di avviamento, e di conseguenza è possibile determinare il motore da impiegare. Questo ultimo passaggio, però, può solo essere fatto dopo il dimensionamento del gruppo tamburo, e la conoscenza del momento d'inerzia risultante. Nel presente progetto, si è stabilita come soglia superiore un valore del momento d'inerzia pari a  $0.008 \text{ kg/m}^2$ .

Il dimensionamento del rotore, effettuato con un programma CAD, ha fornito un valore del momento d'inerzia del tamburo, asse vertical e puleggia pari a  $0,07 \text{ kgm}^2$ .

Con questo valore, si è deciso di impiegare un motore di  $1,5 \text{ kW}$ ; la coppia media di avviamento è molto simile a quella del motore di  $1,1 \text{ kW}$ , ma la velocità di funzionamento è leggermente superiore, risultando in un momento d'inerzia ridotto all'asse motore leggermente inferiore, vedi (4.6). A questo punto, è possibile determinare il rapporto di trasmissione  $\tau$ :

$$\tau_{50 \text{ Hz}} = \frac{n_{\text{motore}}}{n_{\text{tamburo}}} = \frac{2900}{9600} = 0.302$$

Dobbiamo ricordare che questi calcoli sono validi per alimentazione con  $50 \text{ Hz}$ , ma considerare anche una frequenza di  $60 \text{ Hz}$  è opportuno nel dimensionamento delle pulegge. Per poter fare una valutazione iniziale, possiamo trovare il rapporto fra la velocità di sincronismo e la velocità di rotazione del motore a  $50 \text{ Hz}$ , per capire l'entità dello scorrimento e così prevedere la velocità di rotazione a  $60 \text{ Hz}$ :

$$\frac{n_r}{n_s} = \frac{2900}{3000} = 0.9667$$

Moltiplicando la velocità di sincronismo a 60 Hz per il coefficiente appena trovato, abbiamo una prima valutazione del comportamento del motore a questa frequenza:

$$n_{r60\text{ Hz}} = \frac{60 \cdot 60}{1} 0.9667 = 3480 \text{ giri/min}$$

Così possiamo trovare il rapporto di trasmissione:

$$\tau_{60\text{ Hz}} = \frac{3480}{9600} = 0.3625$$

È stata scelta una cinghia *poly-V*, oltre ai vantaggi elencati precedentemente, poiché si tratta di una soluzione standard usata dalla Servizi Industriali S.r.l. per le macchine di piccola potenza. Il diametro della puleggia conduttrice, pari a 140 mm, così come la sezione della cinghia ed il numero di nervature (J8) è stato preso come punto di partenza poiché è impiegato da altri modelli con motori di potenza maggiore e minore prodotti dall'azienda; in questo modo, si è potuto calcolare direttamente il diametro della puleggia condotta, ed in base all'interasse, la lunghezza della cinghia. Una breve verifica da catalogo è stata effettuata alla fine.

In Tabella 4.9 sono presentati i diametri delle pulegge condotte per le due frequenze di alimentazione già citate, così come le velocità operative del tamburo.

$f$ (Hz)	$d_{pconduttrice}$ (mm)	$d_{pcondotta}$ (mm)	$\tau$	$n_{tamburo}$ (giri/min)
50	140	42	0.3	9667
60	140	50	0.357	9744

Tabella 4.9: dimensioni delle pulegge, rapporto di trasmissione e velocità operativa per frequenze di 50 Hz e 60 Hz.

Dopo la scelta del motore e del sistema pulegge-cinghia, sono stati scelti i cuscinetti. Il cuscinetto superiore è a gole profonde, mentre quello inferiore è auto-allineante a sfere. Il dimensionamento è stato fatto da catalogo (SKF). Di particolare importanza sono la velocità di funzionamento (uguale a quella del tamburo), e la determinazione delle forze verticali (peso) e radiali (prodotte dal tiro della cinghia, e da eventuali squilibri del tamburo) alle quali sono soggetti i cuscinetti, vedi Figura 4.12.

Per il calcolo della forza prodotta dal tiro della cinghia  $F$ , si può considerare la seguente relazione (Funaioli et alii, 2007):

$$F \approx (1,5 \div 2) \frac{2M_{nm}}{d_{pconduttrice}} \quad (4.9)$$

Dove  $M_{nm}$  è la coppia di funzionamento prodotta dal motore e  $d_{pconduttrice}$  è il diametro primitivo della puleggia conduttrice.

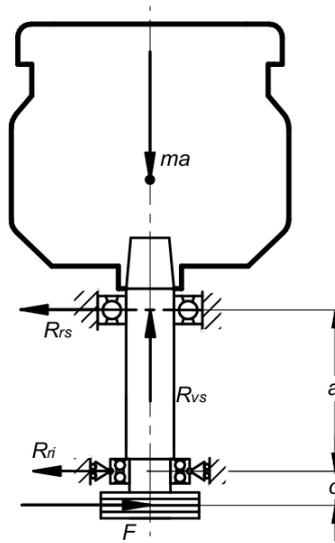


Figura 4.12: forze radiali e assiali alle quali sono soggetti i cuscinetti (escludendo l'effetto di squilibri):  $F$  forza prodotta dal tiro della cinghia;  $ma$  forza peso del tamburo;  $R_{ri}$  forza di reazione radiale inferiore;  $R_{rs}$  forza di reazione radiale superiore;  $R_{vs}$  forza di reazione verticale superiore;  $a$  distanza fra i cuscinetti;  $c$  distanza fra la puleggia e il cuscinetto inferiore.

#### 4.6.2 Soluzione costruttiva

Quasi tutte le centrifughe operano a velocità ben superiori di quella critica principale e pertanto devono passare attraverso questa velocità nelle fasi d'avvio e d'arresto. In più, è evidente che il tamburo deve essere bilanciato per evitare vibrazioni eccessive in fase di funzionamento. Per rimanere in sicurezza, qualche sorta di smorzamento deve essere messo in atto. Questo può risultare dalla progettazione dell'asse o albero di trasmissione, caricando con molle i cuscinetti più prossimi al rotore, il caricamento elastico della sospensione oppure una combinazione di queste due soluzioni.

L'albero di una centrifuga è normalmente montato su un cuscinetto radiale superiore e uno inferiore. Oltre ad alloggiare l'asse, il cuscinetto superiore ha il compito di contrastare eventuali vibrazioni radiali prodotte dallo sbilanciamento del tamburo. Si può provvedere allo smorzamento radiale del cuscinetto tramite un collare di supporto, il quale può avere una pluralità di molle oppure un elemento di supporto elastico di gomma, il quale produce un effetto smorzante attraverso l'attrito interno.

In generale l'asse verifica delle oscillazioni moderate, nonostante l'impiego di un dispositivo elastico. Il comportamento del cuscinetto inferiore, il quale è saldamente bloccato nel telaio del separatore, non deve essere rigido in relazione alle vibrazioni dell'asse se si vuole evitare di sollecitare eccessivamente questi componenti. All'aumentare della distanza fra il cuscinetto

superiore e quello inferiore diminuisce il movimento oscillatorio dell'asse rispetto al cuscinetto inferiore.

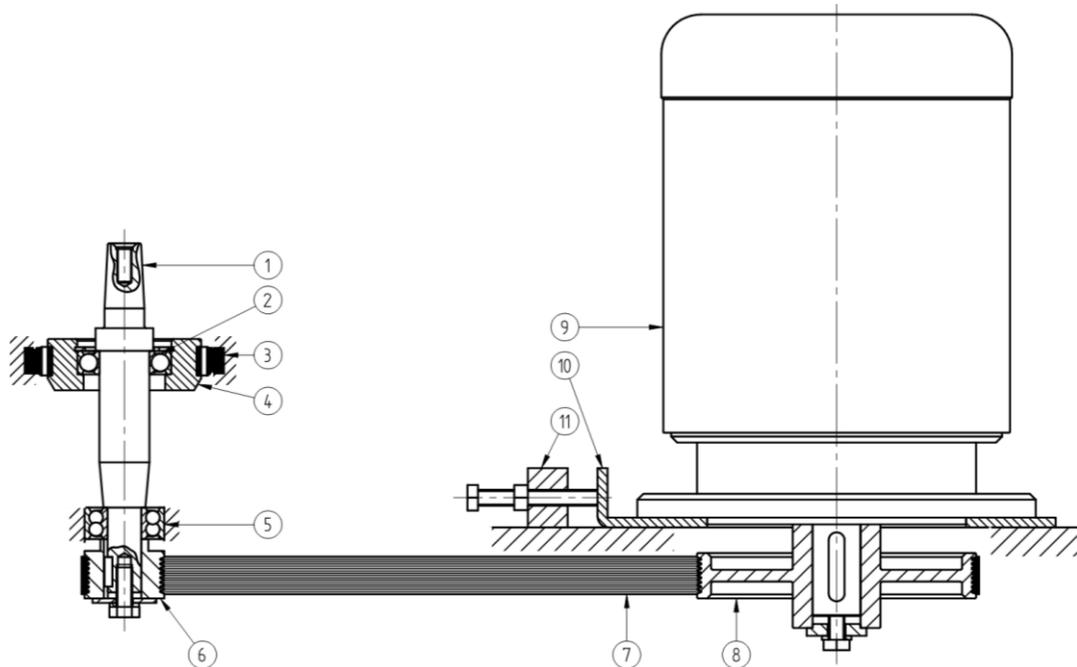


Figura 4.13: elementi principali della trasmissione: 1. albero verticale; 2. cuscinetto radiale rigido; 3. anello di gomma; 4. porta cuscinetto; 5. cuscinetto orientabile a sfere; 6. puleggia condotta; 7. cinghia; 8. puleggia conduttrice; 9. motore; 10. base motore; 11. tendicinghia.

Pertanto, il cuscinetto inferiore deve essere in grado di seguire le oscillazioni dell'asse; generalmente si tratta di un cuscinetto orientabile, montato sull'estremità inferiore dell'asse verticale. L'anello interno del cuscinetto viene montato solidalmente con l'asse, mentre l'anello esterno, la cui superficie interna, in contatto con le sfere, è di forma concava il cui raggio di curvatura ha il suo centro nell'asse di rotazione, è solidale con il telaio della macchina. In questo modo le sfere possono scorrere lungo la superficie concava quando l'albero oscilla rispetto alla sua posizione verticale.

In Figura 4.13 è illustrata la soluzione costruttiva adottata. L'albero verticale 1 è montato sui cuscinetti 2 e 5, l'anello esterno del cuscinetto superiore è montato solidalmente nel porta cuscinetto 4, il quale ha un anello di gomma 3 incastrato del suo diametro esterno e l'anello di gomma è montato solidalmente nel telaio, dove viene precompressa. Il cuscinetto inferiore, orientabile a sfere, è libero di spostarsi assialmente rispetto al telaio; in questo modo, l'albero verticale si può spostare in senso radiale e verticale. La puleggia condotta 6 è assicurata nel gambo inferiore dell'albero attraverso linguetta, vite e rondelle, così come lo è la puleggia conduttrice 8 al motore 9. Di particolare importanza è il tendicinghia 11, attraverso il quale si può assicurare la tensione della cinghia 7 tramite lo spostamento della base motore 10.

### 4.6.3 La velocità critica

“Si dice che un rotore è in condizioni di velocità critica quando vi è coincidenza fra la frequenza di un modo proprio di vibrare del rotore e la frequenza di un’azione eccitatrice, in grado di eccitare tale modo.”<sup>13</sup>

Le azioni eccitatrici sono prodotte da uno squilibrio statico e/o da uno squilibrio dinamico la cui entità può essere limitata tramite il bilanciamento delle massi rotanti, ma non può essere eliminata. Inoltre, durante l’operazione, un eventuale accumulo disomogeneo di fase solida nella camera di sedimentazione può creare squilibri. Le pulsazioni di queste azioni eccitatrici sono uguali alla velocità angolare del tamburo e quando esse uguagliano la pulsazione propria del tamburo, si ha risonanza e il rotore è in condizioni di velocità critica.

Nella fase di dimensionamento, si deve assicurare che la velocità di funzionamento del tamburo sia ben lontana dalla velocità critica, cioè quella velocità alla quale coincidono le eccitazioni dovuto agli squilibri e la pulsazione naturale del tamburo.

### 4.6.4 Determinazione delle pulsazioni naturali del sistema

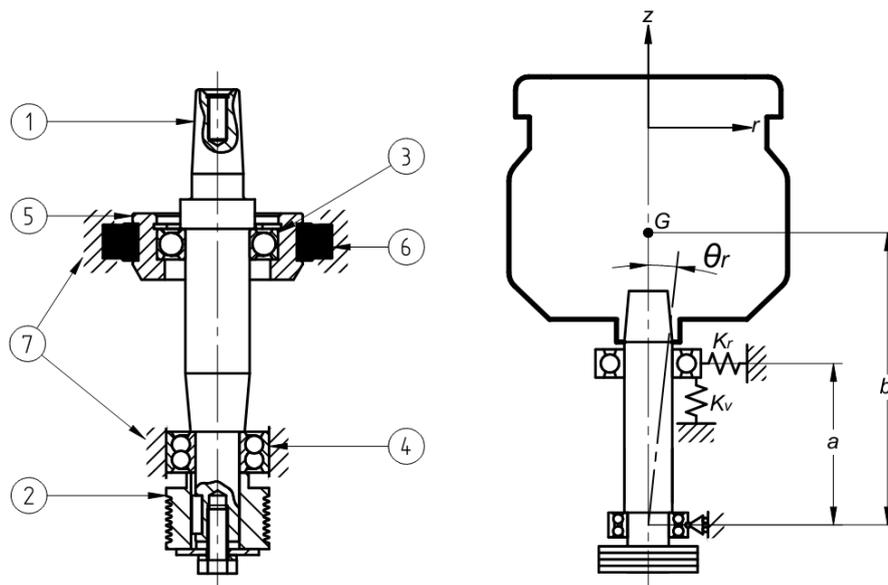


Figura 4.14: sinistra: 1. albero verticale; 2. puleggia condotta; 3. cuscinetto radiale; 4. cuscinetto orientabile a sfere; 5. porta cuscinetto; 6. anello di gomma; 7. Telaio; destra, schema del sistema albero verticale-tamburo:  $G$  baricentro;  $K_r$ , rigidità radiale;  $K_v$ , rigidità verticale;  $\theta_r$ , angolo di spostamento dell’albero;  $a$  distanza fra il cuscinetto inferiore e quello superiore;  $b$  distanza fra il cuscinetto inferiore e il baricentro.

In Figura 4.14 è schematizzato il sistema albero verticale-tamburo. Ci interessa trovare le pulsazioni proprie del sistema fermo, e per farlo consideriamo il rotore (tamburo e albero verticale) rigido, i supporti superiori cedevoli ed i supporti inferiori liberi di spostarsi in senso

<sup>13</sup> Meneghetti et alii, 2010

assiale e di avere rotazione intorno all'asse radiale. Poichè il cuscinetto inferiore è orientabile, lo spostamento del tamburo è descritto da  $\theta_r$  (o  $r_G$ ) e  $z_G$ . Il rotore è equilibrato, ed il suo baricentro si trova in  $G$  ad una distanza  $b$  dal cuscinetto inferiore, mentre  $a$  rappresenta la distanza assiale fra i due cuscinetti.  $K_r$  e  $K_v$  sono la rigidezza radiale e la rigidezza verticale dell'anello di gomma.  $m$  è la massa del tamburo e  $J_d$  è il momento d'inerzia trasversale.

Facendo uso di questo modello di masse e molle, cioè escludendo gli smorzamenti, possiamo trovare le frequenze proprie del sistema facendo uso del metodo dell'energia, secondo il quale  $E + U = \text{costante}$ , e allora  $E_{max} = U_{max}$ . Per le oscillazioni verticali del tamburo abbiamo:

$$E = \frac{1}{2} m \dot{z}_G^2; E_{max} = \frac{1}{2} m Z^2 \omega_{nv}^2$$

$$U = \frac{1}{2} K_v z_G^2; U_{max} = \frac{1}{2} K_v Z^2$$

E infine troviamo,

$$\omega_{nv} = \sqrt{\frac{K_v}{m}} \quad (4.10)$$

Nel caso di spostamento radiale del cuscinetto superiore,

$$E = \frac{1}{2} \left( m + \frac{J_d}{b^2} \right) \dot{r}_G^2; E_{max} = \frac{1}{2} \left( m + \frac{J_d}{b^2} \right) R^2 \omega_{nr}^2$$

$$U = \frac{1}{2} K_r \frac{a^2}{b^2} r_G^2; U_{max} = \frac{1}{2} K_r \frac{a^2}{b^2} R^2$$

Dove  $\dot{\theta}_{rG} = \frac{\dot{r}_G}{b}$ .

E troviamo,

$$\omega_{nr} = \sqrt{\frac{K_r a^2}{m b^2 + J_d}} \quad (4.11)$$

Queste espressioni sono valide con l'ipotesi di valori piccoli di  $\theta$  da poter considerare  $\sin \theta \approx \theta$ , ipotesi attraverso la quale gli spostamenti verticali sono disaccoppiati da quelli radiali. Inoltre, l'effetto giroscopico è stato trascurato.

Da (4.10) e (4.11) sono stati generati i grafici presentati in Figura 4.15 e Figura 4.16. Il parametro più influente per quanto riguarda le pulsazioni naturali del rotore sono le rigidezze  $K_v$  e  $K_r$ . È

interessante notare come entrambi le pulsazioni naturali siano in punti di funzionamento ben distanti l'uno dall'altro. Inoltre, considerando la naturalezza cedevole dei supporti superiori, ci troviamo sicuramente nella porzione sinistra del grafico presentato in Figura 4.15, il che significa che durante le fasi di avvio e di arresto il rotore dovrà attraversare ben due velocità critiche, le quali dovranno essere il più basse possibili. La risposta del tamburo, nel passaggio attraverso queste due velocità critiche, si vede attenuata dallo smorzamento fornito dall'anello di gomma.

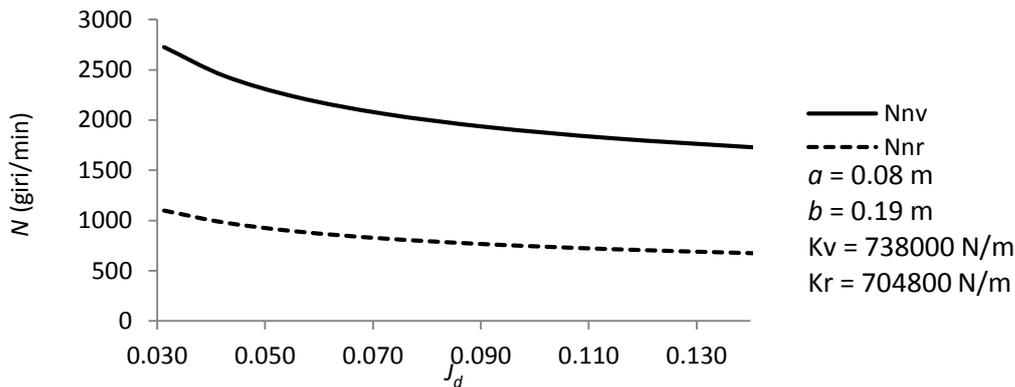


Figura 4.15: andamento delle pulsazioni naturali in funzione del momento d'inerzia diametrale.

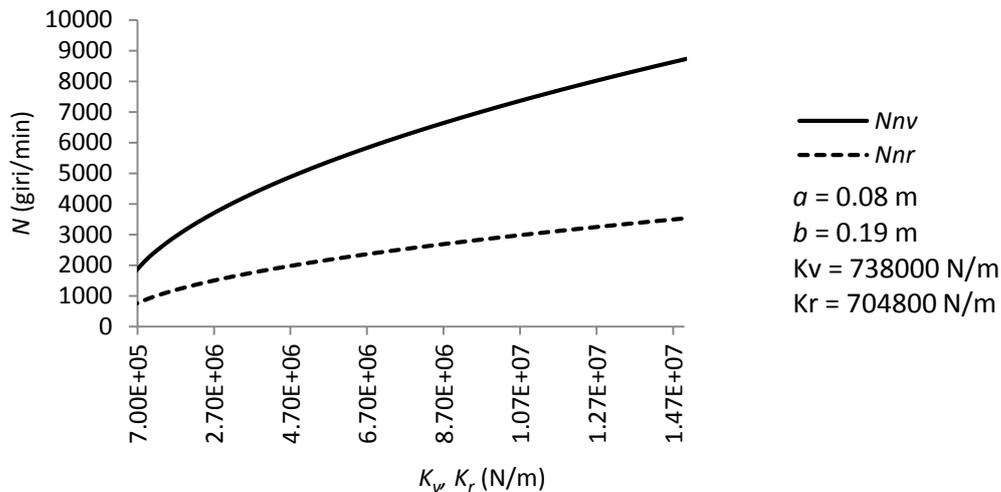


Figura 4.16: andamento delle pulsazioni naturali in funzione della rigidezza del supporto superiore.

Un anello in FPM Shore 70 con  $E \geq 5$  MPa è usato come supporto cedevole. Delle misure sono state effettuate su un campione, e si è trovato un valore di  $E = 9,2$  MPa. A continuazione viene presentata la procedura impiegata per trovare i valori di  $K_r$  e  $K_v$ .

Considerando lo spostamento medio del cuscinetto all'interno dell'anello di gomma, esso comporta la compressione dell'area  $A$  (Figura 4.17). Linearizzando l'area deformata otteniamo una barra di lunghezza pari al diametro interno dell'anello, come illustrato in Figura 4.17. In questo modo possiamo trattare il problema come quello di una barra sottoposta a compressione, per la quale è valida la seguente espressione:

$$F = AE \frac{\delta}{L} \quad (4.12)$$

Dove,

$$K_r = \frac{AE}{L} \quad (4.13)$$

Sostituendo  $A = ac$ ,  $L = (b - a)/2$   $E = 9,2$  MPa si è trovato un valore di  $K_r = 704800$  N/m.

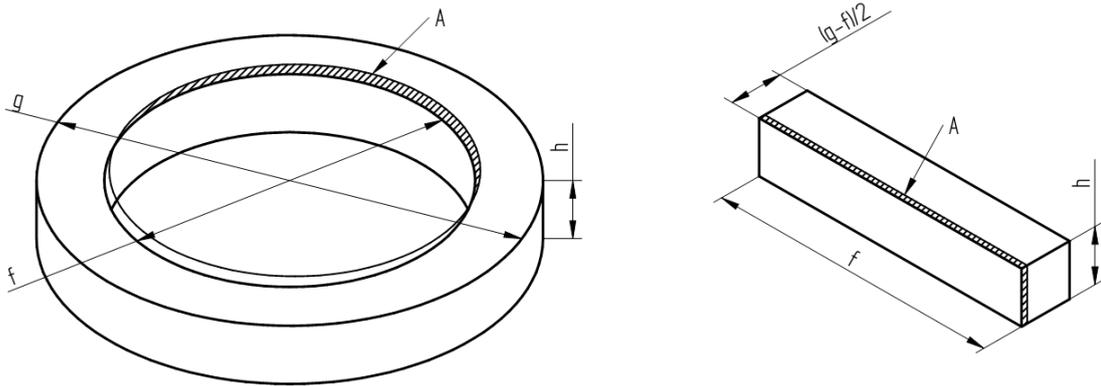


Figura 4.17: deformazione radiale dell'anello di gomma (sinistra) e di un'asta soggetta a compressione (destra).

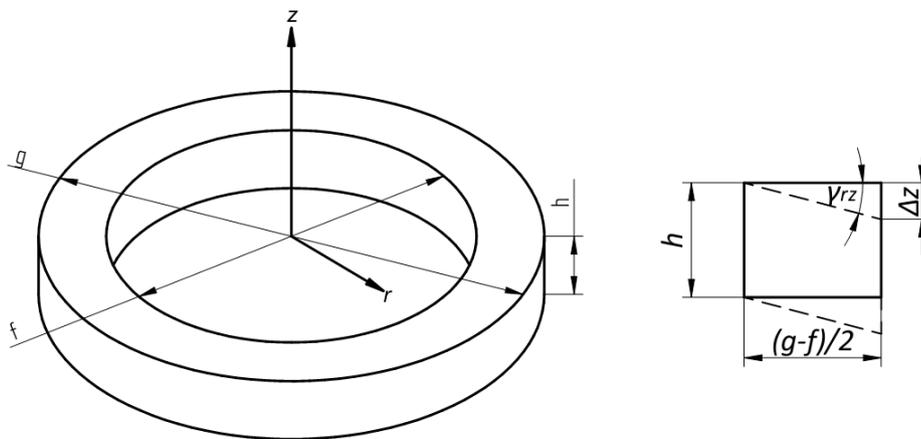


Figura 4.18: anello soggetto a taglio puro in condizioni di deformazione piana per la determinazione della deformazione verticale dell'anello di gomma.

Per quel che riguarda  $K_v$ , possiamo considerare la sezione soggetta a taglio puro in condizioni di deformazione piana come illustrato in Figura 4.18. In queste condizioni sono valide le espressioni:

$$\tau = G\gamma \quad (4.14)$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (4.15)$$

$$\gamma_{rz} = \frac{\partial r}{\partial z} + \frac{\partial z}{\partial r} \quad (4.16)$$

Nel presente caso  $\partial r / \partial z = 0$ , allora otteniamo:

$$\gamma_{rz} = \frac{\partial z}{\partial r} = \frac{\Delta z}{L}$$

Dove  $\Delta z$  è lo spostamento assiale del diametro interno dell'anello di gomma. Sostituendo e riarrangiando (4.14) e (4.16) otteniamo per il presente caso:

$$F = \frac{AG}{L} \Delta z$$

E infine,

$$K_v = \frac{AE}{2L(1 + \nu)} \quad (4.17)$$

Sostituendo  $L = (g - f)/2$ ,  $A = \pi fh$ ,  $\nu = 0,5$  e  $E = 9,2$  MPa, si è trovato un valore di  $K_v = 738000$  N/m.

Questi valori devono essere corretti, poiché nel montaggio l'anello è incastrato fra il telaio e l'anello porta cuscinetto, come illustrato in Figura 4.19. Questo comporta una precompressione dell'anello nella porzione del telaio con la riduzione del valore di  $L$ .

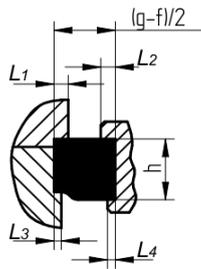


Figura 4.19: precompressione dell'anello di gomma dopo il montaggio.

Possiamo calcolare il nuovo valore,  $L_{eff}$ , tramite l'espressione:

$$L_{eff} = \frac{2L - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4)}{2} \quad (4.18)$$

Sostituendo (4.18) in (4.13) e (4.17) otteniamo:

$$K_{reff} = 1436600 \text{ N/m}$$

$$K_{veff} = 1504400 \text{ N/m}$$

Con questi valori di rigidezza e le dimensioni di progetto, si sono trovate le seguenti pulsazioni naturali:

$$\omega_{nr} = 114.5 \text{ rad/s}; N_{nr} = 1093.8 \text{ giri/min}$$

$$\omega_{nv} = 289 \text{ rad/s}; N_{nv} = 2760.7 \text{ giri/min}$$

Si conferma in questo modo la lontananza delle velocità critiche dalla velocità operativa, così come il passaggio durante le fasi di avvio e di arresto attraverso di loro.

## 4.7 Gruppo tamburo

### 4.7.1 Camera di sedimentazione e numero di dischi

Il profilo del tamburo di partenza, cioè quello della Macfuge 203, è presentato in Figura 4.20.

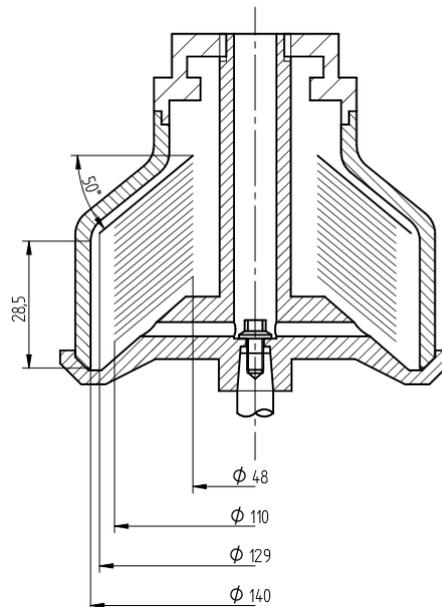


Figura 4.20: sezione schematica del tamburo della Macfuge 203.

Conoscendo le dimensioni del disco, il dimensionamento del nuovo tamburo è stato eseguito considerando la richiesta di una camera fanghi con una capacità di circa 0,5 litri. È importante fare notare, che per un lavoro di potenziamento, il fattore  $\Sigma$  è valido in quanto misura tarata e validata del modello già esistente (nel nostro caso, la Macfuge 203). Si può pensare di apportare qualche miglioramento per aumentare l'efficienza, ma questo è un passaggio successivo alle considerazioni iniziali, le quali devono essere le più conservatrici possibili per permettere maggiori (ed eventuali) margini di errore e di miglioramento.

La camera di sedimentazione, come è già stato accennato, è il volume disponibile all'interno del tamburo per il deposito della fase solida; esso (il solido) deve essere rimosso manualmente: quest'azione di pulizia richiede l'arresto e lo smontaggio di una parte della macchina. Tenendo questo presente, lo smontaggio deve essere relativamente semplice e la camera fanghi deve essere il più grande possibile per garantire il minor numero di arresti durante il funzionamento.

Il volume della camera fanghi viene considerato come il volume cilindrico con diametro esterno pari al diametro interno della camicia, diametro interno pari al diametro di raccolta della fase pesante e altezza pari all'altezza della porzione cilindrica della camicia. Facendo riferimento alla Figura 4.20 il volume della camera fanghi della Macfuge 203 è:

$$V_{cf\ 203} = \pi(r_{i\ camicia}^2 - r_{raccolta\ pesante}^2)h = \pi(70^2 - 64,5^2)28,5 = 0,07\ l$$

Il profilo di sedimentazione dipende dalla reologia della fase solida. In Figura 4.21 sono illustrati due profili limite (Stahl et alii, 2008): quello a sinistra riguarda una fase solida rigida mentre quello a destra rappresenta una fase solida con elevata mobilità (ad esempio, cellule di lievito).

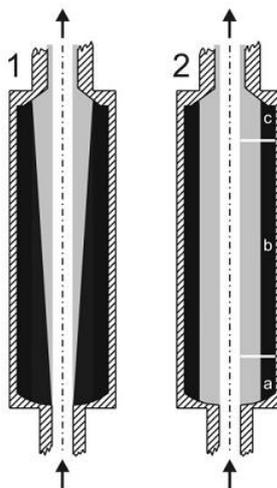


Figura 4.21: profilo di sedimentazione in una centrifuga tubolare: 1. sedimento con elevata rigidità; 2. sedimento con elevata mobilità. L'alimentazione avviene dal basso verso l'alto (Stahl et alii, 2008).

Per potenziare il volume della camera fanghi, mantenendo fisso il punto di raccolta della fase pesante, si possono aumentare contemporaneamente il numero di dischi ed il diametro interno del tamburo. In effetti, l'aumento di  $h$  è lineare mentre l'aumento del diametro è proporzionale al quadrato di  $r$ !

Aumentando soltanto il numero di dischi, per avere una camera fanghi di 0,5 l,  $h$  dovrebbe essere pari a:

$$Volume = 500000\ mm^3 = \pi(70^2 - 64,5^2)$$

$$h = 215,147 \text{ mm}$$

Considerando lo spessore  $s$  del disco, il quale è pari a 0,78 mm, e con un angolo rispetto alla verticale di  $40^\circ$ , l'ingombro verticale è pari a

$$x = \frac{0,78}{\cos 50^\circ} = 1,23 \text{ mm}$$

La colonna originale è alta circa 30,5 mm e contiene 32 dischi. Un a colonna alta 215 mm conterrebbe 177-178 dischi!

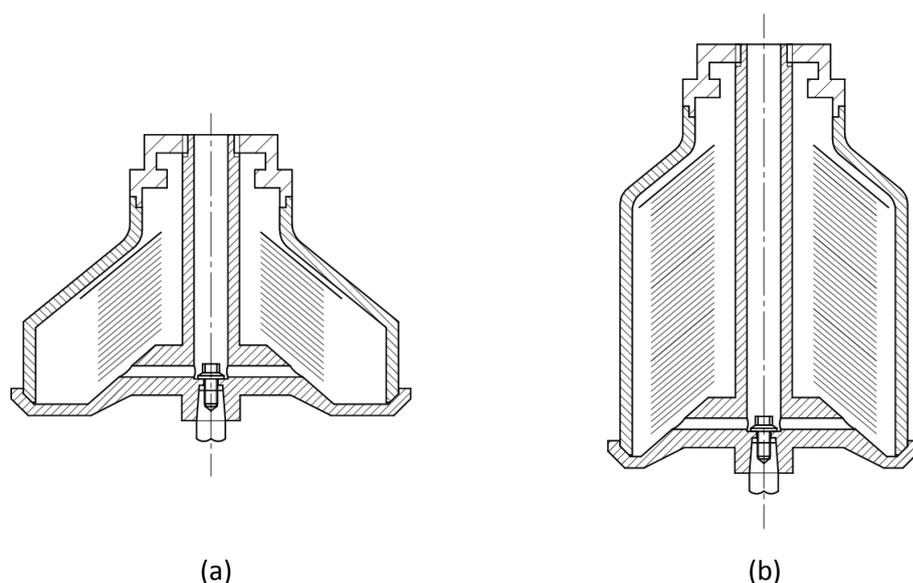


Figura 4.22: il volume della camera di sedimentazione può essere incrementato aumentando il diametro interno della camicia (sinistra), aumentando il numero di dischi (destra) oppure facendo entrambe le cose.

Fissando un valore di 50 dischi per avere un aumento apprezzabile dell'area di separazione, otteniamo una colonna con un'altezza pari a 60,65 mm.

Ricalcolando con questo dato per il nuovo raggio interno del tamburo, otteniamo:

$$r_{nuovo} = \sqrt{\frac{500000}{60,65 \cdot \pi} + 64,5^2} = 82,367 \text{ mm}$$

Ovvero,  $\varnothing_{nuovo} = 165 \text{ mm}$ .

In realtà, per questioni legate al profilo cavo impiegato per ottenere il corpo del tamburo (e su questo punto torneremo più avanti), così come alla scelta della filettatura di chiusura, sia il diametro interno che quello esterno che delimitano la camera fanghi sono stati ridotti:

$$\varnothing_e = 159 \text{ mm}$$

$$\varnothing_i = 130 \text{ mm}$$

$$h = 60,65 \text{ mm}$$

Con questi dati otteniamo:

$$V_{camera\ fanghi} = 60,65 \cdot \pi(79,5^2 - 65^2) = 399223,89\ mm^3 = 0,4\ l$$

Questo implica un aumento del volume della camera fanghi di ben sei volte, quando entrambe le macchine trattano la stessa portata dello stesso prodotto (in queste condizioni, stiamo parlando di un potenziamento del 600% con una portata di 500 l/h, mentre invece il potenziamento è del 300 % quando la portata è di 1000 l/h; in effetti, raddoppiando la portata si raddoppia la quantità di solidi separati).

Un aumento del diametro della camicia comporta maggiori sollecitazioni dovute all'azione della forza centrifuga sul materiale costitutivo che sul prodotto, con un conseguente aumento della pressione interna. L'aumento del diametro significa anche un maggior utilizzo di materiale con un aumento proporzionale al quadrato del raggio del peso dello stesso. Per quanto riguarda l'aumento dell'altezza, le sollecitazioni non aumentano di ordine di grandezza, ed il peso aggiuntivo di materiale è proporzionalmente lineare all'aumento di altezza. Come è stato visto, un aumento considerevole dell'altezza e del numero di dischi è necessario per poter aumentare sensibilmente il volume della camera di sedimentazione. Questo comporta l'innalzamento del baricentro del tamburo, con effetti potenzialmente negativi sul comportamento dinamico del rotore: infatti esso è più propenso alle instabilità. Per questi motivi, un buon compromesso può scaturire dall'aumento simultaneo del diametro interno della camicia e del numero di dischi.

#### 4.7.2 Fattore $\Sigma$ e portate

L'aumento del numero di dischi ha comportato l'aumento del valore del fattore  $\Sigma$  del tamburo. Con una velocità angolare di 9600 giri/min, otteniamo:

$$\Sigma_{203\ vecchio} = 1255\ m^2$$

$$\Sigma_{203\ nuovo} = 1961\ m^2$$

Questo significa un aumento del 56 % rispetto al valore iniziale. Trattandosi della stessa geometria con la stessa velocità angolare, quest'aumento è esattamente il rapporto fra il numero di dischi, ovvero 50/32. Questo significa che mantenendo la geometria interna il più simile possibile a quella della Macfuge 203, le nuove prestazioni dovrebbero essere le seguenti:

- Portata di gasolio:  $600 \times 1.56 = 940\ l/h$ ;
- Portata di olio:  $400 \times 1.56 = 620\ l/h$ .

#### 4.7.3 Morfologia strutturale del tamburo

Avendo stabilito il numero di dischi e il volume della camera di sedimentazione, si è cominciato a pensare alla soluzione costruttiva da adottare. A continuazione sono presentati in maniera

schematica i profili dei tamburi delle tre macchine di riferimento: la Macfuge 203, la MIB 303 e la OTC 2.

Nel caso della Macfuge 203, vedi Figura 4.23, il fondo tamburo 2 è montato sull'albero 1 tramite un accoppiamento conico e assicurato con la vite 5. La camicia 3 è impacchettata e tenuta in posizione dall'elemento di chiusura 4, il quale è avvitato alla colonna, la quale è integrata al fondo tamburo.

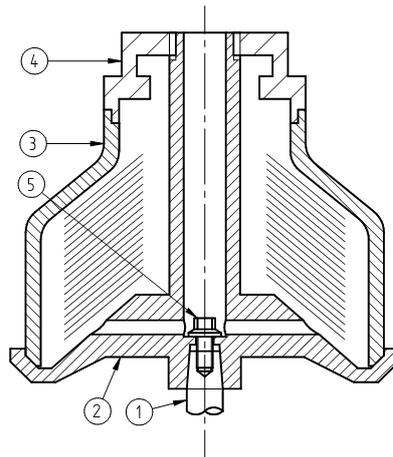


Figura 4.23: sezione schematica della struttura del tamburo della Macfuge 203: 1. albero; 2. fondo tamburo/colonna; 3. camicia; 4. elemento di chiusura; 5. vite.

Nel caso della MIB 303, Figura 4.24 a), il fondo tamburo 2 e l'elemento centrale 3 sono calettati sull'albero 1 e tenuti in posizione dalla vite 6. La camicia è impacchettata fra il fondo tamburo ed il dado di chiusura, che si avvita sull'elemento centrale 3.

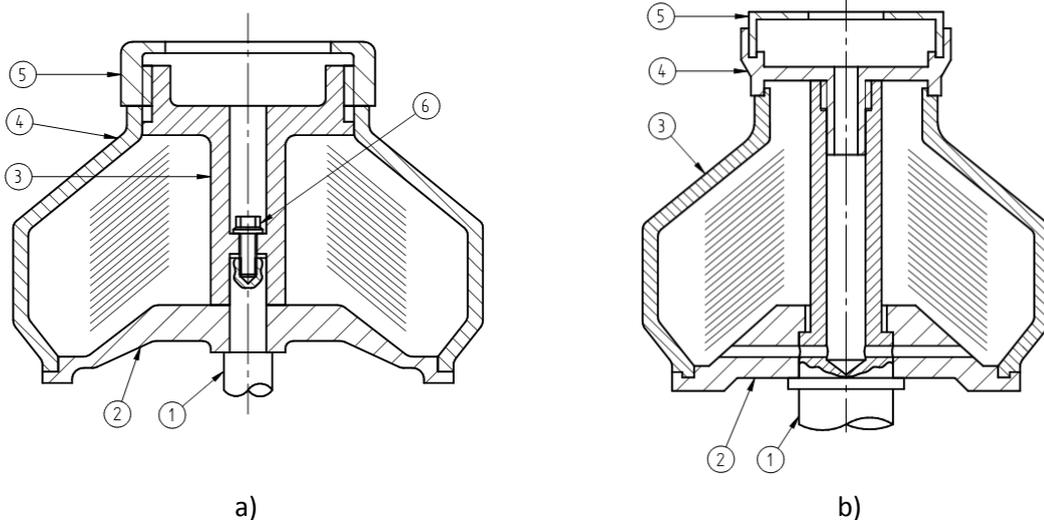


Figura 4.24: a) sezione schematica della struttura del tamburo della MIB 303 e del brevetto US 5,941,811 A: 1. albero; 2. fondo tamburo; 3. elemento centrale; 4. camicia; 5. dado di chiusura; 6. vite; b) sezione schematica della struttura del tamburo della OTC 2: 1. albero/colonna; 2. fondo tamburo; 3. camicia; 4. elemento di chiusura; 5. camera di raccolta.

Infine, per quanto riguarda il tamburo dell'OTC 2, Figura 4.24 b), la colonna e l'albero sono un unico elemento 1, sul quale è calettato il fondo tamburo 2. Sia la camicia 3 che il fondo tamburo 2 sono impacchettati fra l'albero/colonna 1 e l'elemento di chiusura 4, il quale è avvitato all'interno della colonna.

Le tre architetture hanno una similitudine fondamentale: la camicia del tamburo è impacchettata fra due elementi strutturali e nella fase di smontaggio è rimovibile, permettendo la pulizia della camera di sedimentazione mentre la pila di dischi rimane in posizione. Le differenze, invece, riguardano le modalità di chiusura della struttura così come l'impiego di diversi elementi portanti: mentre nella MIB 303 tutte le forze assiali si scaricano sulla vite centrale, nella Macfuge 203 e la OTC 2 esse si scaricano sulla colonna (l'accoppiamento critico essendo quello fra colonna ed elemento di chiusura).

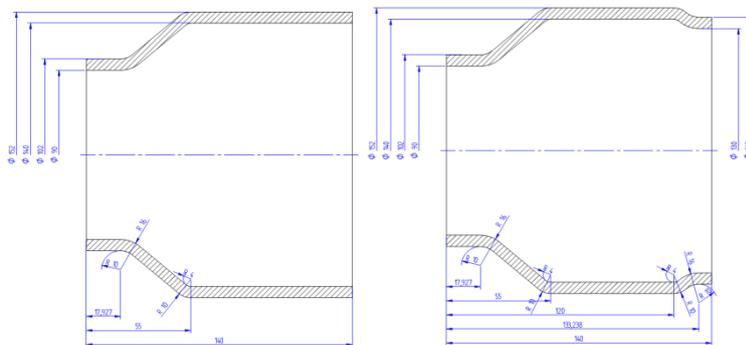


Figura 4.25: prototipo di camicia.

Si è pensato inizialmente ad una struttura con una camicia come quella in Figura 4.25, ispirata sia dal brevetto US 5,941,811 A già citato che dal brevetto CA 2045611 (Stroucken e Ridderstrale, 1991), vedi Figura 4.26, dove si propone una camicia avvitabile e libera di scorrere in senso assiale quando sottoposta a pressione interna e con forza assiale risultante nulla, dove la forza assiale risultante alla quale sono soggetti gli elementi di collegamento è ben minore. In altre parole, la vite 9 (Figura 4.26) è soggetta a una forza ben minore e la sua criticità è ridotta (sempre facendo riferimento alla Figura 4.26, è opportuno fare il paragone fra le aree 20 e 21).

Il profilo proposto in questo brevetto ci mostra già in forma embrionale quanto visto prima: fondo tamburo calettato sull'albero, elemento centrale anch'esso calettato sull'albero e camicia montata sull'elemento centrale (in questo caso avvitata e non "impacchettata" come già visto). La camicia scorrevole, inoltre, ha il vantaggio di essere intercambiabile nel caso di modelli diversi, con una chiara ottica di standardizzazione.

La scelta della tecnologia produttiva della camicia è stato il punto di partenza per il progetto, e ne ha condizionato tutte le scelte successive. Le tecnologie considerate sono state la lavorazione alle

macchine utensili, l'idro-formatura, la microfusione e la forgiatura nell'ottica del risparmio e dell'abbattimento dei costi.

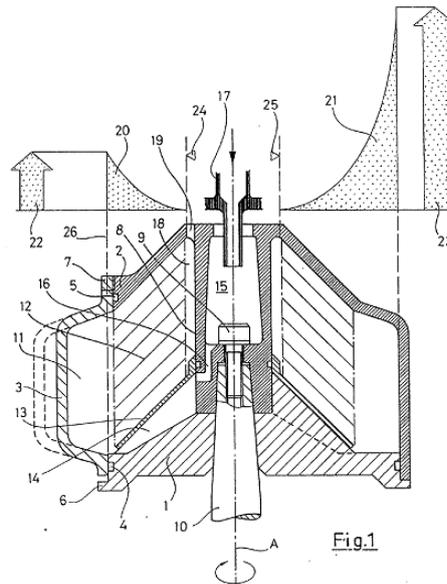


Figura 4.26: tamburo con camicia assialmente scorrevole (Stroucken e Ridderstrale, 1991).

L'idro-formatura, si è pensato, permetterebbe di ottenere una geometria abbastanza complicata con l'impiego di un semplice tubo come materiale di partenza. Questa tecnologia, tuttavia, non è adeguata per i requisiti particolari di progetto e tutti i fornitori interpellati hanno confermato l'ineseguibilità tecnica (spessori troppo elevati, aumento di diametri troppo elevati e raccordi troppo pronunciati). La microfusione e la forgiatura sono in grado di produrre il profilo presentato in Figura 4.25, sinistra. Tuttavia, il costo di ogni pezzo è dell'ordine di grandezza di quello ottenuto con lavorazioni d'asportazione di truciolo, con il costo aggiuntivo degli utensili.

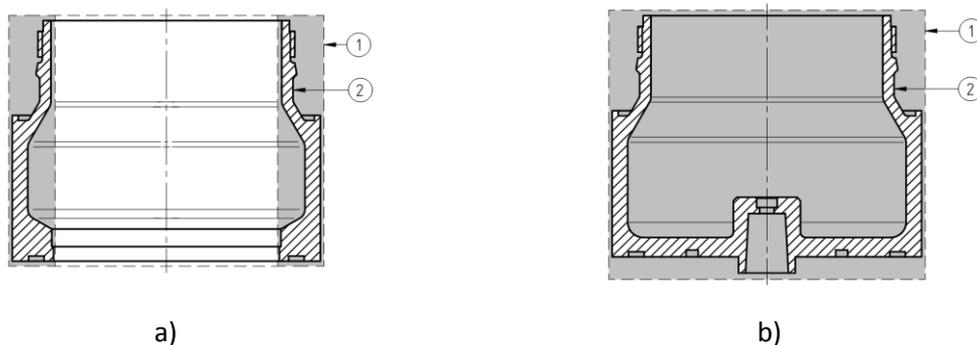


Figura 4.27: a) camicia (2) ottenuta da una barra forata (1); b) tamburo (2) ottenuto da una barra (1).

Poiché il tamburo ha dimensioni contenute si è deciso di ottenere i pezzi tramite asportazione di truciolo. È importante ricordare che una buona progettazione dei pezzi deve prendere in considerazione anche il materiale di base. In Figura 4.27 è illustrato un esempio: il tamburo può essere ottenuto da una barra piena (b) dove la maggior parte del materiale di partenza è asportato. Un'altra possibilità è l'ottenimento di diversi componenti da diverse geometrie di

partenza. In particolare, la camicia è ottenibile da una barra forata (a), là dove le dimensioni dei profili standard si rivelano il vero vincolo di progetto. Questa soluzione richiede il fissaggio fra i diversi elementi: si può pensare alla saldatura, oppure ad accoppiamenti scioglibili.

In Figura 4.28 è illustrato il profilo del primo prototipo di tamburo nel quale si sono evitate le saldature. In esso, il fondo tamburo 2 è calettato nella colonna 1 dal basso, così come la camicia 3 è calettata dal basso nel fondo tamburo. La pila di dischi 7 è impacchettata fra il fondo tamburo ed il cono divisore 4, quest'ultimo essendo calettato e facendo battuta nella colonna. Infine, la camera di raccolta 6 è impacchettata fra il cono divisore e l'anello di chiusura 5. Con questa morfologia si è cercato di fare dell'accoppiamento fra il cono divisore e la colonna il punto di riferimento fisso del montaggio. In questo modo, sotto l'azione della pressione all'interno del tamburo, la camicia 3 ed il fondo tamburo 2 sono liberi di spostarsi assialmente verso il basso, riducendo la forza assiale risultante che deve sopportare l'accoppiamento filettato camicia-anello di chiusura, ed infine la colonna è soggetta a compressione e non più a tensione.

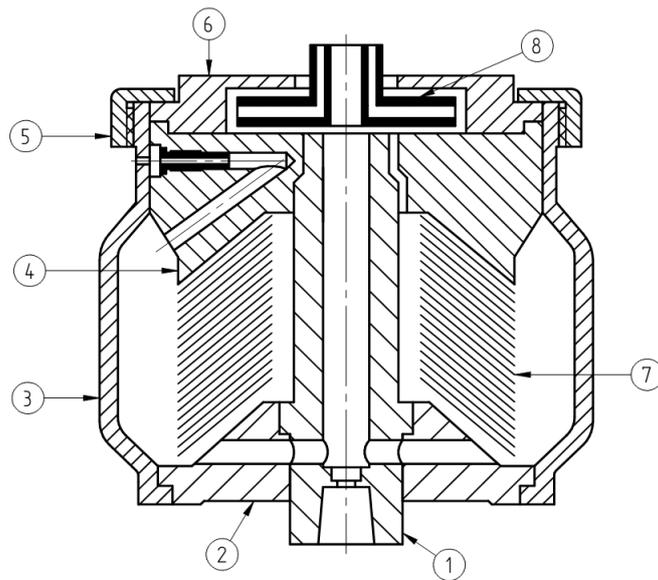


Figura 4.28: profilo del tamburo per il primo prototipo: 1. colonna; 2. fondo tamburo; 3. camicia; 4. cono divisore; 5. coperchio; 6. camera di raccolta; 7. pila di dischi; 8. *paring-disc*.

Tuttavia, questa soluzione è stata abbandonata per motivi sia funzionali sia costruttivi. Dal punto di vista funzionale, questa soluzione richiede nella fase di smontaggio lo svitamento del coperchio 5, col conseguente abbassamento della camicia 3 e del fondo tamburo 2. Questo si può rivelare un vantaggio poiché il tamburo si svuoterebbe automaticamente del suo contenuto, eliminando la necessità di estrarre il contenuto liquido dall'alto del tamburo. Successivamente, la vite che assicura la colonna 1 all'albero (non mostrata in figura) dovrebbe essere svitata per permettere di smontare l'insieme di colonna 1, pila di dischi 7 e cono divisore 4. Quest'ultimo passaggio non è particolarmente semplice, poiché è necessario il disaccoppiamento fra le superfici coniche

dell'albero e la colonna, e nel cercare di sfilare i tre pezzi si deve tener conto dell'accoppiamento cilindrico fra il cono divisore e la camicia. Una volta rimossa la pila di dischi, è possibile accedere alla camicia per rimuovere la fase solida ivi depositata, ripristinando così la camera di sedimentazione. Il rimontaggio richiede le stesse operazioni appena descritte all'inverso e la complessità intrinseca diventa più che evidente.

Da un punto di vista strutturale, invece, l'accoppiamento filettato fra la camicia 3 ed il dado di chiusura 5 è quello soggetto alla forza risultante assiale, mentre l'accoppiamento fra il cono divisore 4 e la colonna 1 è soggetto a compressione, ed è responsabile dell'integrità strutturale del tamburo. Se uno dei due elementi dovesse cedere, l'integrità strutturale e la tenuta del tamburo verrebbero meno.

Inoltre, l'esecuzione di questa particolare soluzione richiede accoppiamenti tollerati fra tutti gli elementi, con il conseguente costo produttivo.

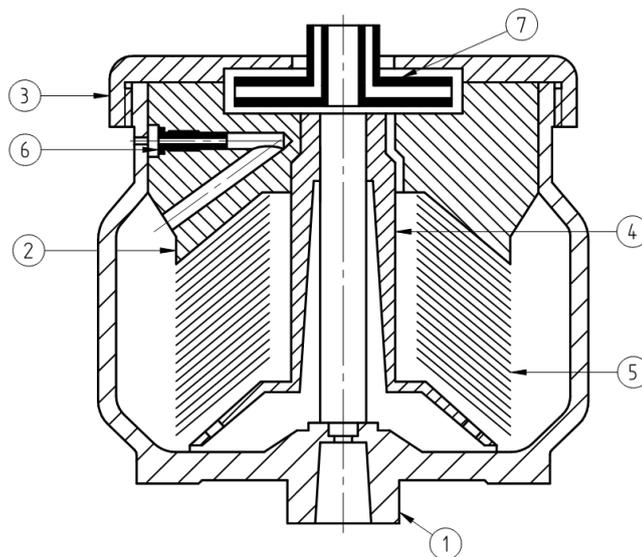


Figura 4.29: profilo del tamburo definitivo: 1. fondo tamburo; 2. cono divisore; 3. coperchio; 4. colonna/distributore; 5. pila di dischi; 6. ugello; 7. *paring-disc*.

La soluzione definitiva adottata è conservativa (per non dire canonica), vedi Figura 4.29. Il fondo tamburo 1 è un unico pezzo (mentre in precedenza esso era formato da tre elementi diversi, ovvero il fondo tamburo, la camicia ed in parte la colonna). Sul fondo di esso è montata la colonna 4, sulla quale sono calettati la pila di dischi 5 ed il cono divisore 2. Tutti questi elementi sono impacchettati e tenuti in posizione dal coperchio 3. La fase leggera viene scaricata nella camera di raccolta ricavata nel cono divisore e la fase pesante viene convogliata opportunamente attraverso degli ugelli 6. La chiusura del tamburo viene affidata al coperchio 3, il quale è soggetto alla pressione interna del tamburo in rotazione.

La risultante delle forze assiali si scarica nell'accoppiamento filettato fondo tamburo/coperchio. In termini generali, l'adozione di un diametro di apertura maggiore consente di ridurre la criticità degli sforzi che si scaricano sulla filettatura di chiusura. La contropartita di questa soluzione, legata alla particolare soluzione geometrica adottata, è la nascita di una componente di flessione non indifferente che si scarica sul coperchio; particolare attenzione è necessaria nel dimensionamento.

#### 4.7.4 Dimensionamento funzionale del tamburo

Con riferimento alla Figura 4.29, lo smontaggio del tamburo è il seguente: il coperchio 3 è svitato, il cono divisore 2 è rimosso, e infine la colonna 4, insieme alla pila di dischi 5 può essere rimossa. A questo punto si ha accesso alla camera di sedimentazione per il suo ripristino. Queste operazioni devono essere eseguite all'inverso per il montaggio del tamburo. La morfologia dei diversi componenti che si trovano all'interno del tamburo è di capitale importanza per il buon funzionamento della macchina.

Avendo stabilito la geometria di base del tamburo, basata sulla dimensione della camera fanghi (il cui dimensionamento è legato alle dimensioni e al numero di dischi) e la morfologia in base alla soluzione costruttiva, è necessario fissare la posizione della linea di separazione per poter determinare successivamente i punti di raccolta della fase leggera e la fase pesante.

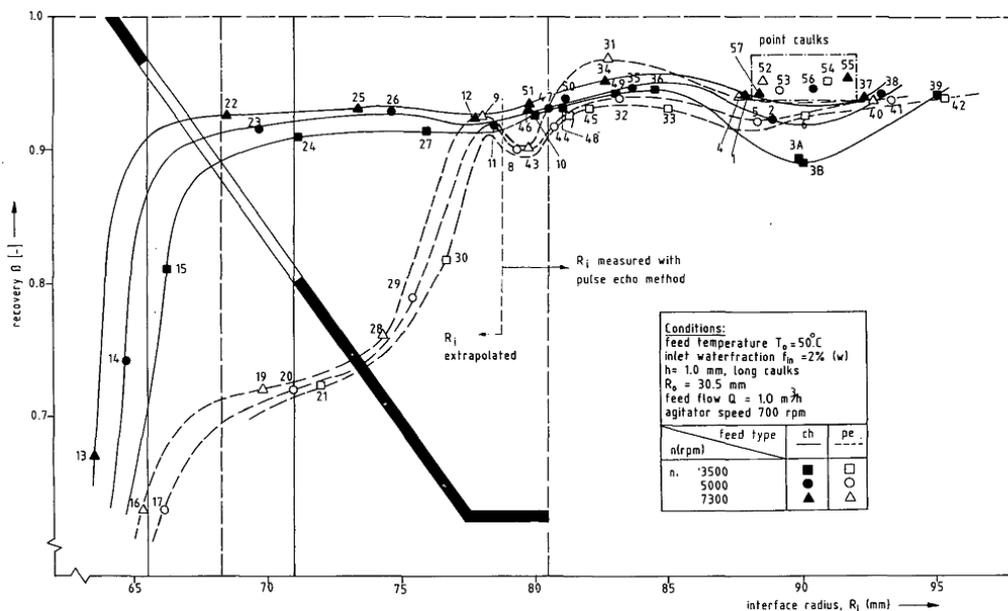


Figura 4.30: recupero  $\beta$  (rendimento di separazione) in funzione della posizione dell'interfaccia e del tipo di alimentazione: attraverso i canali (punti neri) e attraverso la periferia della pila (punti bianchi) (Van der Linden, 1987).

Brunner (1956) sostiene che l'interfaccia deva trovarsi appena fuori dal diametro esterno della pila di dischi nella separazione d'acqua e olio. Altri autori sostengono che la posizione dell'interfaccia deva trovarsi il più vicino possibile alla periferia della pila di dischi, e mai

all'interno di essa. Questi pareri, citati da Van der Linden (Van der Linden, 1987), vengono confermati da lui stesso attraverso delle prove sperimentali, vedi Figura 4.30, nella separazione di acqua e olio.

I risultati in Figura 4.30 evidenziano anche una miglior separazione quando l'alimentazione avviene attraverso la periferia della pila di dischi e non attraverso i fori di alimentazione (come d'altronde viene spesso fatto nella pratica).

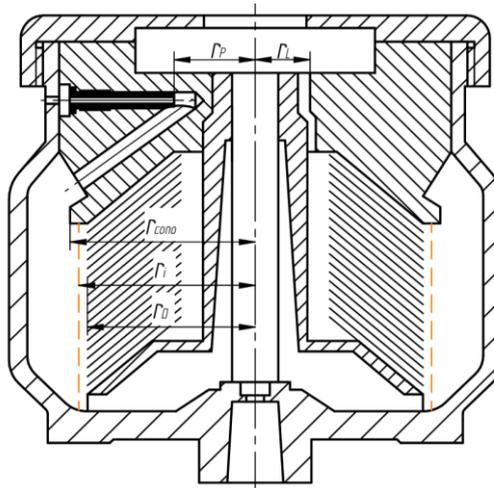


Figura 4.31: posizione dei diversi livelli nel tamburo.

In Figura 4.31 sono illustrate le posizioni dei diversi punti d'interesse del tamburo. Per primo, si deve rispettare la condizione:

$$r_D < r_i < r_{cono}$$

Dove  $r_D$  è il raggio esterno della pila di dischi,  $r_i$  è la posizione radiale dell'interfaccia e  $r_{cono}$  è il diametro del cono divisore. Se la linea di separazione dovesse trovarsi in una posizione oltre  $r_{cono}$  si avrebbe la così detta rottura della sacca d'acqua, e una porzione della fase leggera andrebbe persa insieme alla fase pesante.

La seconda condizione da rispettare è:

$$r_L < r_P$$

Dove  $r_L$  è la posizione radiale di scarico della fase leggera e  $r_P$  è la posizione radiale di scarico della fase pesante.  $r_i$  si può determinare bilanciando le pressioni idrostatiche delle due fasi nell'interfaccia. Trascurando le perdite di carico dovute all'attraversamento della fase leggera attraverso la pila di dischi, abbiamo:

$$p_i = \frac{1}{2} \rho_L \omega^2 (r_i^2 - r_L^2) = \frac{1}{2} \rho_P \omega^2 (r_i^2 - r_P^2)$$

Dove  $\rho_L$  è la densità della fase leggera e  $\rho_P$  è la densità della fase pesante.

L'interfaccia ha una posizione fissa, così come il livello della fase leggera, mentre il livello della fase pesante è regolabile; in questo modo, una stessa geometria di tamburo può essere impiegata per trattare prodotti di densità diverse. Il campo di applicazione del presente progetto ingloba il gasolio e gli olii lubrificanti e per questo motivo si può pensare a un intervallo di densità della fase leggera compreso fra  $800 \text{ kg/m}^3$  e  $920 \text{ kg/m}^3$ , mentre la fase pesante è l'acqua.

Si possono trovare il valore massimo e minimo di  $r_P$  per le densità massima e minima della fase leggera:

$$r_P = \sqrt{\frac{\rho_L r_L^2 + r_i^2 (\rho_P - \rho_L)}{\rho_P}} \quad (4.19)$$

In questo modo è stabilito l'intervallo di regolazione della fase pesante in funzione della densità della fase leggera, vedi Figura 4.32, sinistra.

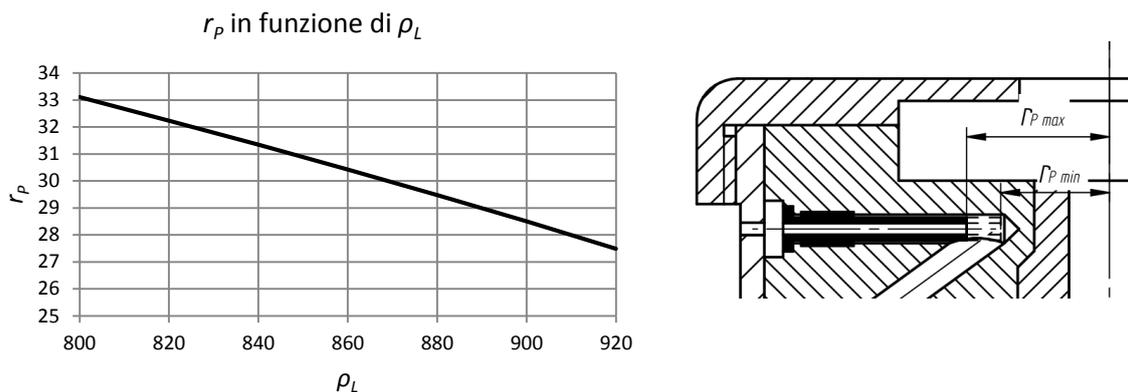


Figura 4.32:  $r_P$  in funzione di  $\rho_L$  (sinistra) e intervallo di regolazione del punto di raccolta della fase pesante (destra).

Come soluzione costruttiva, si è deciso di impiegare degli ugelli: variando la lunghezza del gambo dell'ugello è possibile regolare la posizione di raccolta della fase pesante, vedi Figura 4.32, destra.

#### 4.7.5 Dimensionamento del *paring-disc*

Riprendendo l'espressione (2.9) abbiamo:

$$p_b = \frac{1}{2} \rho \omega^2 r_{ing}^2 - \frac{1}{2} \rho \left( \frac{Q}{A} \right)^2 (1 + C_{perd}) + \frac{1}{2} \rho \omega^2 (r_{ing}^2 - r_{iiq}^2)$$

Si può fare un dimensionamento preliminare fissando il rendimento del *paring-disc*. Conoscendo i dati di processo (portata, velocità di rotazione, densità del fluido), si può ottenere il campo di regolazione della turbina per diversi diametri di raccolta, vedi Figura 4.33 a).

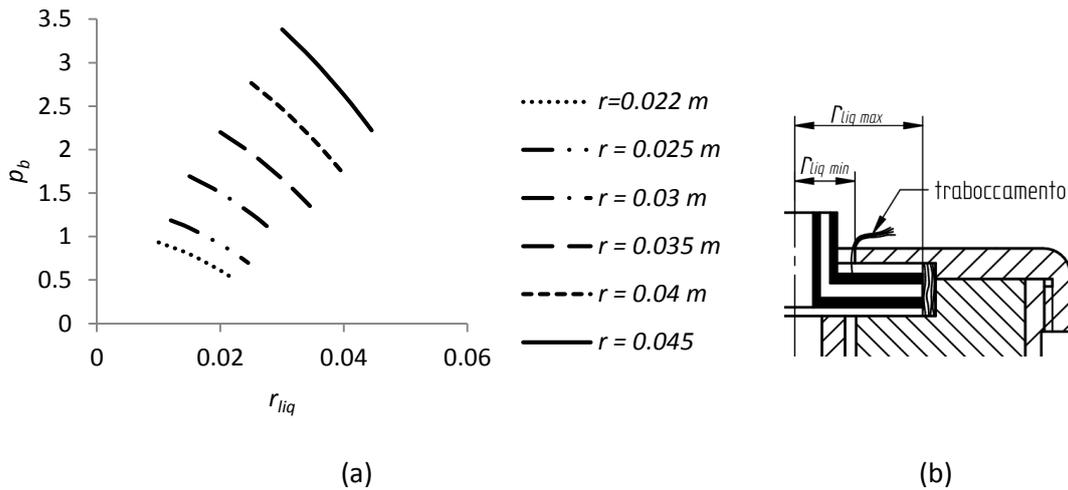


Figura 4.33: a) pressione in uscita per diversi dimensioni di paring-disc al variare della profondità di immersione nel liquido in rotazione; b) campo di regolazione del *paring-disc*.

Nel dimensionamento di questo elemento, il diametro interno deve essere maggiore di quello della condotta d'alimentazione, e del passaggio necessario per l'uscita di una delle due fasi separate.

#### 4.7.6 La colonna e i dischi

Il disco tronco-conico è stato ereditato dalla Macfuge 203, per cui tutte le dimensioni sono fisse. La morfologia del disco è quella classica: fori di alimentazione vicino al diametro esterno (adatti per la separazione), e distanziali radiali che fungono anche come alette. Per quanto riguarda la colonna, è imprescindibile l'impiego di alette radiali nella zona di alimentazione per l'accelerazione del fluido in ingresso. Inoltre, l'allineamento dei dischi deve essere garantito, vedi Figura 4.34. La colonna può essere ottenuta tramite saldatura di diversi componenti, o come fusione lavorata alle macchine utensili per soddisfare tolleranze di montaggio e allineamento.

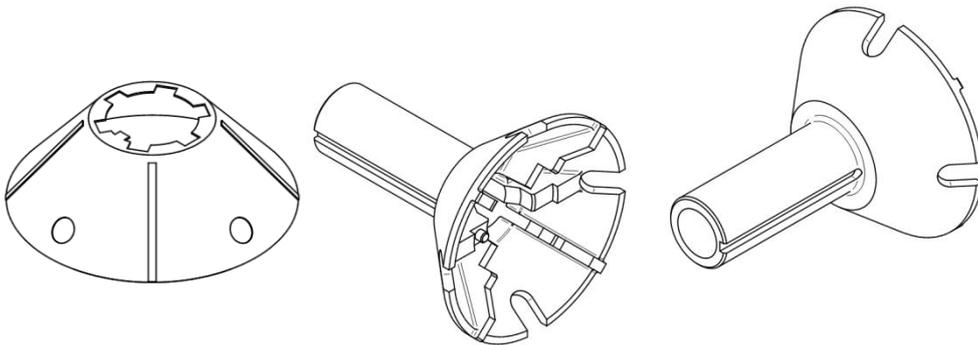


Figura 4.34: disco (sinistra) e colonna (centro e destra), immagine cortesia di Servizi Industriali S.r.l.

Con questi dischi non si rispetta la condizione di alimentazione periferica del prodotto; per ovviare a quest'inconveniente, basta impiegare come primo elemento della pila di dischi un disco cieco.

#### 4.7.7 Il cono divisore

Siccome il collo del tamburo è molto largo, si è deciso di impiegare un cono divisore in alluminio, lavorato opportunamente alle macchine utensili per creare i passaggi delle fasi liquide, le alette di trascinamento per l'accelerazione del fluido, in particolare nella camera di raccolta della fase leggera, le sedi per le tenute, i riferimenti di fissaggio, etc. Nel cono divisore è ricavata la camera di raccolta della fase leggera; l'alettatura di questa camera è necessaria per conferire velocità al fluido e per recuperare una parte dell'energia impiegata per accelerarlo nei diametri maggiori. L'alluminio è di facile lavorabilità e con un trattamento di anodizzazione si può ottenere una buona durezza superficiale, adatta per il continuo smontaggio e montaggio richiesto da quest'elemento nella fase di pulizia del tamburo.

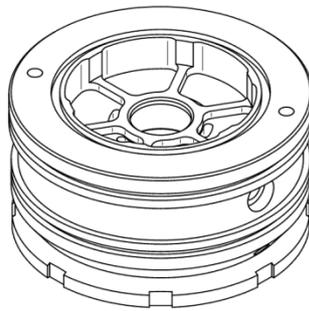


Figura 4.35: cono divisore, immagine cortesia di Servizi Industriali S.r.l.

#### 4.7.8 Note generali

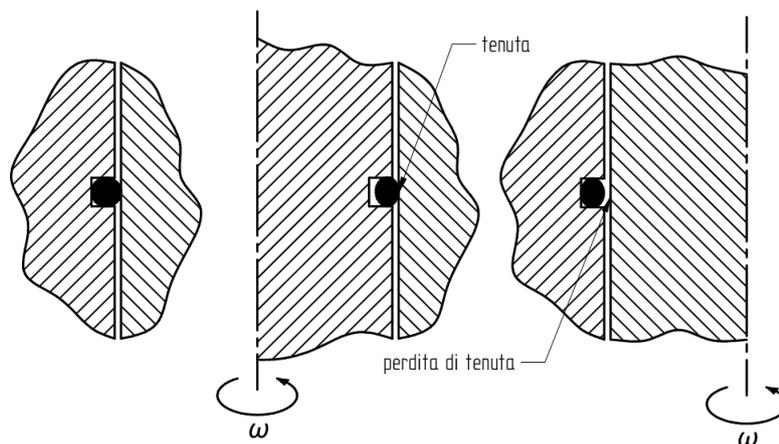


Figura 4.36: effetto della posizione della sede nelle tenute toroidali soggette a forze centrifughe.

Una buona progettazione prevede l'impiego di tolleranze dimensionali e geometriche (concentricità o coassialità, oscillazione circolare, etc.) adatte. Inoltre, le parti non devono avere movimento relativo fra loro; il fissaggio e bloccaggio della rotazione relativa può essere compiuto tramite l'uso di linguette, perni, accoppiamenti filettati, etc. Nella fase di equilibratura della macchina, la posizione di ogni elemento deve essere rispettata dopo eventuali smontaggi e rimontaggi, e per questo motivo elementi di guida e la marcatura dei pezzi sono necessari.

Di grande importanza è anche l'impiego di elementi di tenuta, per evitare il contatto fra le fasi separate, in particolare nelle zone di raccolta, e per evitare la fuoriuscita di prodotto. Nell'impiegare elementi di tenuta toroidali, l'effetto della forza centrifuga deve essere preso in considerazione, vedi Figura 4.36.

## **4.8 Verifica strutturale**

### **4.8.1 Introduzione**

L'integrità strutturale del tamburo è fondamentale, e lo studio del suo stato tensionale è stato l'oggetto di diverse ricerche attraverso gli anni. L'evoluzione della progettazione e la verifica dello stato tensionale del tamburo negli ultimi 60 anni si può spiegare attraverso alcune pubblicazioni, molte delle quali appartengono ad autori russi.

### **4.8.2 Sviluppo di metodologie analitiche e sperimentali**

La base della progettazione per quel che riguarda tamburi di forma cilindrica sono le teorie dei cilindri in pressione e dei recipienti in parete sottile le quali non sono applicabili a tamburi con morfologie più complesse. Per affrontare questo problema, si è fatto uso del metodo delle forze, applicato manualmente (con la teoria dei recipienti a parete sottile/spessa) per profili assialsimmetrici (Gusakov e Balandin, 1976). L'elevato numero di calcoli manuali necessari per la sua esecuzione ha favorito l'impiego del metodo della similitudine con modelli fotoelastici (Sokolov, 1967; Gusakov e Leibman, 1972; Gusakov, 1973a). La fotoelasticità permette l'impiego di modelli economici in materiale fotosensibile; essi possono essere sfruttati per trovare le regioni più sollecitate, e per determinare in maniera qualitativa e quantitativa lo stato di deformazione della sezione caratteristica d'un oggetto. Altre metodologie di verifica impiegate sono l'estensimetria e le lacche fragili.

Nel caso particolare dell'estensimetria (vedi Figura 4.37), la metodologia sperimentale ha una serie di caratteristiche particolari dovute al fatto che la misura delle tensioni deve essere eseguita in piccole superfici curvilinee che ruotano ad alta velocità e perché il tamburo si trova all'interno di una struttura statica. Inoltre, nella fase di avvio della macchina si possono attraversare più velocità critiche che possono avere un impatto negativo nella taratura della strumentazione. Oltre alla taratura degli estensimetri, essi devono essere montati simmetricamente nel tamburo per evitare problemi di equilibratura. L'impiego di un collettore rotante ad anelli al mercurio è consigliabile (Sokolov e Koshelev, 1968). Questa metodologia è adatta al calcolo dello stato tensionale nei punti di misura delle deformazioni, tramite l'impiego della legge di Hooke per deformazioni piane.

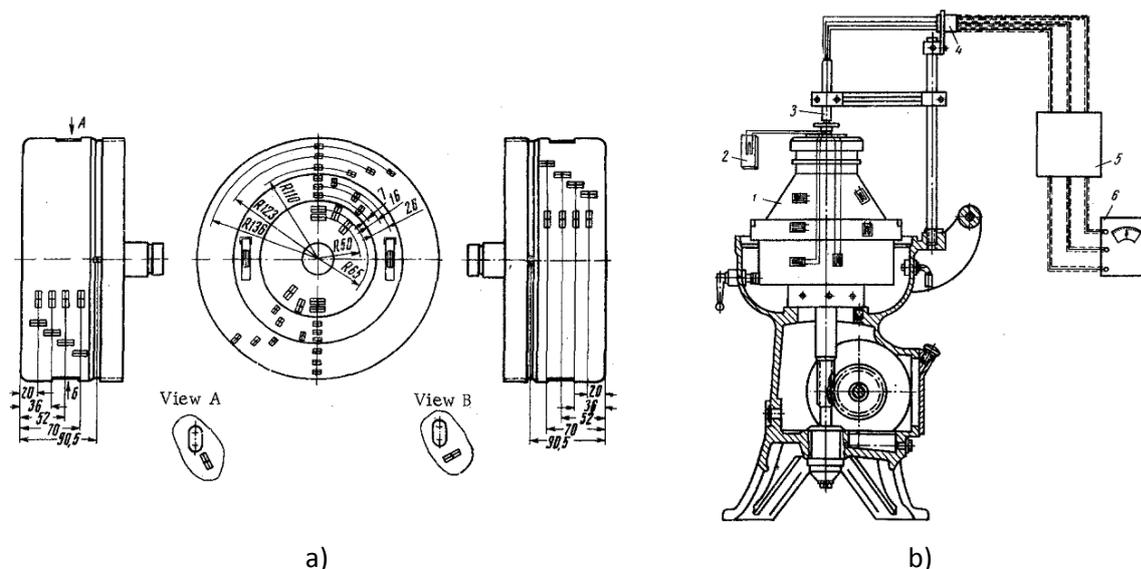


Figura 4.37: a) disposizione degli estensimetri nel tamburo; b) apparecchiatura per la determinazione dello stato di deformazione del rotore: 1. separatore centrifugo; 2. piastra con estensimetro di compensazione; 3. collettore ad anelli al mercurio; 4. Scatola di giunzione; 5. Ponte bilanciato; 6. misuratore elettronico delle deformazioni (Sokolov e Koshelev, 1968).

Un vantaggio molto interessante della fotoelasticità nei confronti dell'estensimetria è l'ottenimento di una visione integrale dello stato tensionale e di deformazione invece di limitarsi alla scelta di alcuni punti di rilievo. Inoltre, non c'è alcun bisogno di apparecchiature specializzate di misura (Gusakov e Gavrikova, 1968).

Le lacche fragili permettono di individuare la direzione delle tensioni principali così come le zone più caricate (comprese le zone soggette a concentrazione degli sforzi), e forniscono delle stime quantitativamente approssimative del valore delle tensioni.

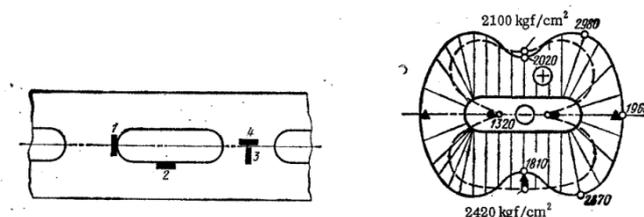
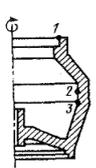
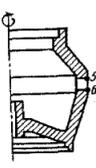


Figura 4.38: posizionamento degli estensimetri nei punti critici (sinistra) e risultati dello stato tensionale ottenuto con fotoelasticità (linee) nel modello ed estensimetria (punti) nella struttura (destra) (Gusakov e Kutepov, 1975).

Da queste considerazioni, è facile capire come questi strumenti siano complementari. Nella pratica, l'impiego di modelli fotoelastici nella fase di progettazione permette di conoscere le zone più sollecitate e di fare un primo dimensionamento. Successivamente, tramite l'impiego dell'estensimetria si può fare la verifica sperimentale, effettuando misure sul prototipo vero nei punti identificati nella fase di progettazione nel modello fotoelastico, vedi Figura 4.38 e 4.39.

Points for stress measurement	Stress in the rotor base (MPa), measured by	
	optical modeling	strain-gauge method
	$\frac{85}{-}$ ( $\frac{106,5}{-}$ )	$\frac{89}{-}$ ( $\frac{106}{-}$ )
	$\frac{32,5}{-29}$ ( $\frac{40,8}{-36}$ )	$\frac{20,5}{-}$ ( $\frac{42,6}{-}$ )
	$\frac{52,5}{-42,5}$ ( $\frac{65,7}{-53,3}$ )	$\frac{45}{-83,9}$ ( $\frac{98,8}{-72,6}$ )
	$\frac{234,5}{-}$ ( $\frac{296}{-}$ )	$\frac{205,7}{-}$ ( $\frac{286,7}{-}$ )
	$\frac{237}{-}$ ( $\frac{297}{-}$ )	$\frac{200,9}{-}$ ( $\frac{268,8}{-}$ )

Note. The numerator gives the value  $\sigma_t$ ; the denominator gives the value  $\sigma_m$ ; values in parentheses refer to manufacturer's test conditions; values without parentheses refer to operating conditions.

Figura 4.39: stato tensionale di un tamburo ottenuto con il metodo della fotoelasticità con un modello (colonna sinistra) e con l'estensimetria nel tamburo vero (colonna destra) (Bodrova et alii, 1984).

Con l'avvento dei calcolatori si cominciarono ad implementare i primi metodi numerici. Kozlov et alii (1979) descrivono una metodologia basata nel metodo numerico d'analisi dell'equilibrio elastico d'involuppi assialsimmetrici composti di rivoluzione caricati nelle regioni elastiche ed elastoplastiche proposto da Leshchenko et alii (1972) per l'analisi di dischi. Questo metodo prevede la creazione del tamburo attraverso una serie di piastre di spessore variabile e involuppi conici interconnessi rigidamente in modo arbitrario. Questo metodo è stato anche proposto da Anghel (1997) e Anghel et alii (1998) negli anni '90 in quanto formulazione della teoria dei recipienti a pareti sottili in condizioni di carico assialsimmetrico come sistema discreto di elementi strutturali. Si tratta, secondo l'autore, di un sistema semplice di analisi computazionale, dove il metodo di analisi elastico-lineare è uno sviluppo pratico del metodo delle forze: come primo passo, la geometria del tamburo è suddivisa in una serie di elementi strutturali, ognuno dei quali è preso in considerazione separatamente per poi ottenere le forze ed i momenti flettenti globali dagli spostamenti e le condizioni di compatibilità nei punti di giunzione. Bisogna tener presente, però, che con questa metodologia non si ottengono informazioni precise riguardo ai punti di giunzione e le zone soggette a concentrazioni degli sforzi.

L'impiego del MEF (Metodo agli Elementi Finiti) è al giorno d'oggi lo strumento più diffuso e più preciso che si ha a disposizione per l'analisi dello stato tensionale dei tamburi. L'evoluzione dei calcolatori e del software dedicato ha avuto un forte progresso. Come esempio illustrativo, l'analisi bidimensionale di un profilo assialsimmetrico con 765 elementi, eseguito nel 1986 (Rachkov et alii, 1986), ha impiegato 96 minuti e sette secondi, senza informazioni sullo stato

tensionale nelle zone soggette a concentrazioni degli sforzi. Attualmente, analisi bidimensionali e tridimensionali possono fornire dei buoni risultati sulle deformazioni e le tensioni anche nelle zone soggette a concentrazione degli sforzi (Anghel, 1999; Hai-jun e Jian, 2007) in tempi ridotti di calcolo (possiamo anche parlare di secondi).

### 4.8.3 Normative

Insieme allo studio sullo stato tensionale del tamburo, del lavoro è stato fatto nel cercare di fissare degli standard di sicurezza e di dimensionamento, dove si specificano metodologie di calcolo e valutazione, così come materiali costruttivi.

Per quanto riguarda l'Unione Sovietica, l'OST 26-01-11-70, che è entrata in vigore nel 1971, è stata la prima norma per il dimensionamento di tamburi di centrifuga. La prima parte della normativa stabilisce le tensioni ammissibili (Rachkov et alii, 1972):

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_e}{n_Y}; \quad \sigma_{amm} = \frac{\sigma_m}{n_U}, \quad (4.20)$$

Dove,

- $\sigma_e$  è la tensione di snervamento del materiale;
- $\sigma_m$  è la tensione di rottura del materiale;
- $n_Y$  è il fattore di sicurezza per il limite di snervamento;
- $n_U$  è il fattore di sicurezza per la tensione di rottura.

I valori dei fattori di sicurezza sono elencati in Tabella 4.10.

La seconda parte contiene le procedure di calcolo per tamburi di diverse morfologie. È interessante notare che i calcoli da fare sono manuali, e si basano sul metodo delle forze.

Questa norma ebbe diversi aggiornamenti (Gusakov, 1973b), e fu sostituita dall'OST 26-01-1271-81. Nel 1988 fu introdotta la norma RD 26-11-17-88 (Balandin et alii, 1992), alla quale è interessante fare riferimento per capire lo sviluppo di quasi venti anni.

<i>Stato tensionale</i>	$n_Y$	$n_U$
Zona senza momenti	2,00	3,50
Zona di giunzione	1,25	2,20

Tabella 4.10: fattori di sicurezza da applicare nelle diverse regioni del tamburo nella OST 26-01-11-70.

Le tensioni ammissibili furono modificate, e raggruppate in base alla categoria di materiale. Per acciai al carbonio, leghe di acciaio non-austenitiche e leghe di titanio si ha:

$$\sigma_{amm} = k \min \left\{ \frac{R_e, R_{p0,2}, R_m}{n_Y}, \frac{R_m}{n_U} \right\} \quad (4.21)$$

Mentre per acciai austenitici si ha:

$$\sigma_{amm} = k \min \left\{ \frac{R_{p1,0}, R_m}{n_Y}, \frac{R_m}{n_U} \right\} \quad (4.22)$$

Dove  $k$  è un fattore di correzione che prende in considerazione le metodologie di analisi di getti, e coefficienti di riduzione vengono proposti nel caso di saldature. I fattori di sicurezza sono elencati in Tabella 4.11.

<i>Tensione di snervamento</i>	<i>Tensione di rottura</i>	<i>Tensione determinata</i>
$n_Y = 2,0$	$n_U = 3,0$	Membranale totale
$n_Y^m = 1,25$	$n_U^m = 2,2$	Membranale totale e tensioni locali dall'effetto di bordo

Tabella 4.11: fattori di sicurezza da applicare nelle diverse regioni del tamburo nella RD 26-11-17-88.

Le metodologie di calcolo sono due: approssimativa e raffinata. La metodologia approssimata è come quella dell'OST 26-01-11-70 mentre quella raffinata fa uso di due sistemi di calcolo computerizzati: VOLGA e SPRINT. Il primo è stato progettato per eseguire calcoli di tensioni in strutture assialsimmetriche con pareti sottili con l'impiego la teoria delle piastre di rivoluzione mentre SPRINT è stato progettato per calcolare lo stato tensionale di strutture assialsimmetriche di grosso spessore.

Le normative europee in vigore che parlano del dimensionamento del tamburo di una centrifuga sono l'UNI EN 12505 e l'UNI EN 12547, le quali sono presentate a continuazione nel dettaglio.

#### **4.8.4 UNI EN 12505**

In questa normativa, a titolo informativo nell'Annesso C, si fa riferimento ad un metodo di valutazione e verifica, così come una procedura di calcolo per la progettazione dei tamburi (*Evaluation and verification method for bowl design and calculation procedure*).

Come primo passo (inciso C.1), la normativa elenca le definizioni delle diverse variabili in gioco, cominciando dalle forze che si applicano sul tamburo: forze di volume, di natura centrifuga (inerziale) e dipendenti dai materiali impiegati per la costruzione di tamburo e forze di superficie, prodotte da liquidi (forze di pressione – natura centrifuga/inerziale) o da elementi contigui (forze di contatto).

I parametri geometrici, di massa e cinetici sono i seguenti:

- $D_i$  è il diametro interno massimo del tamburo (mm);
- $D_e$  è il diametro esterno massimo del tamburo (mm);
- $D_l$  è il diametro minimo della superficie libera di alimentazione del tamburo (mm);
- $\rho_m$  è la massa specifica del materiale costitutivo del tamburo (kg/dm<sup>3</sup>);
- $\rho_l$  è la massa specifica massima del prodotto all'interno del tamburo (kg/dm<sup>3</sup>);
- $J_p$  è il momento polare d'inerzia del tamburo vuoto (kg·m<sup>2</sup>);
- $n$  è la velocità operativa del tamburo (giri/min);
- $\Omega = 2 \cdot \pi \cdot n/60$  (s<sup>-1</sup>).

Parametri per il calcolo manuale delle tensioni:

$$f = f_m + f_l \quad (4.23)$$

$$f_m = 2,262 \cdot 10^{-12} \cdot \rho_m \cdot (n \cdot D_e)^2 \cdot (1 + 0,212 \cdot D_i^2/D_e^2) \quad (4.24)$$

$$f_l = 0,914 \cdot 10^{-12} \cdot \rho_l \cdot n^2 \cdot (D_i^3 - D_l^3)/(D_e - D_i) \quad (4.25)$$

Dove,

- $f$  è la tensione circonferenziale massima calcolata (N/mm<sup>2</sup>);
- $f_m$  è la tensione circonferenziale massima del tamburo vuoto (N/mm<sup>2</sup>);
- $f_l$  è la tensione circonferenziale massima prodotta dal prodotto all'interno del tamburo (N/mm<sup>2</sup>).

Parametri meccanici del materiale costitutivo del tamburo:

- $R_{0,2}$  è la tensione di snervamento del materiale del tamburo (N/mm<sup>2</sup>);
- $R$  è la tensione di rottura del materiale del tamburo (N/mm<sup>2</sup>);
- $K$  è la resistenza all'impatto del materiale del tamburo (J);
- $K_1, K_2$  sono valori di resistenza all'impatto ( $K_1 < K_2$ ) (J).

Nell'inciso C.2 viene presentata la metodologia di valutazione e verifica di progetto. In essa, il primo passo è il calcolo dei parametri  $T$  ed  $E$ :

$$T = 2,741 \cdot 10^{-12} \cdot \rho_m \cdot (n \cdot D_e)^2 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (4.26)$$

$$E = 5,50 \cdot 10^{-9} \cdot J_p \cdot n^2 \text{ (MJ)} \quad (4.27)$$

Il parametro  $T$  rappresenta l'innescò di situazioni di rischio ed è proporzionale alla tensione massima verificatasi nel materiale costitutivo del tamburo.

Il parametro  $E$  è proporzionale all'energia cinetica del tamburo, e di conseguenza rappresenta anch'esso il potenziale rischio.

L'energia cinetica massima è composta dall'energia cinetica totale del tamburo a velocità operativa con il carico massimo. Il carico massimo è la somma del tamburo e il suo contenuto (si considera il tamburo pieno di liquido con densità non inferiore ai 1000 kg/m<sup>3</sup>).

I valori assegnati:

- $T_1$  (es.  $T_1 = 150$  N/mm<sup>2</sup>);
- $E_0$  (es.  $E_0 = 1,0$  kJ);
- $E_1$  (es.  $E_1 = 2,5$  MJ);
- $E_2$  (es.  $E_2 = 5,0$  kJ);

determinano i seguenti punti:

- La presente norma non è applicabile quando  $E \leq E_0$ .
- Due aree, 1 e 2, (nel piano cartesiano  $T - E$ ) dove questa norma è applicabile (vedi Figura 4.40).

Infine, i valori di  $T$  ed  $E$  rappresentano un punto nel piano cartesiano in una delle due aree.

Il secondo passo è la verifica. Per ognuna delle due aree descritte in precedenza, la norma prevede una procedura di calcolo (vedi Figura 4.41).

La prima procedura, corrispondente alla prima area di Figura 4.40, prevede un documento di calcolo manuale (calcolo di  $f_m$ ,  $f_l$  e  $f$ ) oppure un documento di calcolo automatico bi-dimensionale M.E.F. 2D (Metodo degli Elementi Finiti). La verifica della resistenza deve soddisfare i seguenti punti:

$$f/R_{0,2} \leq 1/2$$

$$f/R \leq 1/3 \tag{4.28}$$

$$K > K_1$$

- $K_1 = 50$  J con provetta Mesnager;
- Certificati di origine dei materiali con i parametri meccanici  $R, R_{0,2}, K$ ;
- Certificati dei parametri meccanici dei materiali con riferimento al loro utilizzo, se diverso dallo stato originario.

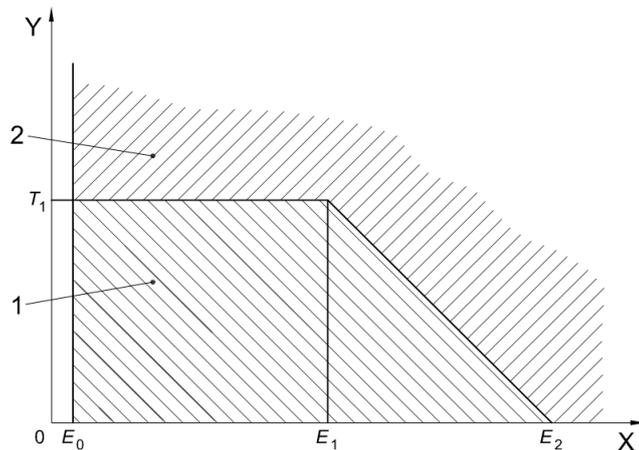


Figura 4.40: diagramma T-E riportato nella UNI EN 12505 nel quale sono evidenziate le due aree.

Alternativamente, le procedure e i documenti richiesti nella seconda procedura (di livello superiore) sono accettabili.

La seconda procedura (applicabile alla seconda area  $T - E$ , prevede un documento di calcolo bi-dimensionale e tri-dimensionale (M.E.F. 2D e M.E.F. 3D). La verifica di resistenza deve soddisfare i seguenti punti:

$$f/R_{0,2} \leq 1/1,5$$

$$f/R \leq 1/2,4 \quad (4.29)$$

$$K > K_1$$

- $K_1 = 50$  J con provetta Mesnager.

In caso di  $K > K_1$  e anche  $K > K_1 > K_2$  (es.  $K_2 = 80$  J con provetta Mesnager) la verifica con la prima procedura può essere eseguita.

In caso di esito positivo, i seguenti documenti devono essere allegati:

- Certificati di origine dei materiali con i parametri meccanici  $R, R_{0,2}, K$ ;
- Certificati dei parametri meccanici dei materiali con riferimento al loro utilizzo, se diverso dallo stato originario;
- Certificati delle prove non-distruttive (magnaflux, ultrasuoni o liquidi penetranti) utilizzati sulle superfici del tamburo.

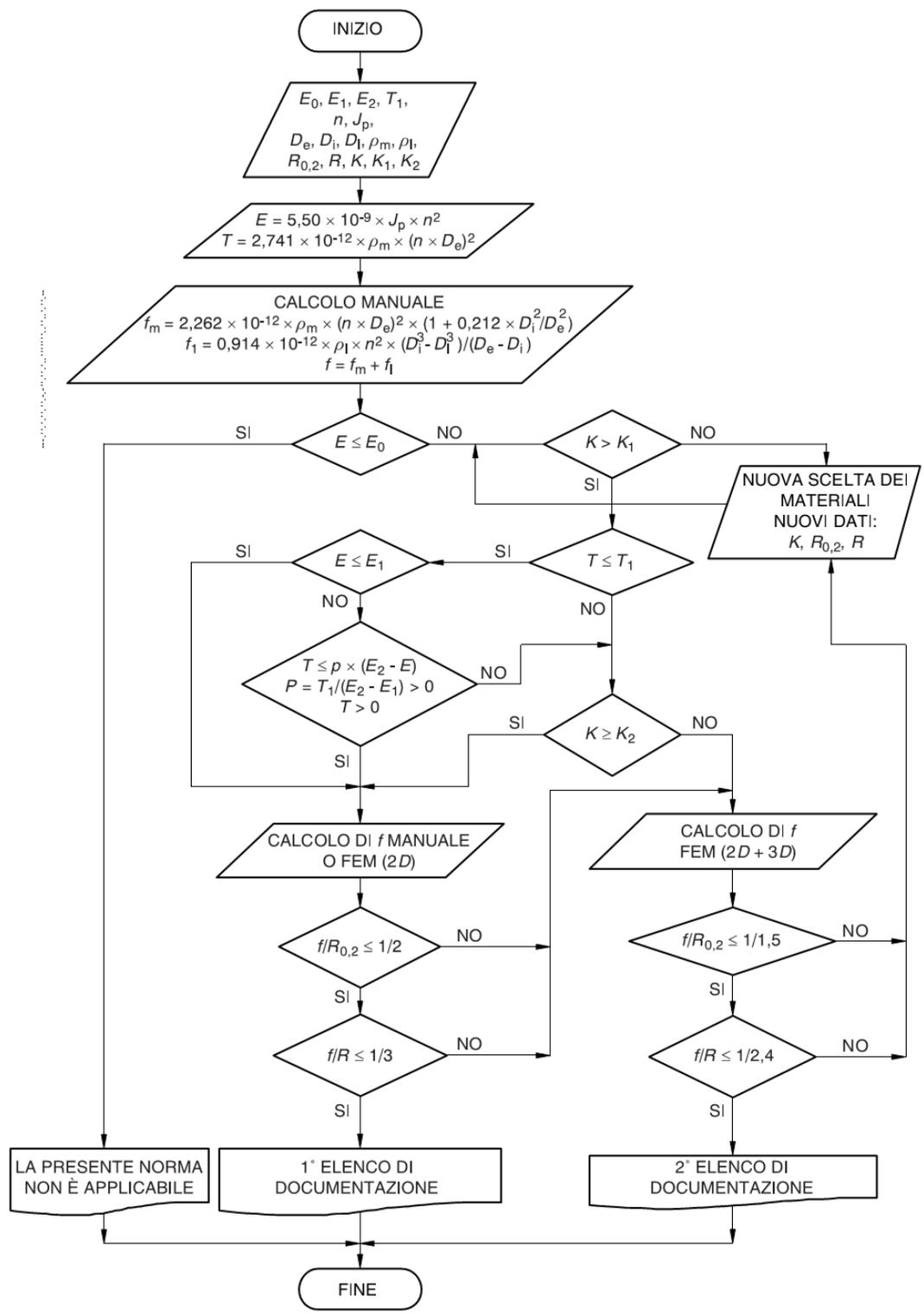


Figura 4.41: diagramma di flusso delle procedure di calcolo per il tamburo secondo la UNI EN 12505.

La norma elenca una breve guida ai metodi di calcolo, riassumibile nel seguente modo:

- Impiegare il calcolo di livello superiore (M.E.F. 3D) quando si cerca di migliorare le prestazioni del materiale strutturale;

- La dimensione del reticolo è il parametro più rappresentativo in un metodo di calcolo automatico: l'accuratezza del metodo dipende dalla dimensione del reticolo (infatti, siamo alla ricerca di tensioni e non di spostamenti);
- Il valore dell'energia di deformazione è un buon indicatore sulla qualità del reticolo. Si può fissare, ad esempio, come soglia limite il 5% dello scostamento dell'energia di deformazione per ciascun nodo;
- Nel caso di intagli nella struttura, lo stato dell'arte suggerisce di confrontare le caratteristiche geometriche dell'intaglio con le dimensioni del reticolo.

Per quanto riguarda le forze di superficie dovute all'azione del liquido nello schema di calcolo automatico, le pressioni possono essere prese in considerazione con il loro profilo parabolico effettivo. Tuttavia, per un calcolo approssimato (e conservativo) si può considerare una forza di superficie uniforme corrispondente al massimo valore esistente sull'intero profilo oppure una forza di superficie ad andamento lineare tra i punti estremi dello sviluppo parabolico reale suddetto.

#### **4.8.5 UNI EN 12547**

In questa normativa si fa anche riferimento nell'Annesso B, a titolo informativo, all'analisi tensionale statico nei tamburi cilindrici (*Static stress analysis for cylindrical baskets or bowls*).

Il campo di validità di quest'analisi si limita a tamburi cilindrici di spessore uniforme, caricati uniformemente in direzione circonferenziale ed assiale. Il rapporto fra lo spessore e il raggio interno non deve essere maggiore di 0,15. Il tamburo deve essere fatto di un metallo duttile e omogeneo, con un allungamento minimo  $A_5$  maggiore o uguale al 14% ed una resistenza all'impatto (KV ISO V-test) non minore di 27 joule a 20 °C. Nel caso di temperature di esercizio minori di 0 °C, la resistenza d'impatto deve essere soddisfatta alla temperatura di esercizio di progetto.

Nel caso in cui il tamburo sia ottenuto da un'operazione di rullatura e saldatura, quest'ultima deve essere in concordanza con la EN 729 ed EN 288. Cordoni a penetrazione intera devono essere usati. Le saldature all'arco devono soddisfare i requisiti prescritti dalla EN 25817. Prove non distruttive (100% *Non Destructive Testing*) devono essere eseguite dopo il trattamento termico.

Il metodo d'analisi è il seguente.

La sollecitazione tangenziale  $\sigma_t$  in un cilindro in rotazione ed uniformemente caricato è:

$$\sigma_t = \frac{1}{k} \times \left[ \left( \frac{s}{s-l} \right) \times \left( q \times \rho_1 \times \omega^2 \times r_2^2 + \frac{p \times r_1}{s \times z} \right) \right]$$

Dove,

- $k$  è il coefficiente di saldatura;
- $s$  è lo spessore del cilindro (m);
- $l$  è la profondità di scanalature longitudinali più la profondità massima di eventuale corrosione in fondo alla scanalatura (m);
- $q$  è il coefficiente di riduzione della densità apparente dovuta a perforazioni;
- $\rho_1$  è la densità del materiale costitutivo del tamburo ( $\text{kg/m}^3$ );
- $\omega$  è la velocità angolare del tamburo (rad/s);
- $r_1$  è il raggio interno del tamburo (m);
- $r_2$  è il raggio medio aritmetico del tamburo (m);
- $p$  è la pressione dovuta al liquido contenuto nel tamburo;
- $z$  è il coefficiente di rinforzo dovuto ad anelli.

La pressione che si scarica sulla parete del cilindro è la somma della pressione esercitata dalla massa di riempimento ( $p_{cm}$ ) e qualsiasi tipo di rivestimento, nervature o filtri montati all'interno del tamburo. Nel caso presente dobbiamo considerare unicamente la massa di riempimento di una miscela liquida, la cui pressione è:

$$p_{cm} = \frac{1}{2} \times \rho_2 \times \omega^2 \times r_1^2 \times \left[ 1 - \left( \frac{r_3}{r_1} \right)^2 \right]$$

Dove,

- $\rho_2$  è la densità della melma saturata (saturated cake) (o del carico) ( $\text{kg/m}^3$ );
- $r_3$  è il raggio interno del carico (m).

Nel nostro caso, il valore del coefficiente di rinforzo dovuto ad anelli è  $z = 1$ .

Per quanto riguarda il coefficiente di saldatura  $k$ , consideriamo il caso più conservativo possibile (ovvero, consideriamo saldature classe 3 secondo la EN 729 e classe C secondo la EN 25817 così come metodi di ispezioni diversi da un'analisi radiografico completo; per ulteriori chiarimenti, fare riferimento alla norma) per cui abbiamo  $k = 0,6$ .

A questo punto è possibile calcolare la sollecitazione tangenziale  $\sigma_t$ .

Nel dimensionamento devono essere presi in considerazione le seguenti condizioni di progetto (inciso B.5):

- Carico: carico massimo che si può verificare durante il funzionamento della centrifuga, compreso il carico massimo dovuto al materiale processato;
- Geometria del rotore: dimensioni minime ammissibili dei componenti strutturali, comprendenti tolleranze legate alla corrosione e l'usura;
- Temperatura di progetto del rotore: la temperatura massima ammissibile del materiale di processo.

Infine, i valori di tensione ammissibile sono i seguenti:

<i>A</i>	<i>B</i>
$\sigma_t \leq 0,50R_p$	$\sigma_t \leq 0,66R_p$
e	e
$\sigma_t \leq 0,33R_m$	$\sigma_t \leq 0,44R_m$

Dove,

- $R_m$  è la tensione di rottura del materiale alla temperatura di utilizzo (Pa);
- $R_p$  è la tensione di snervamento del materiale alla temperatura di utilizzo (Pa).

I valori indicati nella colonna B sono validi solo nei casi dove la qualità del materiale sia controllata e certificata secondo l'EN 10204:1991, punto 3.1B. La certificazione deve comprendere controlli sulla composizione chimica, eventuali trattamenti termici e qualsiasi proprietà meccanica rilevante. In tutti gli altri casi, i valori indicati nella colonna A devono essere impiegati.

#### 4.8.6 Materiali

L'impiego di materiali con elevato allungamento alla rottura e/o elevati valori della resilienza è un accorgimento di progetto fondamentale, poiché si evitano le fratture fragili, vedi Figura 4.42, (pericolosissime anche per la quantità di energia cinetica che si accumula in un tamburo in rotazione), in presenza di micro-difetti o punti di concentrazione delle tensioni si verifica plasticizzazione localizzata ed il comportamento a fatica è in termini generali più adeguato.

Nel campo dei separatori centrifughi s'impiegano largamente acciai inossidabili austenitici e duplex (con struttura austeno-ferritica), i quali hanno proprietà meccaniche più modeste degli acciai inossidabili martensitici, ma una miglior resistenza alla corrosione e di capitale importanza, non sono fragili, prevenendo così la formazione di cricche durante il funzionamento (Belinkii et alii, 1983; Frolov, 1989; Gusakov et alii, 1977).

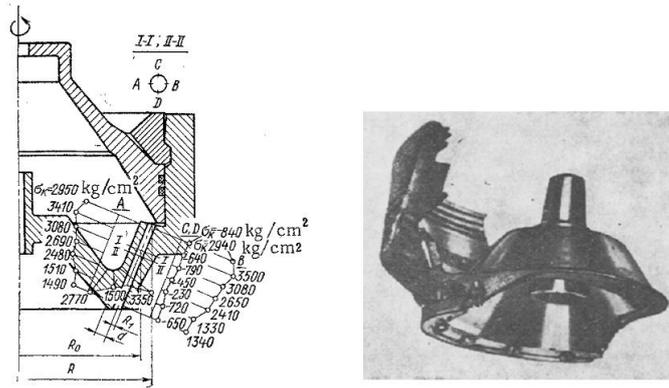


Figura 4.42: rottura di un fondo tamburo provocata dalle concentrazioni degli sforzi intorno ai fori praticati (Balandin et alii, 1977).

Il comportamento in termini di resilienza è ottimo nel caso degli acciai inossidabili austenitici poiché non c'è una vera e propria temperatura di transizione, mentre quella degli acciai duplex si aggira intorno ai -80 °C, in tutti i casi con valori di *KV* sopra i 100 J. La resistenza meccanica degli acciai inossidabili austenitici è modesta, mentre quella degli acciai duplex è superiore. Infine, la resistenza alla corrosione è buona negli acciai austenitici, mentre negli acciai duplex è elevatissima. Esempi di acciai impiegati per la costruzione di tamburi di centrifughe sono presentati in Tabella 4.12 e Tabella 4.13 (Wischnowskii e Kuhn, 2002).

**Table 1: Chemical composition of duplex steels frequently used in decanter design, and their PRE = %Cr + 3.3 x %(Mo + 0.5 x W) + 16 x %N.**

	DIN-code	C <sub>max</sub>	Cr	Ni	Mo	Cu	W	N	PREn
Cast Austenitic Stainless Steels	1.4308	0.08	18.0-21.0	8.0-11.0	0.5	-	-	-	18.5
	1.4408	0.08	18.0-21.0	9.0-12.0	2.0-3.0	-	-	-	26.5
	1.4412	0.08	18.0-22.0	9.0-13.0	3.0-4.0	-	-	-	29.5
Cast Duplex Stainless Steels	1.4460	0.06	24.0-27.0	4.0-6.0	1.75-2.5	-	-	0.10-0.25	33
	1.4470	0.03	21.0-23.0	4.5-6.5	2.5-3.5	-	-	0.10-0.20	34
	1.4463	0.07	23.0-25.0	7.0-8.5	2.0-2.5	-	-	<0.13	32
	1.4468	0.03	24.5-26.5	5.5-7.5	2.5-3.5	-	-	0.12-0.25	37.5
Forged Duplex Stainless Steels	1.4462	0.03	21.0-23.0	4.5-6.5	2.5-3.5	-	-	0.10-0.20	34
	1.4410	0.03	24.0-26.0	6.0-8.0	3.0-4.5	-	-	0.10-0.20	>40
	1.4501	0.03	24.0-26.0	6.0-8.0	3.0-4.0	0.5-1.0	0.5-1.0	0.20-0.35	>40

Tabella 4.12: composizione chimica di alcuni acciai austenitici, ferritici ed austenitico-ferritici impiegati per la costruzione di tamburi di separatori.

**Table 2: Required mechanical properties at RT and 100 °C for materials used for the design of centrifuges and decanters.**

	DIN-code	R <sub>p0.2 min</sub> [MPa]	R <sub>m min</sub> [MPa]	A <sub>5 min</sub> [%]	A <sub>v min</sub> [J]	R <sub>p0.2 min (100°C)</sub> [MPa]	R <sub>m min (100°C)</sub> [MPa]
Cast Duplex Stainless Steels	1.4460	450	655	25	70	375	
	1.4470	450	660-860	25	80	370	540
	1.4463	420	630	20	80	350	525
	1.4468	520	700	22	60	430	645
Forged Duplex Stainless Steels	1.4462	500	700-800	25	100	460	680
	1.4501	550	>770	25	100	490	590
	1.4410	550	770-1000	25	80	480	710

Tabella 4.13: proprietà meccaniche di alcuni acciai austenitico-ferritici impiegati per la costruzione di tamburi di separatori.

Proprietà fisiche di acciai inossidabili austenitici e austenitici-ferritici sono presentati in Tabella 4.14, mentre le loro proprietà meccaniche sono elencate in Tabella 4.15.

Nome	Num.	$\rho$ (kg/dm <sup>3</sup> )	$E_{20^\circ C}$ GPa	$E_{100^\circ C}$ GPa	Struttura
X5CrNi18-10	1.4301	7,9	200	194	Austenitico
X2CrNi18-9	1.4307	7,9	200	194	Austenitico
X5CrNiMo17-12-2	1.4401	8,0	200	194	Austenitico
X2CrNiMo17-12-3	1.4432	8,0	200	194	Austenitico
X2CrNi23-4	1.4362	7,8	200	194	Austenitico-ferritico
X2CrNiMoN22-5-3	1.4462	7,8	200	194	Austenitico-ferritico
X2CrNiMoN25-7-4	1.4410	7,8	200	194	Austenitico-ferritico

Tabella 4.14: proprietà fisiche di alcuni acciai austenitici e austenitici-ferritici secondo la UNI EN 10088-1.

Nome	Num.	HB max.	$R_{p0,2}$ MPa	$R_m$ MPa	A% min.	KV J min.
X5CrNi18-10	1.4301	215	190	500-700	35 (trasv.)	60 (trasv.)
X2CrNi18-9	1.4307	215	175	500-700	35 (trasv.)	60 (trasv.)
X5CrNiMo17-12-2	1.4401	215	200	500-700	30 (trasv.)	60 (trasv.)
X2CrNiMo17-12-3	1.4432	215	200	500-700	30 (trasv.)	60 (trasv.)
X2CrNi23-4	1.4362	260	400	600-830	25	100
X2CrNiMoN22-5-3	1.4462	270	450	650-880	25	100
X2CrNiMoN25-7-4	1.4410	290	530	730-930	25	100

Tabella 4.15: proprietà meccaniche di alcuni acciai austenitici e austenitici-ferritici secondo la UNI EN 10088-3.

Consideriamo come indice della resistenza alla corrosione l'equivalente alla resistenza al pitting, *PRE* (*Pitting Resistance Equivalent*), la cui espressione (valida per acciai super-austenitici/duplex/ferritici) è:

$$PRE = Cr + 3,3Mo + 16N$$

Dalla composizione chimica dei diversi acciai (facendo riferimento alla UNI EN 10088-1) otteniamo i risultati presentati in Tabella 4.16.

Nome	Num.	$PRE_{min}$	$PRE_{max}$
X5CrNi18-10	1.4301	19,26	21,26
X2CrNi18-9	1.4307	19,26	21,26
X5CrNiMo17-12-2	1.4401	24,86	28,51
X2CrNiMo17-12-3	1.4432	26,51	30,16
X2CrNi23-4	1.4362	24,13	28,18
X2CrNiMoN22-5-3	1.4462	31,85	37,07
X2CrNiMoN25-7-4	1.4410	38,74	45,45

Tabella 4.16: valore PRE per alcuni acciai inossidabili.

#### 4.8.7 Scelta dei materiali

Come materiale costitutivo del tamburo è stato scelto l'acciaio austenitico al Nichel-Cromo X2CrNi18-9 (1.4307), AISI304L secondo il sistema di denominazione SAE. Si tratta di un acciaio con buona resistenza alla corrosione, elevata duttilità e ottime proprietà per la forgiatura e la formatura. Il basso contenuto di carbonio limita la precipitazione di carburi nelle zone termicamente modificate delle saldature, evitando la sensibilizzazione (corrosione intergranulare). Il suo impiego è adeguato nel trattamento di gasolio e olii minerali. Nel caso di applicazioni alimentari o con prodotti più corrosivi la scelta sarebbe stata l'AISI316(L).

Per il coperchio, si è evitato l'AISI304 per non avere problemi di usura dovuti all'adesione nel filetto di chiusura (anche se la micropallinatura può ovviare quest'inconveniente). I materiali considerati sono presentati in Tabella 4.17, le cui proprietà secondo la UNI EN 10025-2 sono:

Nome	Num.	$R_{p0,2}$ MPa	$R_m$ MPa	A% min.	$KV_{20^\circ C}$ J min.	$KV_{0^\circ C}$ J min.	$KV_{-20^\circ C}$ J min.
S355JR	1.0045	345	470-630	22	27	-	-
S355J0	1.0553	345	470-630	22	-	27	-
S355J2	1.0577	345	470-630	22	-	-	27
S355K2	1.0596	345	470-630	20	-	-	40

Tabella 4.17: proprietà meccaniche dell'acciaio S355.

Nel caso del S355JR ci sono delle riserve per quanto riguarda il requisito di resilienza imposto dall'UNI EN 12505. La soluzione è impiegare S355J0, S355J2 o S355K2: in questi acciai la temperatura di transizione fragile-duttile è ben sotto la normale temperatura d'impiego della macchina, e per questo si può pensare a valori soddisfacenti della resilienza. Infine, per proteggere l'elemento dalla corrosione e per migliorare la durezza superficiale, si è previsto un trattamento superficiale di nichelatura (con uno spessore di 20  $\mu\text{m}$ ). L'acciaio S355J2 è stato scelto.

#### 4.8.8 Verifica secondo la UNI EN 12505:2010

I seguenti dati sono stati impiegati:

- $n = 9600$  giri/min;
- $J_p = 0,065$  kgm<sup>2</sup>;
- $D_e = 180$  mm;
- $D_i = 160$  mm;
- $D_l = 0$  mm;
- $\rho_l = 1$  kg/dm<sup>3</sup>;
- $\rho_m = 8$  kg/dm<sup>3</sup>.

Le proprietà del materiale (1.4307) sono elencate in Tabella 4.15. Le equazioni (4.23), (4.24), (4.25), (4.26) e (4.27) sono state risolte, e si sono trovati i seguenti risultati:

$$E = 0.033 \text{ MJ}$$

$$T = 65.5 \text{ N/mm}^2$$

$$f = 63,09 + 17,25 = 80,34 \text{ N/mm}^2$$

Con  $E_0 < E < E_1$  e  $T < T_1$ , ci troviamo nell'area 1 di Figura 4.40 di conseguenza deve essere applicata la prima procedura di calcolo, equazioni (4.28), con i seguenti risultati:

$$\frac{f}{R_{0,2}} = 0,459 < 0,5$$

$$\frac{f}{R} = 0,159 < 0,333$$

$$K = 60 \text{ J} > 50 \text{ J}$$

L'esito della procedura di calcolo è positivo.

#### **4.8.9 Analisi con il metodo degli elementi finiti**

Pur essendo soddisfacente la verifica secondo l'UNI EN 12505:2010, non abbiamo nessun tipo di informazione dettagliata circa lo stato tensionale del tamburo. Le ottime proprietà di resilienza richieste dal materiale costruttivo riducono fortemente l'effetto della concentrazione degli sforzi ma non lo eliminano del tutto, in particolare per quanto riguarda la vita a fatica. Inoltre, lo stato tensionale del coperchio non è stato preso in considerazione. Per questi motivi, si è deciso di fare un'analisi bidimensionale con il metodo degli elementi finiti, facendo uso del pacchetto software Salome-Meca 2013 con licenza di software libero LGPL (*GNU Lesser General Public License*). Esso è una fusione fra il pre/post-processore SALOME 6.6.0 e il solutore strutturale *Code\_Aster* STA11.4.

##### **4.8.9.1 Primo caso: tamburo riempito di acqua**

Come primo caso, si è analizzato lo stato tensionale del tamburo (fondo tamburo e coperchio) riempito d'acqua con una velocità angolare  $N = 9600$  giri/min. L'andamento della pressione prodotta dal liquido in rotazione  $p_{liq}$  è stato linearizzato, vedi Figura 4.43.

Per la modellazione si è considerato un caso bidimensionale assialsimmetrico. Tre geometrie sono state create: il fondo tamburo, la porzione di filetto e il coperchio. I tre elementi sono stati assemblati rigidamente, e si è prevista la possibilità di contatto nelle battute e nei centraggi, e per questo motivo si è realizzato un'analisi statico non lineare.

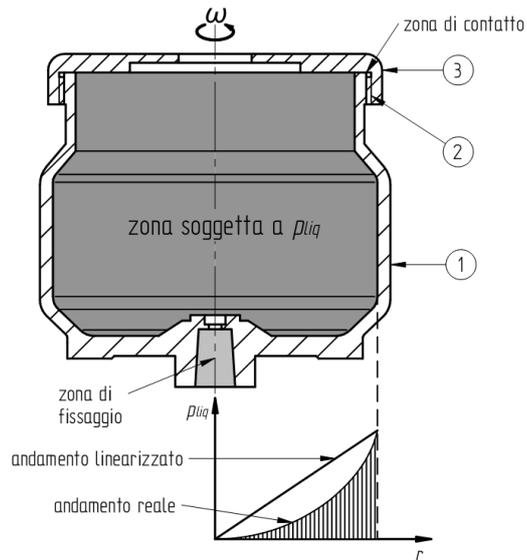


Figura 4.43: primo caso – tamburo in rotazione riempito di liquido; 1. fondo tamburo; 2. filetto; 3. coperchio.

Tutti i gruppi necessari per definire le condizioni al contorno (spostamenti, forze, zone di contatto) sono stati definiti nella geometria, rendendoli indipendenti dalla generazione del reticolo. Successivamente, cinque reticoli sono stati generati per l'esecuzione di una prova di convergenza, vedi Tabella 4.18.

<i>Reticolo</i>	<i>Numero di elementi</i>	<i>Tipo di elemento</i>
I	3364	Triangolo, lineare
II	3694	Triangolo, lineare
III	9426	Triangolo, lineare
IV	12100	Triangolo, lineare
V	25434	Triangolo, lineare

Tabella 4.18: Reticoli impiegati per la prova di convergenza.

Due ipotesi semplificative sono state applicate:

1. Profilo lineare della pressione;
2. Accoppiamento filettato sostituito da una zona di proprietà meccaniche "miste", accoppiata rigidamente al fondo tamburo e al coperchio.

Il modello è stato validato attraverso una prova di convergenza dello spostamento verticale massimo  $dy$ . I risultati sono riassunti in Tabella 4.19 e Figura 4.44.

<i>Reticolo</i>	$dy$
I	0.196221
II	0.196546
III	0.205185
IV	0.206373
V	0.208858

Tabella 4.19: spostamento verticale massimo  $dy$  per i diversi reticoli.

### Convergenza del reticolo

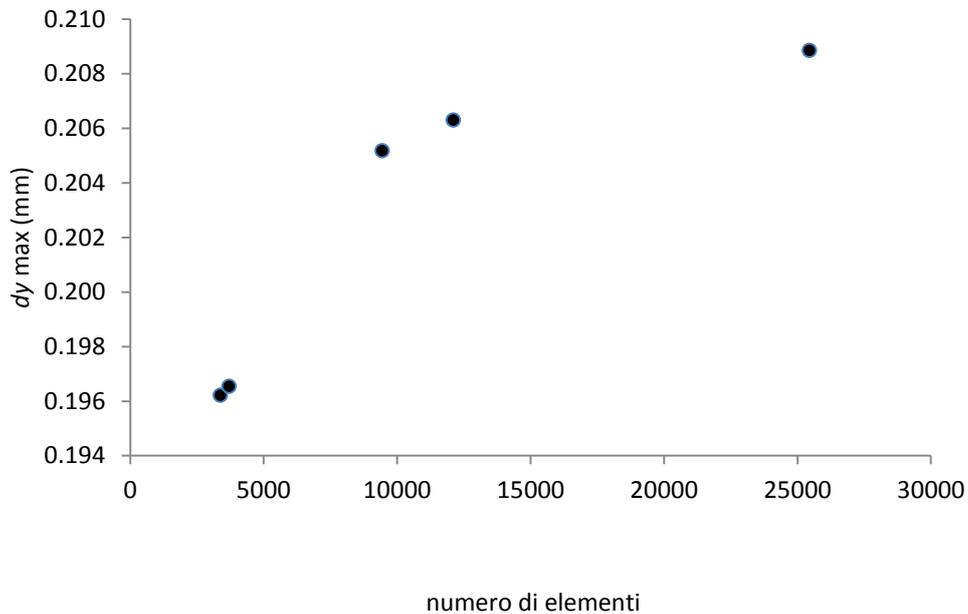


Figura 4.44: prova di convergenza del reticolo; all'aumentare del numero di elementi, lo spostamento massimo tende verso il valore di 0,210 mm.

Nei punti del coperchio indicati in Figura 4.45 si è raffinato il reticolo, poiché in queste zone si verificano concentrazioni degli sforzi.

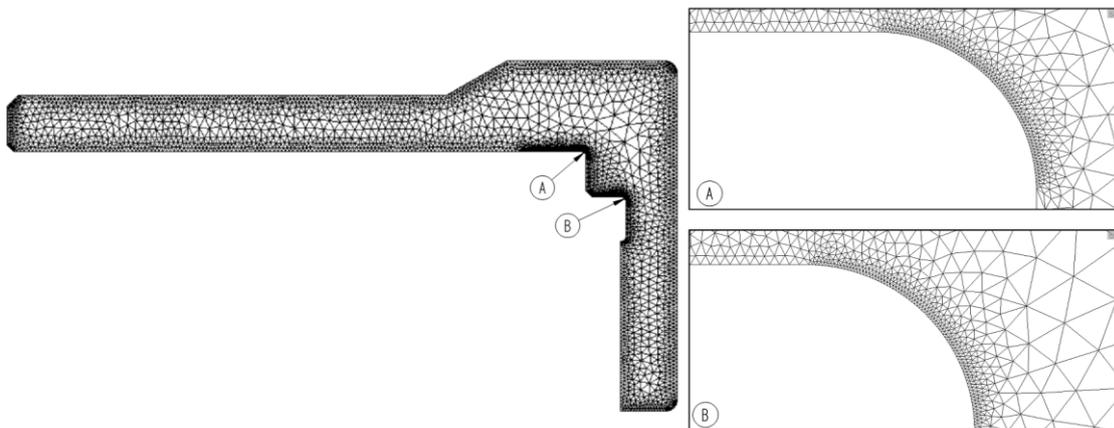
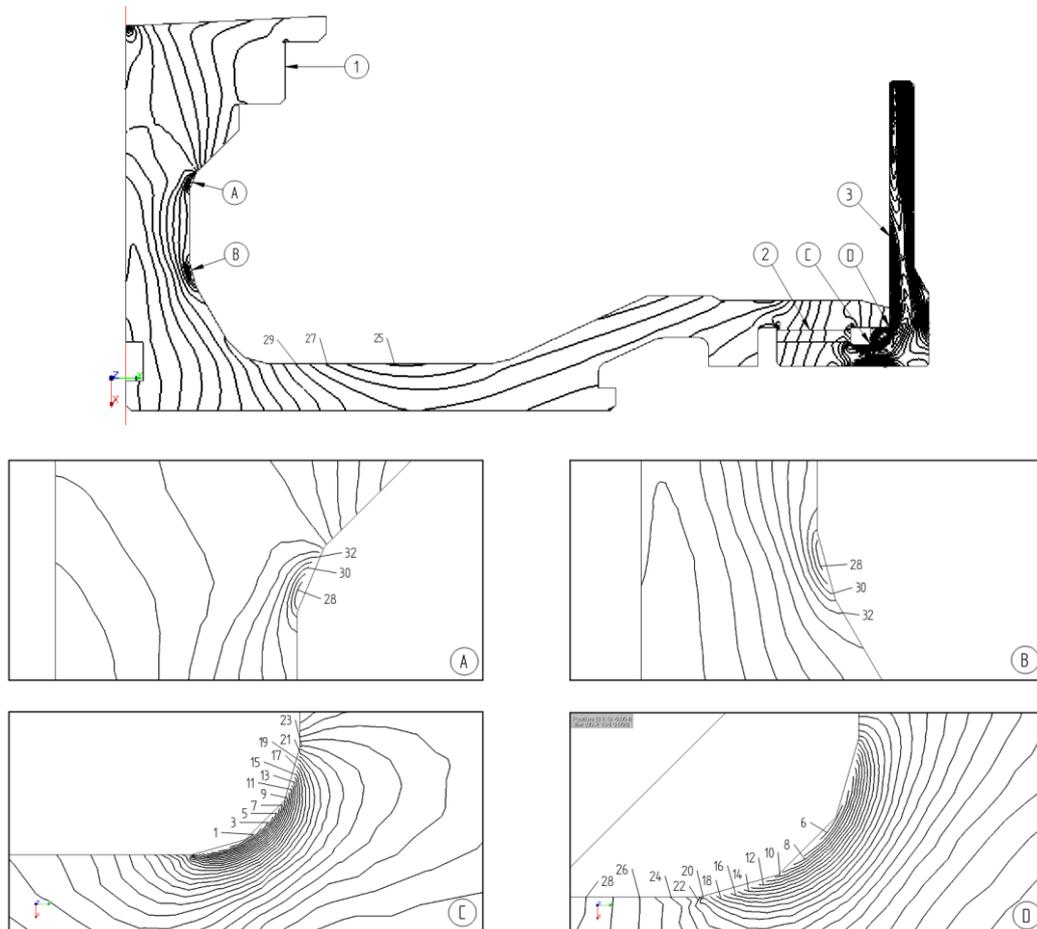


Figura 4.45: infittimento del reticolo nelle zone con concentrazioni degli sforzi nel coperchio.

Dopo questa prima fase, e impiegando il reticolo V, si è mappato lo stato tensionale del tamburo (vedi Figura 4.46) tramite isobare che rappresentano la tensione equivalente di von Mises nei punti di Gauss (punti di integrazione) degli elementi finiti. L'espressione per la tensione equivalente di von Mises per il caso di stato piano di deformazione è:

$$\sigma_{vM} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6\tau_{xy}^2 \right]^{1/2} \quad (4.30)$$

Nelle figure sono evidenziati i punti più sollecitati del fondo tamburo e del coperchio.



Isobara	$\sigma_{vM}$ (MPa)						
1	372,422	9	282,147	17	180,588	25	90,313
2	361,138	10	270,863	18	169,304	26	79,029
3	349,854	11	259,579	19	158,019	27	68,824
4	338,569	12	248,294	20	146,735	28	63,529
5	327,285	13	237,009	21	135,451	29	58,235
6	316,000	14	225,726	22	124,166	30	52,941
7	304,716	15	203,157	23	112,882	31	47,647
8	293,431	16	191,873	24	101,598	32	42,353

Figura 4.46: mappatura dello stato tensionale del tamburo nei punti di Gauss; 1. fondo tamburo; 2. filetto; 3. coperchio.

Applicando le equazioni (4.29), si sono trovati i risultati per il punto più sollecitato nel fondo tamburo e nel punto più sollecitato nel coperchio, vedi Tabella 4.20. Da questi risultati è evidente che lo stato tensionale nei punti critici del coperchio è oltre i limiti ammissibili; nel punto più sollecitato del coperchio, ad esempio, si verifica plasticizzazione localizzata e questo stato tensionale è potenzialmente pericoloso per quel che riguarda la vita a fatica del componente. L'effetto dello stato tensionale, in ogni modo, è ridotto dalla natura duttile del materiale

costitutivo il quale ha una minore sensibilità all'intaglio. Una soluzione sarebbe quella di modificare la geometria in questi punti, per ridurre l'effetto della concentrazione degli sforzi.

Criteria	Fondo tamburo	Coperchio
$\frac{f}{R_{0,2}} < 0,667$	0,363	1,079
$\frac{f}{R} < 0,417$	0,126	0,792
$K > 50 \text{ J}$	60 J	60 J

Tabella 4.20: stato tensionale nei punti più sollecitati nel primo caso.

Il caso di un tamburo vuoto riempito di acqua è ben lontano dalla realtà operativa della macchina (e ci dà qualche indizio sui margini di sicurezza intrinseci della metodologia di calcolo proposta dalla UNI EN 12505:2010); per questo motivo, si è deciso di creare un secondo modello più vicino alle condizioni operative reali per avere informazioni più precise circa lo stato tensionale del fondo tamburo e del coperchio.

#### 4.8.9.2 Secondo caso: tamburo riempito di acqua e contatto con il cono divisore

Nel secondo modello è stato aggiunto il cono divisore. Si tratta di un elemento in alluminio, il quale viene spinto verso l'alto dalla  $p_{liq}$  durante il funzionamento. Lo schema del modello è illustrato in Figura 4.47. È importante notare che c'è ci sono due zone di possibile contatto fra il cono divisore e il coperchio.

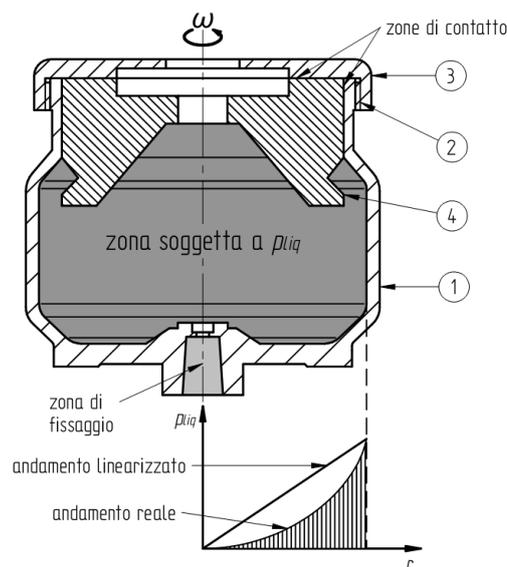


Figura 4.47: secondo caso – tamburo riempito di liquido in rotazione; 1. fondo tamburo; 2. filetto; 3. coperchio; 4. cono divisore.

Per il materiale costitutivo del cono divisore è stato considerato un alluminio 2014-T6, con le proprietà fisiche e meccaniche elencate in Tabella 4.21.

Nome	$\rho$ kg/dm <sup>3</sup>	$E$ GPa	$G$ GPa	$\nu$	$R_{p0,2}$ MPa	$R_m$ MPa	A% min.
Alluminio 2014-T6	2,79	73,1	27	0,35	414	469	10

Tabella 4.21: proprietà fisiche e meccaniche dell'alluminio 2014-T6.

Si è generato un reticolo con 9790 elementi triangolari lineari con le stesse condizioni al contorno del primo caso, aggiungendo le nuove superfici di contatto. È importante notare che la posizione del cono divisore è garantita sia da  $p_{liq}$  che dal contatto con gli elementi del tamburo.

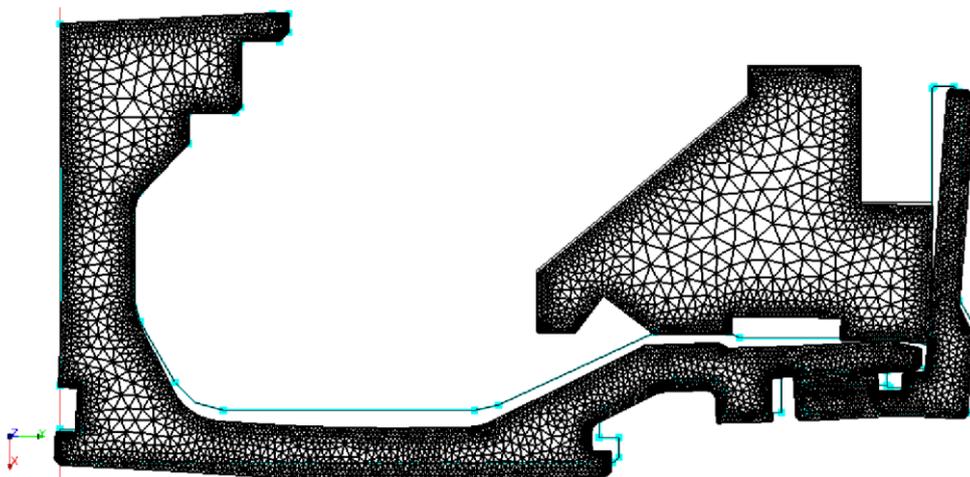


Figura 4.48: deformazione del reticolo, fattore di scala della deformazione = 100.

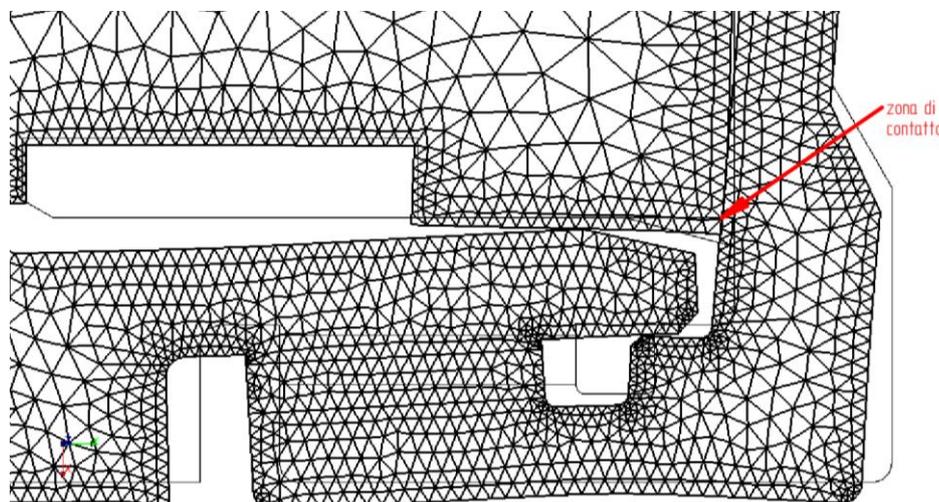
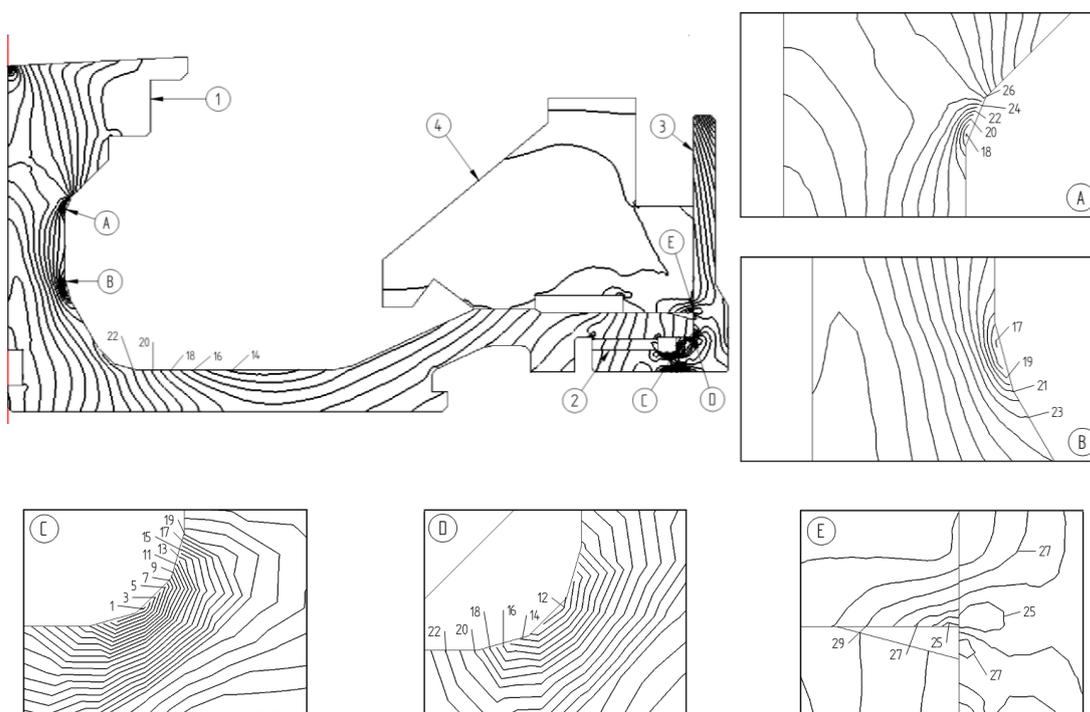


Figura 4.49: zona di contatto evidenziata nel reticolo deformato, fattore di scala della deformazione = 100.

La simulazione ha prodotto i risultati mostrati in Figura 4.48, 4.49 e 4.50; l'unica zona dove si verifica contatto è fra il coperchio e il cono divisore, nel diametro più esterno di quest'ultimo (vedi Figura 4.48, Figura 4.49 e Figura 4.50, punto D). Con questo nuovo modello, si sono trovati dei valori di  $\sigma_{vM}$  molto simili a quelli del primo caso nel fondo tamburo, mentre lo stato tensionale nel coperchio è decisamente meno critico. Il contatto, in effetti, è responsabile di trasmettere la

componente verticale della spinta prodotta da  $p_{liq}$ , e la sua posizione è in vicinanza del collo del coperchio, diminuendo in questo modo il “braccio” fra il punto di applicazione della forza ed il punto di flessione (il quale si trova nei raccordi C e D di Figura 4.50). Inoltre, le pressioni di contatto sono moderate.

L’ipotesi iniziale di contatto lungo il diametro esterno del cono divisore con il fondo tamburo si è rivelata sbagliata; la deformazione radiale del fondo tamburo è maggiore di quella del cono divisore; quest’ultimo elemento è un blocco rigido, che pur essendo fatto di un materiale più deformabile, è soggetto in senso radiale alla sola forza massica, la quale è anche ridotta data la minor densità del materiale e la minor posizione radiale.



Isobara	$\sigma_{vM}$ (MPa)	Isobara	$\sigma_{vM}$ (MPa)	Isobara	$\sigma_{vM}$ (MPa)
1	136,519	11	95,155	21	53,790
2	132,383	12	91,018	22	49,654
3	128,246	13	86,882	23	45,517
4	124,109	14	82,745	24	41,381
5	119,973	15	78,609	25	37,244
6	115,837	16	74,472	26	33,108
7	111,700	17	70,336	27	28,971
8	107,564	18	66,199	28	24,834
9	103,428	19	62,063	29	20,698
10	99,291	20	57,927	30	16,147

Figura 4.50: mappatura dello stato tensionale del tamburo nei punti di Gauss; 1. fondo tamburo; 2. filetto; 3. coperchio; 4. cono divisore.

Lo stato tensionale nei punti più sollecitati della struttura sono riassunti in Tabella 4.22.

<i>Criterio</i>	<i>Fondo tamburo</i>	<i>Coperchio</i>
$\frac{f}{R_{0,2}} < 0,667$	0,473	0,396
$\frac{f}{R} < 0,417$	0,164	0,290
$K > 50 \text{ J}$	60 J	60 J

Tabella 4.22: stato tensionale nei punti più sollecitati nel secondo caso.

I risultati, questa volta, sono entro i limiti ammissibili.

#### 4.9 Note finali

Da questo breve analisi strutturale del tamburo, eseguito seguendo una procedura di calcolo manuale e una procedura con il metodo degli elementi finiti, si sono ottenute diverse informazioni. La procedura di calcolo manuale proposta dalla UNI EN 12505 prende in considerazione il contenuto energetico del tamburo ed il rischio potenziale ma i risultati non forniscono informazioni dettagliate sullo stato tensionale reale nel tamburo, e per questo motivo è applicabile solo ai casi “meno” pericolosi.

Il metodo degli elementi finiti è in grado di fornire informazioni più dettagliate, ma questo richiede un utilizzo cosciente e critico; bisogna ricordare che si tratta sempre di un modello approssimativo della realtà e la facilità con la quale si possono produrre risultati è una fonte potenziale di errori banali. Tuttavia, è possibile ottenere informazioni dettagliate circa lo stato di deformazione e tensionale del tamburo dalle quali si possono trarre interessanti punti di riflessione così come avere una conoscenza più profonda, da un punto di vista qualitativo (e oserei anche dire intuitivo). Un esempio nel presente caso è la zona di contatto fra il coperchio ed il cono divisore.

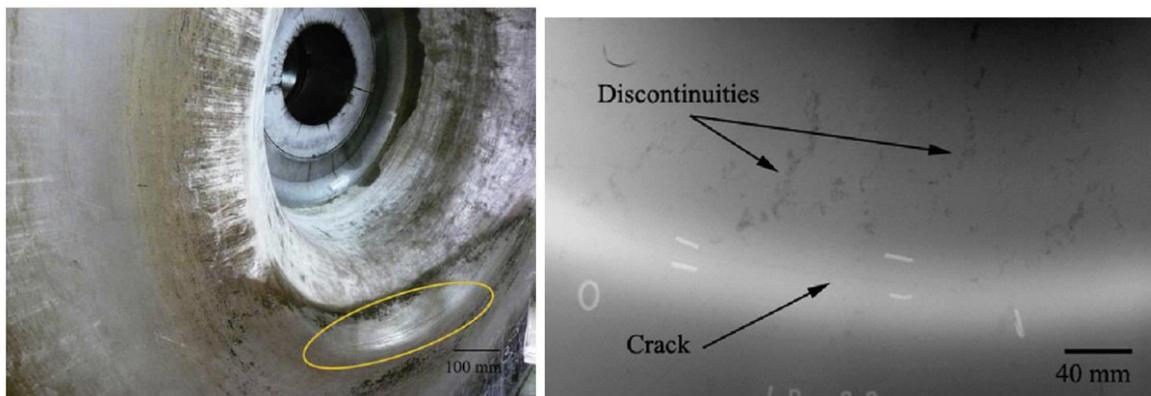


Figura 4.51: crepa in un fondo tamburo (sinistra) dovuta alla presenza di porosità nella zona interessata, probabilmente originatesi nella fase di produzione (Mateo et alii, 2011).

Mateo et alii (2011) hanno determinato le cause che hanno portato al guasto di un separatore di grandi dimensioni, dove tutti i controlli erano stati eseguiti, documentati e superati: un difetto in fase di produzione non previsto dai progettisti – porosità in una zona del tamburo lontana dai cordoni di saldatura, e per questo motivo non controllata – è stato all'origine di un guasto che in ogni caso è stato rilevato dal sistema di sicurezza della macchina, la quale si è fermata prima della rottura definitiva, vedi Figura 4.51.

La disponibilità di strumenti sofisticati per lo studio e l'analisi dello stato tensionale, accoppiati all'esperienza e alla pratica sono di fondamentale importanza nella progettazione di separatori centrifughi nell'attualità. Il processo di progettazione, produzione e operazione di un separatore centrifugo coinvolge una pluralità di attori in maniera diretta e indiretta. Questo richiede una serie di procedure di controllo nelle tre fasi appena elencate per assicurare l'integrità strutturale della macchina: certificati di proprietà dei materiali di base, procedure di calcolo normalizzate, prove di controllo sui pezzi finiti, meccanismi di monitoraggio e di sicurezza integrati nella macchina, programmi di manutenzione periodica, etc.

## 5

### Conclusioni

Successivamente alla fase di progettazione, nella quale sono stati generati sia i modelli tridimensionali che i disegni costruttivi, il primo prototipo è stato costruito. Il lavoro di messa a punto non fa parte del presente lavoro. In ogni caso, la fase di collaudo ha portato a una serie di modifiche dalle quali è nato il modello standard di produzione della Macfuge 230, presentato in Figura 5.1. In Figura 5.2 è presentata la scheda tecnica da catalogo della macchina.



Figura 5.1: Macfuge 230 OM M 2 S, immagine cortesia di Servizi Industriali S.r.l..

La macchina ha un buon funzionamento, è compatta, silenziosa e ha un prezzo competitivo di fronte alla concorrenza. Il modello di base (separatore) è predisposto per la chiarificazione e la concentrazione: basta la sostituzione di qualche componente e l'utilizzo di una pompa di alimentazione adatta. Inoltre, l'ulteriore aumento della camera di sedimentazione tramite l'impiego di un profilo leggermente più grande è possibile (questo richiede uno studio con il metodo degli elementi finiti): la soglia di 0,6 litri di camera di sedimentazione è raggiungibile. Ulteriori modifiche nelle zone di alimentazione e raccolta della fase pesante potrebbero portare ad un incremento della portata elaborata.

L'aumento dell'efficienza nella separazione resta un capitolo aperto: il margine di miglioramento è molto ampio ma richiede lo studio dettagliato delle diverse problematiche che si possono riscontrare nel dominio fluido all'interno del tamburo. La disponibilità di software dedicato alla fluidodinamica computazionale (un esempio di software libero è OpenFOAM) accoppiata a una campagna sperimentale permettente di provare idee e concetti con un'elevata flessibilità di modifica può essere una strada interessante da intraprendere.

# MACFUGE 230

## TECHNICAL DATA

**Bowl:**  
rotation speed 9.600 rpm  
volume 1,2 l  
solids holding space<sup>(1)</sup>:  
The volume of the sedimentation chamber depends on the configuration of the centrifuge

**Motor:**  
power 1,5 kW

**Weights:**  
centrifuge 65 kg

**Dimension:**  
centrifuge 420wX730lX574h mm

**Connections<sup>(2)</sup>:**  
feeding DN20  
light phase outlet DN20  
heavy phase outlet DN10

**Materials<sup>(3)</sup>:**  
structural bowl parts AISI 304  
basement carbon steel  
cover aluminum  
gaskets FPM

### Characteristics and Peculiarity:

- liquid/liquid/solid separator or liquid/solid clarifier
- solid bowl machine
- compact overall dimension
- easy installation
- reduced timing for maintenance
- centrifuge complete of feeding and extraction pumps
- belt drive

### Customization / Notes:

<sup>(1)</sup> The volume of the sedimentation chamber depends on the configuration of the centrifuge

<sup>(2)</sup> The specific type of connection depends on the configuration of the centrifuge and by any customer requirements

<sup>(3)</sup> The materials listed depend on the configuration of the centrifuge, it is possible to envisage the use of different materials or special for specific products or on request.

The effective operating capacity is dependent on the processed product, by its characteristic at the inlet, by the separation level required, etc.

## DATI TECNICI

**Tamburo:**  
velocità di rotazione 9.600 rpm  
volume 1,2 l  
volume camera di sedimentazione<sup>(1)</sup>:  
Il volume della camera di sedimentazione dipende dalla configurazione della centrifuga

**Motore:**  
potenza 1,5 kW

**Pesi:**  
centrifuga completa 65 kg

**Dimensioni:**  
centrifuga 420pX730lX574h mm

**Connessioni<sup>(2)</sup>:**  
alimentazione DN20  
uscita fase leggera DN20  
uscita fase pesante DN10

**Materiali<sup>(3)</sup>:**  
parti strutturali tamburo AISI 304  
basamento acciaio carbonio  
coperture alluminio  
guarnizioni FPM

### Caratteristiche e Peculiarità:

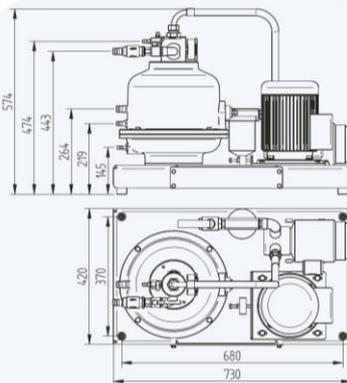
- separatore liquido/liquido/solido o chiarificatore liquido/solido
- macchina a pulizia manuale
- ingombri contenuti
- installazione semplice
- tempi manutenzione ridotti
- centrifuga completa di pompa alimentazione ed estrazione prodotto separato
- trasmissione a cinghia

### Note / Personalizzazioni:

<sup>(1)</sup> Il volume della camera di sedimentazione dipende dalla configurazione della centrifuga.

<sup>(2)</sup> Il tipo specifico di connessione dipende dalla configurazione della centrifuga e da eventuali richieste del cliente.

<sup>(3)</sup> I materiali indicati dipendono dalla configurazione della centrifuga, è possibile prevedere l'utilizzo di materiali differenti o speciali per prodotti specifici o su richiesta. La capacità operativa effettiva dipende dal prodotto in processo, dalle sue caratteristiche in ingresso, dal grado di separazione richiesto, etc.



**MACFUGE®** by  
**SERVIZI INDUSTRIALI**  
SEPARATION TECHNOLOGY



Via Marie Curie, 19 - Z. I. Ponte Rizzoli  
40064 Ozzano dell'Emilia, BO - ITALY  
T. +39 051 795080 - F. +39 051 799337  
E-mail: [macfuge@macfuge.com](mailto:macfuge@macfuge.com)  
Website: [www.macfuge.com](http://www.macfuge.com)

Figura 5.2: scheda tecnica della Macfuge 230 dal catalogo della Servizi Industriali S.r.l..

La stampa tridimensionale e la produzione con metodi tradizionali di componenti di piccole dimensioni (distributori, colonne, camere di alimentazione, dischi) in nylon per tamburi di piccolo diametro ed elevatissima velocità di rotazione potrebbero offrire la possibilità di simulare in scala l'effettiva fluidodinamica del tamburo (tenendo sempre presente i requisiti necessari per garantire la similitudine fluidodinamica) con la flessibilità ed il basso costo necessari per testare e sviluppare nuove idee.

## Ringraziamenti

Questa tesi è il germoglio della coincidenza. Un ringraziamento di circostanza va al professor Molari il quale mi diede – contro la sua volontà – un tema di tesi a sette esami di lunghezza dalla laurea triennale: i separatori centrifughi. Ed eccoci qua. Ringrazio l'Ingegnere Giacomo Poggi per avermi offerto un posto presso la Servizi Industriali S.r.l., spalancando le porte di un universo complicato e affascinante dove dopo anni di residenza a Bologna ho finalmente sentito parlare regolarmente in Emiliano e Romagnolo. Spero che questo lavoro abbia entusiasmato in qualche maniera l'Ingegnere Mattuzzi: l'esperienza e la perizia sono sovente difficili interlocutori. Ed è con i titoli di coda – nella forma di una pedantemente lunga lista di riferimenti bibliografici – che le ultime pagine della mia tesi e del capitolo della mia vita dedicato alla capitale Emiliana del degrado finiscono. Ti saluto, caro lettore, che mi sta venendo mal di Bologna...

## Bibliografia

- ABB Catalogo, "Low voltage General performance IE2 high efficiency motors according to EU MEPS", 9AKK105789 EN 01-2013 Rev. A, 2013
- Alfa Laval Annual Report 2012, <http://www.alfalaval.com/about-us/investors/Reports/annual-reports/Pages/annual-reports.aspx>
- Amber C. M., "The fundamentals of separation, including Sharples "Sigma value" for predicting equipment performance", *Industrial and Engineering Chemistry* 53 (6), 1961, p. 430-433
- Amberg G., "Visualization of boundary layers in a sectioned centrifuge", *Journal of Applied Mathematics and Physics* 41, 1990, p. 270-283
- Amberg G., Greenspan H. P., "Boundary layers in a sectioned centrifuge", *Journal of Fluid Mechanics* 191, 1987, p. 77-97
- Amirante R., Catalano P., "Fluid dynamic analysis of the solid-liquid separation process by centrifugation", *Journal of Agricultural Engineering Research* 77, 2000, p. 193-202
- Anghel C. I., "A study concerning elastic analysis of disk centrifugal separators", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 144 (3-4), 1997, p. 275-285
- Anghel C. I., "Stress concentration and fatigue life prediction for disks centrifugal separators", *Periodica Polytechnica Chemical Engineering* 43 (2), 1999, p. 117-136
- Anghel C. I., Iatan R. I., Pasat G. D., "Theoretical and experimental studies on disks centrifugal separators", *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering* 42 (2), 1998, p. 103-116
- Andresson H. I., "Flows dominated by centrifugal and Coriolis forces – A survey of EUROMECH 336", *Fluid Dynamics Research* 18, 1996, p. 53-64
- Anestis G., Schneider W., "Application of the theory of kinematic waves to centrifugation of suspensions", *Ingenieur-Archiv* 53, 1983, p. 399-407
- Arkhipov V. A., Tkachenko A. S., Usanina A. S., "Numerical investigation of droplet motion in rotating viscous liquid flow", *Journal of Engineering and Thermophysics* 86 (3), 2013, p. 567-576
- Armellini A., Casarsa L., Mucignat C., "Flow field analysis inside a gas turbine trailing edge cooling channel under static and rotating conditions", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2011, p. 1147-1159
- Atabaev A. B., Sokolov V. I., "Strength of centrifuge spherical rotors", *Chemical and Petroleum Engineering* 30 (3-4), 1994, p. 112-113
- Axelsson H., "Recent trends in disc bowl centrifuge development", *Filtration and Separation* 37 (4), 2000, p. 20-23
- Axelsson H., Madsen B., "Centrifuges, Sedimenting", *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, Wiley-VCH Verlag, p. 2006
- Balandin V. A., Bodrova I. V., Gusakov B. F., "Stress concentration around meridionally located circular channels", *Chemical and Petroleum Engineering* 13 (3), 1977, p. 216-218
- Balandin V. A., Gusakov B. F., Rachkov V. I., "Guideline standardization document on strength calculations of centrifuge rotors", *Chemical and Petroleum Engineering* 28 (11), 1992, p. 661-664
- Batalović, V., "Centrifugal separator, the new technical solution, application in mineral processing", *International Journal of Mineral Processing* 100 (3-4), 2011, p. 86-95
- Belinkii A. L., Gusakov B. F., Kutepov S. M., Rachkov V. I., "New technology for fabricating centrifugal separator rotors from plastics", *Chemical and Petroleum Engineering* 19 (11), 1983, p. 492-495
- Bell D. J., Hoare M., Dunnill P., "The formation of protein precipitates and their centrifugal recovery", *Downstream Processing: Advances in Biochemical Engineering/Biotechnology* 26, 1983, p. 1-72
- Bodrova I. V., Gusakov B. F., Kutepov S. M., Popova A. S., Rachkov V. I., "Studying the strength of a large separator rotor made of AT6 alloy", *Chemical and Petroleum Engineering* 20 (12), 1984, p. 599-601
- Boonpongmanee T., Kamotani Y., "Heat transfer in rotating cylindrical cells with partitions", *International Journal of Heat and Fluid Flow* 30, 2009, p. 211-217
- Bogoryad I. B., Lavrova N. P., "Numerical modeling of the rotation of a solid body with a liquid-filled cavity having radial ribs", *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics* 48 (2), 2007, p. 260-264

- Bogoryad I. B., Lavrova N. P., "Numerical model of liquid flow in a rotating cylinder with radially arranged elastic ribs", *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics* 54 (2), 2013, p. 218-223
- Borgström L., Brehmer P., Carlsson C.-G., Franzen P., Inge C., Lagerstedt T., Moberg H., "Centrifugal separator", United States Patent, Patent No. 5,735,789, April 7, p. 1989a
- Borgström L., Carlsson C.-G., Franzen P., Inge C., Lagerstedt T., Moberg H., Nåbo O., "Centrifugal separator", United States Patent, Patent No. 4,861,329, August 29, p. 1989b
- Borgström L., Carlsson C.-G., Franzen P., Inge C., Lagerstedt T., Moberg H., Nåbo O., "Centrifugal separator", United States Patent, Patent No. 5,362,292, November 8, p. 1994a
- Borgström L., Carlsson C.-G., Franzen P., Inge C., Lagerstedt T., Moberg H., Szepessy S., Sundstrom M., "Entraining device for a centrifugal separator", United States Patent, Patent No. US 6,533,713 B1, March 18, 2003
- Borgström L., Carlsson C.-G., Inge C., Lagerstedt T., Moberg H., "Pressure drop for flow in channels subjected to strong system rotation", *Applied Scientific Research* 53, 1994b, p. 35-50
- Boychyn W., Doyle W., Bulmer M., More J., Hoare M., "Laboratory Scaledown of Protein Purification Processes Involving Fractional Precipitation and Centrifugal Recovery", *Biotechnology and Bioengineering* 69 (1), 2000, p. 1-10
- Boychyn M., Yim S.S.S., Ayazi Shamlou P., Bulmer M., More J., Hoare M., "Characterization of flow intensity in continuous centrifuges for the development of laboratory mimics", *Chemical Engineering Science* 56 (16), 2001, p. 4759-4770
- Boychyn M., Yim S.S.S., Ayazi Shamlou P., Bulmer M., More J., Hoare M., "Performance prediction of industrial centrifuges using scale-down models", *Bioprocess and Biosystems Engineering* 26 (6), 2004, p. 385-391
- Brazhnikov A. V., "Improved design of slurry feed unit for horizontal conveyor type settling centrifuge", *Chemical and Petroleum Engineering* 8 (1), 1972, p. 101
- Breitling M., Janoske U., Piesche M., "Numerische Simulationen transienter und turbulenter Strömungen zum Abscheideverhalten in Tellerseparatoren", *Chemie Ingenieur Technik* 75 (3), 2003, p. 184-188
- Brouwers J.J.H., "Particle collection efficiency of the rotational particle separator", *Powder Technology* 92 (2), 1997, p. 89-99
- Brouwers J.J.H., "Phase separation in centrifugal fields with emphasis on the rotational particle separator", *Experimental Thermal and Fluid Science* 26, 2002, p. 325-334
- Bruning P., Mackel W., Wrede U., Niernberg W., "Centrifuge drum for clarifying or separating centrifugates", United States Patent, Patent No. 4,961,723, October 9, 1990
- Brunner A., "Über das Reinigen von Schweröl mittels der Zentrifuge", Promotionsarbeit-Eidg. Technische Hochschule in Zürich, 1956
- Bush J. W. M., Stone H. A., Tanzosh J. P., "Particle motion in rotating viscous fluids: Historical survey and recent developments", *Current Topics in the Physics of Fluids* 1, 1994, p. 337-355
- Byrne Edmond P., Fitzpatrick John J., Pampel Lars W., Titchener-Hooker N. J., "Influence of shear on particle size and fractal dimension of whey protein precipitates: implications for scale-up and centrifugal clarification efficiency", *Chemical Engineering Science* 57 (18), 2002, p. 3767-3779
- Cambiella A., Benito J. M., Pazos C., Coca J., "Centrifugal separation efficiency in the treatment of waste emulsified oils", *Chemical Engineering Research and Design* 84 (A1), 2006, p. 69-76
- Carlsson C.-G., Inge C., Franzen P., Lagerstedt T., Borgström L., Moberg H., Nåbo O., "Energy transformation device", United States Patent, Patent No. 5,147,280, September 15, 1992
- Chang S. W., Liou T.-M., Po Y., "Coriolis and rotating buoyancy effect on detailed heat transfer distributions in a two-pass square channel roughened by 45° ribs at high rotation numbers", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, 2010, p. 1349-1363
- Chen H. B., Nandakumar K., Finlay W. H., Ku H. C., "Three-dimensional viscous flow through a rotating channel: a pseudospectral matrix method approach", *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 23, 1996, p. 379-396
- Clayssens J. R., Bravo Asenjo E., Rubio O., "A convective weakly viscoelastic rotating flow with pressure Neumann condition", *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 60, 2009, p. 295-322
- Clarkson A.I., Bulmer M., Titchener-Hooker N. J., "Pilot-scale verification of a computer-based simulation for the centrifugal recovery of biological particles", *Bioprocess Engineering* 14 (2), 1996, p. 81-89
- Crespo del Arco E., Serre E., Bontoux P., Launder B. E., "Stability, transition and turbulence in rotating cavities", *Instability of Flows*, Edited by M. Rahman., 2005, p. 141-195

- Czarny O., Serre E., Bontoux P., Lueptow R. M., "Ekman vortices and the centrifugal instability in counter-rotating cylindrical Couette flow", *Theoretical and Computational Fluid Dynamics* 18 (2-4), 2004, p. 151-168
- Dahlkild A. A., Greenspan H. P., "On the flow of a rotating mixture in a sectioned cylinder", *Journal of Fluid Mechanics* 189, 1989, p. 155-175
- Deng R., Arifin D. Y., Chyn M. Y., Want C.-H., "Taylor vortex flow in presence of internal baffles", *Chemical Engineering Science* 65, 2010, p. 4598-4605
- Dekhanov V. I., Ratynskaya N. A., "Making operation of centrifugal separators safe by reducing dynamic reactions in rotor supports", *Chemical and Petroleum Engineering* 47, 2011, p. 140-147
- Deshmukh S. S., Joshi J. B., Koganti S. B., "Flow visualization and three-dimensional CFD simulation of the annular region of an annular centrifugal extractor", *Industrial and Engineering Chemistry Research* 47, 2008, p. 3677-3686
- Detloff T., Lerche D., "Centrifugal separation in tube and disc geometries: experiments and theoretical models", *Acta Mechanica* 201 (1-4), 2008, p. 83-94
- Di Sante A., Gonzalez Castaño J., Van der Braembussche R. A., "Time Resolved PIV in a Rotating Diverging Channel", 13th International Symposium on Applications of Laser Technologies to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal, 26-29 June, 2006
- Di Sante A., Van den Braembussche R. A., "Experimental and numerical investigation of the flow in a rotating diverging channel", *Proceedings of the 8th International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows*, Lyon, July 2007
- Di Sante A., Van den Braembussche R. A., "Experimental study of the effects of spanwise rotation on the flow in a low aspect ratio diffuser for turbomachinery applications", *Experiments in Fluids* 49 (3), 2010, p. 585-598
- Ducrée J., Brenner T., Glatzel T., Zengerle R., "A Coriolis-based split-and-recombine laminator for ultrafast mixing on rotating disks", *Proceedings of the 7th International Conference on Micro Total Analysis Systems*, Squaw Valley, Ca, USA, October 5-9, 2003, p. 603-606
- Ducrée J., Haeberle S., Brenner T., Glatzel T., Zengerle R., "Patterning of flow and mixing in rotating radial microchannels", *Microfluid Nanofluid* 2, 2006, p. 97-105
- Eastwood C.D., Armi L., Lasheras J.C., "The breakup of immiscible fluids in turbulent flows", *Journal of Fluid Mechanics* 502, 2004, p. 309-333
- Fann S., Yang W.-J., "Convective heat transfer in a rotating square channel with oblique cross section", *Computational Mechanics* 14, 1994a, p. 513-527
- Fann S., Yang W.-J., "Heating effects on laminar flow through a rotating square channel", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* 8 (2), 1994b, p. 295-302
- Fénot M., Bertin Y., Dorignac E., Lalizel G., "A review of heat transfer between concentric rotating cylinders with or without axial flow", *International Journal of Thermal Sciences* 50, 2011, p. 1138-1155
- Flór J. B., Ungarish M., Bush J. W. M., "Spin-up from rest in a stratified fluid: boundary flows", *Journal of Fluid Mechanics* 472, 2002, p. 51-82
- Frehland Peter, Fischer Helmut, Paffrath Holger, "The Free Jet Driven Centrifugal Cleaner – A Present and Future Concept for Oil Filtration", *SAE Technical Paper* 1999-01-0824, p. 1999
- Frömer D., Lerche D., "An experimental approach to the study of the sedimentation of dispersed particles in a centrifugal field", *Archive of Applied Mechanics* 72, 2002, p. 85-95
- Frolov N. A., "Centrifugal separator rotors made of steel 04Kh25N5M2", *Chemical and Petroleum Engineering* 25 (7), 1989, p. 370-373
- Fumoto H., Kiyose R., "Drop Formation Characteristics in High Speed Agitation of Centrifugal Extractor", *Journal of Nuclear Science and Technology* 17 (8), 1980, p. 627-633
- Funaioi E., Maggiore A., Meneghetti U., "Lezioni di Meccanica applicata alle macchine. Seconda parte: Elementi di Meccanica degli azionamenti", Edizione provvisoria, Pàtron Editore, Bologna, 2007
- Galvin K. P., Dickinson J. E., "Particle transport and separation in inclined channels subject to centrifugal forces", *Chemical Engineering Science* 87, 2013, p. 294-305
- Gamboa J., Prado M. G., "Visualization study of performance breakdown in two-phase performance of an electrical submersible pump", *Proceedings of the twenty-sixth international pump users symposium*, 2010
- GEA Westfalia Annual Report 2012, GEA Group Aktiengesellschaft, Investor and Public Relations, <http://www.gea.com/en/investoren/geschaeftsberichte.html>

- Geankoplis C. J., "Transport Processes and Separation Process Principles", Prentice Hall, 2003, p. 919-944
- Glon' O. A., "Stresses in sections of a suspended centrifuge shaft during steady motion of an unbalanced rotor", Soviet Applied Mechanics 13 (11), 1977, p. 1145-1149
- Gol'din, E. M., "Flow stability between separator plates", Fluid Dynamics 1, 1966, p. 104-106
- Golovko Y. D., Zubkov V. A., "Increasing the efficiency of tubular supercentrifuges", Chemical and Petroleum Engineering 6 (6), 1970, p. 473-476
- Green D. W., Perry R. H. (Eds.), "Perry's Chemical Engineers' Handbook, 8th Edition", McGraw-Hill, 2007
- Greitzer E. M., Tan C. S., Graf M. B., "Internal flow: concepts and applications", Cambridge University Press, 2004
- Gusakov B. F., "Simulated stressed states of bowls in centrifugal machinery in polarization-optical studies", Chemical and Petroleum Engineering 9 (4), 1973a, p. 298-301
- Gusakov B. F., "Evaluation of reliability of centrifugal machines", Chemical and Petroleum Engineering 9 (9), 1973b, p. 797-800
- Gusakov B. F., Balandin V. A., "Calculation of the strength of the internal tightening threaded rings of the rotors of separators", Chemical and Petroleum Engineering 12 (1), 1976, p. 23-26
- Gusakov B. F., Gavrikova V. A., "Investigation of the state of strain of centrifuge rotors by optical modeling", Chemical and Petroleum Engineering 4 (7), 1968, p. 604-608
- Gusakov B. F., Kutepov S. M., "Analysis of stresses in the separator rotor by optical simulation and with electrical strain gages", Chemical and Petroleum Engineering 11 (5), 1975, p. 400-405
- Gusakov B. F., Leibman A. N., "Investigation of the stressed state of the rotor of a high-productivity separator", Chemical and Petroleum Engineering 8 (5), 1972, p. 403-406
- Gusakov B. F., Voropaev V. I., Kutepov S. M., Frolov N. A., "Investigation of constructional strength of steels for rotors in centrifugal separators", Chemical and Petroleum Engineering 13 (12), 1977, p. 1016-1018
- Haeberle S., Brenner T., Zengerle R., Ducrée J., "Centrifugal extraction of plasma from whole blood on a rotating disk", Lab on a Chip 6 (6), 2006, p. 776-781
- Hai-jun X., Jian S., "Failure analysis and optimization design of a centrifuge rotor", Engineering Failure Analysis 14, 2007, p. 101-109
- Harvey Andrew C., Stokes Vijay K., "Evaluation of a unique centrifuge for separation of oil from ship discharge water", International Oil Spill Conference Proceedings 1, 1973, p. 391-402
- Heinrich H., "Centrifuge with one-piece separating device", European Patent Office, WO 2010/046425 A1, 29 April 2010
- Hwang J.-J., Tsai Y.-P., Wang W.-J., Lai D.-Y., "Effects of leading-wall blowing/suction on mixed convective phenomena in a radially rotating multiple-pass duct", International Journal of Heat and Mass Transfer 42, 1999, p. 4461-4474
- Inge C., Franzen P., Lagerstedt T., Borgström L., Carlsson C.-G., Moberg H., Nåbo O., "Centrifugal separator with a discharge device", United States Patent, Patent No. 5,024,648, June 18, 1991
- Inge C., Franzen P., Lagerstedt T., Borgström L., Carlsson C.-G., Moberg H., Nåbo O., "Centrifugal separator having a device for the transformation of kinetic energy to pressure energy", United States Patent, Patent No. 5,160,311, November 3, 1992
- ISO 8217:2012(E), "Petroleum products – Fuels (class F) – Specifications of marine fuels"
- Jain M., Paranandi M., Roush D., Göklen K., Kelly W. J., "Using CFD to understand how flow patterns affect retention of cell-sized particles in a tubular bowl centrifuge", Industrial and Engineering Chemistry Research 44, 2005, p. 7876-7884
- Janoske U., Piesche M., "Numerical simulation of the fluid flow and the separation behaviour in a disc stack centrifuge", in Krause E., Jäger W., cur., High Performance Computing Science and Engineering '98, Springer, 1998, p. 261-268
- Janoske U., Piesche M., "Numerical simulation of the fluid flow and the separation behavior in a single gap of a disk stack centrifuge", Chemical Engineering & Technology 22 (3), 1999, p. 213-216
- Janoske U., Piesche M., "Strömungsmechanische Untersuchungen zum Trennverhalten von Suspensionen im Spalt eines Tellerseparators mit Stegglaschen", Chemie Ingenieur Technik 72, 2000, p. 598-601
- Karabay H., Wilson M., Owen J. M., "Predictions of effect of swirl on flow and heat transfer in a rotating cavity", International Journal of Heat and Fluid Flow 22, 2001, p. 143-155

- Kemenade E. van., Mondt E., Hendriks T., Verbeek P., "Liquid-Phase Separation with the Rotational Particle Separator", *Chemical Engineering and Technology* 26 (11), 2003, p. 1176-1183
- Kheshgi H. S., Scriven L. E., "Viscous flow through a rotating square channel", *Physics of Fluids* 28 (10), 1985, p. 2968-2979
- Klintonstedt K., "Rotor unit for a centrifugal separator", United States Patent Application Publication, Pub. No. US 2009/0137378 A1, May 28, 2009
- Klintonstedt K., "Compressible unit for a centrifugal separator", United States Patent Application Publication, Pub. No. US 2010/0099545 A1, April 22, 2010
- Koblov V.M., Aromatov Yu.L., "Multiple-discharge disk-bowl centrifuge", *Chemical and Petroleum Engineering* 6 (11), 1970, p. 971-973
- Kozlov I. A., Sytsko L. P., Fot N. A., Khamaza L. A., Gontarovskii V. P., Rubel' A. P., "Rotor endurance of a sugar centrifuge", *Strength of Materials* 11 (12), 1979, p. 1448-1452
- Kuerten J.G.M., van Esch B.P.M., van Kemenade H.P., Brouwers J.J.H., "The effect of turbulence on the efficiency of the rotational phase separator", *International Journal of Heat and Fluid Flow* 28 (4), 2007, p. 630-637
- Larson R. G., "Instabilities in viscoelastic flows", *Rheologica Acta* 31, 1992, p. 213-263
- Li R. N., Wang H. Y., Ma W., Shen Z. J., "Study on solid-liquid two-phase unsteady flow characteristics with different flow rates in screw centrifugal pump", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 52 (6), 2013
- Lin S.-C., Hunag C.-L., "An integrated experimental and numerical study of forward-curved centrifugal fan", *Experimental Thermal and Fluid Science* 26, 2002, p. 421-434
- Lee D. H., Rhee D.-H., Kim K. M., Cho H. H., Moon H.-K., "Heat transfer and flow temperature measurements in a rotating triangular channel with various rib arrangements", *Heat Mass Transfer* 45, 2009, p. 1543-1553
- Lee G. H., Baek J. H., "A numerical study of the similarity of fully developed laminar flows in orthogonally rotating rectangular ducts and stationary curved rectangular ducts of arbitrary aspect ratio", *Computational Mechanics* 29, 2002, p. 183-190
- Lee H. G., Park J., Kim J. H., "Design theory and optimization method of a hybrid composite rotor for an ultracentrifuge", *Mechanism and Machine Theory* 59, 2013, p. 78-95
- Leshchenko V. M., Kozlov I. A., Gontarovskii V. P., "Design of rotating discs of irregular outline", *Strength of Materials* 4 (5), 1972, p. 509-515
- Letki A. G., "Know When to Turn to Centrifugal Separation", *Chemical Engineering Progress* 94 (9), 1998, p. 29-44
- Letki A., Corner-Walker N., "Centrifugal Separation", *Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology*, Vol. 5. Wiley-Interscience, 2001, p. 505-551
- Leung W. W.-F., "Lamella and tube settlers. 2. Flow stability", *Ind. Eng. Chem. Process. Des. Dev.* 22 (1), 1983, p. 68-73
- Leung W. W.-F., "Industrial Centrifugation Technology", McGraw-Hill, 1998
- Leung W. W.-F., "Centrifugal Separations in Biotechnology", Elsevier, 2007
- Leung W. W.-F., Shapiro A. H., "Improved design of conical accelerators for decanter and pusher centrifuges", *Filtration and Separation* 33, 1996a, p. 735-738
- Leung W. W.-F., Shapiro A. H., "Efficient double-disc accelerator for continuous-feed centrifuges", *Filtration and Separation* 33, 1996b, p. 819-823
- Machu G., Meile W., Nitsche L.C., Schaflinger U., "Coalescence, torus formation and breakup of sedimenting drops: experiments and computer simulations", *Journal of Fluid Mechanics* 447, 2001, p. 299-336
- MacKell W., Bathelt T., Thiemann L., Quiter K., Penkl A., Linnemann J., Kleimann T., Starke J., Helling W., "Separator drum having distributor", United States Patent Application Publication, Pub. No. US 2011/0215044 A1, September 8, 2011
- Majumdar A. K., Spalding D. B., "A parametric computation of flows and performance of rotating radial diffusers", *Aeronautical Research Council, Reports and Memoranda* 3810, 1978
- Mannweiler K., "The recovery of biological particles in high-speed continuous centrifuges with special reference to feed-zone break-up effects", *Tesi di Dottorato*, University College London, Department of Chemical and Biochemical Engineering, 1989
- Mannweiler K., Hoare M., "The scale-down of an industrial disc stack centrifuge", *Bioprocess Engineering* 8 (1-2), 1992, p. 19-25

- Manson S. S., "Direct method of design and stress analysis of rotating disks with temperature gradient", NACA Annual Report 36, 1950, p. 103-116
- Mårtensson G. E., Gunnarsson J., Johansson A. V., Moberg H., "Experimental investigation of a rapidly rotating turbulent duct flow", *Experiments in Fluids* 33, 2002, p. 482-487
- Mateo A., Heredero F., Fargas G., "Failure investigation of a centrifuge duplex stainless steel basket", *Engineering Failure Analysis* 18, 2011, p. 2165-2178
- Maybury J.P., Hoare M., Dunnill P., "The Use of Laboratory Centrifugation Studies to Predict Performance of Industrial Machines: Studies of Shear-Insensitive and Shear-Sensitive Materials", *Biotechnology and Bioengineering* 67 (3), 2000, p. 265-273
- Maybury J.P., Mannweiler K., Titchener-Hooker N.J., Hoare M., Dunnill P., "The performance of a scaled down industrial disc stack centrifuge with a reduced feed material requirement", *Bioprocess Engineering* 18 (3), 1998, p. 191-199
- McFarlane I., Joubert P. N., Nickels T. B., "Secondary flows and developing turbulent boundary layers in a rotating duct", *Journal of Fluid Mechanics* 373, 1998, p. 1-31
- Meneghetti U., Maggiore A., Funaioli E., "Lezioni di Meccanica applicata alle macchine. Terza parte: Dinamica e vibrazioni delle macchine", Pàtron Editore, Bologna, 2010
- Minelli G., "Macchine idrauliche", Pitagora Editrice, Bologna, 1984
- Minkov E., Ungarish M., Israeli M., "The motion generated by a rising particle in a rotating fluid – numerical solutions. Part 1. A short container", *Journal of Fluid Mechanics* 413, 2000, p. 111-148
- Minkov E., Ungarish M., Israeli M., "The motion generated by a rising particle in a rotating fluid – numerical solutions. Part 2. The long container case", *Journal of fluid Mechanics* 454, 2002, p. 345-364
- Moll H.-G., "The free motion of a sphere in a rotating fluid", *Ingenieur-Archiv* 42, 1973, p. 215-224
- Momoniat E., Mason D. P., "Investigation of the effect of the Coriolis force on a thin fluid film on a rotating disk", *International Journal of Non-Linear Mechanics* 33 (6), 1998, p. 1069-1088
- Mondal R. N., Islam Z., Islam S., "Transient heat and fluid flow through a rotating curved rectangular duct: the case of positive and negative rotation", *Procedia Engineering* 56, 2013, p. 179-186
- Murata A., Iwamoto K., "Heat and fluid flow in cylindrical and conical annular flow-passages with through flow and inner-wall rotation", *International Journal of Heat and Fluid Flow* 32, 2011, p. 378-391
- Nafikov I.M., Zinnatullin N.Kh., "Breakup of an anomalously viscous liquid film in a centrifugal force field", *Journal of Engineering Physics* 39 (1), 1980, p. 750-754
- Nandakumar K., Raszillier H., Durst F., "Flow through rotating rectangular ducts", *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics* 3 (5), 1991, p. 770-781
- Nirschl H., Romání Fernández X., "CFD simulations to investigate flow and particle behaviour in a solid bowl centrifuge", ANSYS Conference & 26th CADFEM Users' Meeting 2008, Darmstadt, Germany, October 22-24, 2008
- Ohlsson J. O., "Perfectionnements apportés aux cloisons intérieures des turbines centrifuges", Office National de la Propriété Industrielle, N° 333.696, 9 juillet 1903
- Ozgoren M., Pinar E., Sahin B., Akilli H., "Comparison of flow structures in the downstream region of a cylinder and sphere", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2011, p. 1138-1146
- Pagalathivarthi K., Ramanathan V., "Analytical and numerical predictions of inviscid free surface flow in rotating channel", *Computers & Fluids* 31, 2002, p. 847-865
- Pan Y., Tanaka T., Tsuji Y., "Direct numerical simulation of particle-laden rotating turbulent channel flow", *Physics of Fluids* 13 (8), 2001, p. 2320-2337
- Pan Y., Tanaka T., Tsuji Y., "Turbulence modulation by dispersed solid particles in rotating channel flows", *International Journal of Multiphase Flow* 28, 2002, p. 527-552
- Pang C., Tan W., Sha E., Tao Y., Liu L., "Simulating multiphase flow in a two-stage pusher centrifuge using computational fluid dynamics", *Frontiers of Chemical Science and Engineering* 6 (3), 2012, p. 329-338
- Pascotto M., Armellini A., Casarsa L., "Coriolis effects on the flow field inside a rotating triangular channel for leading edge cooling", *Journal of Turbomachinery* 136, 2014

- Pavlova N. V., Spiridonov F. F., Svetlov S. A., Pavlov I. N., Volkov Y. P., "Effect of design parameters of the centrifuge rotor on separation of suspensions", *Russian Journal of Applied Chemistry* 76 (7), 2003, p. 1094-1098
- Pécheux J., Foucault E., "Axisymmetric instabilities between coaxial rotating disks", *Journal of Fluid Mechanics* 563, 2006, p. 293-318
- Peres N., Poncet S., Serre E., "A 3D pseudospectral method for cylindrical coordinates. Application to the simulation of rotating cavity flows", *Journal of Computational Physics* 231, 2012, p. 6290-6305
- Pharoah J. G., Djilali N., Vickers G. W., "Fluid mechanics and mass transport in centrifugal membrane separation", *Journal of Membrane Science* 176, 2000, p. 277-289
- Pradhan S., Kumaran V., "The generalized onsager model for the secondary flow in a high-speed rotating cylinder", *Journal of Fluid Mechanics* 686, 2011, p. 109-159
- Qin Z., Pletcher R., "Large eddy simulation of turbulent heat transfer in a rotating square duct", *International Journal of Heat and Fluid Flow* 27, 2006, p. 371-390
- Qin Z., Pletcher R., "The velocity field and instability of rotating duct flow", *Physics of Fluids* 19, 2007
- Rachkov V. I., Gusakov B. F., Balandin V. A., Kutepov S. M., "Stress-strain state and bearings strength of a separator rotor made of hardened components", *Chemical and Petroleum Engineering* 22 (6), 1986, p. 262-265
- Rachkov V. I., Kurylev V. F., Gusakov B. F., "Industry-wide standard for designing centrifuge bowls for strength", *Chemical and Petroleum Engineering* 8 (10), 1972, p. 926-927
- Raspo I., Crespo del Arco E., "Instability in a rotating channel-cavity system with an axial through-flow", *International Journal of Heat and Fluid Flow* 24, 2003, p. 41-53
- Ren Y., Leung W. W.-F., "Vortical flow and mixing in rotating milli- and micro-chambers", *Computers & Fluids* 79, 2013, p. 150-166
- Richardson P., Molloy J., Ravenhall R., Holwill I., Hoare M., Dunnill P., "High speed centrifugal separator for rapid on-line sample clarification biotechnology", *Journal of Biotechnology* 49, 1996, p. 111-118
- Ridderstrale R., Stroucken K., "Centrifugal separator to free a liquid from both lighter particles and heavier particles", United States Patent Office, Patent Nr. 5,941,811, August 24, 1999
- Romaní Fernández X., Nirschl, "CFD simulation of a solid bowl centrifuge used for waste management", *Proceedings of the III German-Russian Workshop – KarlsTom 2008: High-Diluted Systems: Mass Transfer, Reactions and Processes, Tomsk*, 26-29 October, 2008
- Romaní Fernández X., Nirschl H., "Multiphase CFD simulation of a solid bowl centrifuge", *Chemical Engineering & Technology* 32 (5), 2009, p. 719-725
- Romaní Fernández X., Nirschl H., "A numerical study of the impact of radial baffles in solid bowl centrifuges using computational fluid dynamics", *Hindawi Publishing Corporation, Physical Separation in Science and Engineering Volume 2010*
- Romaní Fernández X., Nirschl H., "Simulation of particles and sediment behaviour in centrifugal field by coupling CFD and DEM", *Chemical Engineering Science* 94, 2013, p. 7-19
- Rudman L. J., Olsson S. O., Klintonstedt K., "Separation disk for a centrifuge rotor, and a disk package", United States Patent Application Publication, Pub. No. US 2011/0195832 A1, August 11, 2011
- Rushton A., Ward A.S., Holdich R.G., "Solid-Liquid Filtration and Separation Technology", VCH, 1996
- Samways, Andrew L., "Centrifugal Cleaning of Fluid Power Oils", *SAE Technical Paper* 1999-01-2834, 1999
- Schaflinger U., "Sedimentation in Zentrifugen mit Zwischenwänden", *Chemie Ingenieur Technik* 59 (3), 1987, p. 248-249
- Schaflinger U., "Centrifuge with chamber walls", European Patent Office, WO 88/06921, 22 September 1988
- Schaflinger U., "Centrifugal separation of a mixture", *Fluid Dynamics Research* 6 (5-6), 1990, p. 213-249
- Schaflinger U., "Interfacial instabilities in a stratified flow of two superposed fluids", *Fluid Dynamics Research* 13, 1994, p. 299-316
- Schaflinger U., Köppl A., Filipczak G., "Sedimentation in cylindrical centrifuges with compartments", *Ingenieur-Archiv* 56, 1986, p. 321-331
- Schaflinger U., Stibi H., "On centrifugal separation of suspensions in cylindrical vessels", *Acta Mechanica* 67, 1987, p. 163-181
- Schenkel A., Deville M. O., Sawley M. L., Hagmann P., Rochat J.-D., "Flow simulation and hemolysis modeling for a blood centrifuge device", *Computers & Fluids* 86, 2013, p. 185-198

- Schlichting H., "Boundary layer theory", McGraw-Hill, 7<sup>th</sup> edition, 1979
- Schütz S., Gorbach G., Piesche M., "CFD-based development of oil droplet separators in crankcase ventilation systems", 3rd European Automotive CFD Conference, Frankfurt, Germany, 5-6 July, 2007
- Shigley J. E., Mischke C. R., Budynas R. G., "Progetto e costruzione di macchine", 7<sup>o</sup> Ed., McGraw-Hill, 2005
- Simitev R. D., "Double-diffusive convection in a rotating cylindrical annulus with conical caps", *Physics of the Earth and Planetary Interiors* 186, 2011, p. 183-190
- Sleiti A. K., Kapat J. S., "Effect of Coriolis and centrifugal forces on turbulence and transport at high rotation and density ratios in a rib-roughened channel", *International Journal of Thermal Sciences* 47, 2008, p. 609-619
- Smirnov E. M., Yurkin S. V., "Fluid flow in a rotating channel of square section", *Fluid Dynamics* 18 (6), 1983, p. 850-855
- Smirnov S. A., Pacheco J. R., Verzicco R., "Laboratory-numerical studies of stratified spin-up flows", *Environmental Fluid Mechanics* 8 (5-6), 2008, p. 535-541
- Smith J. C., "Applications – Special equipment and materials are increasing the range of centrifugal separators. Emphasis is on unusual applications", *Industrial and Engineering Chemistry* 53 (6), 1961, p. 439-444
- Snyder F.S., "Centrifugal Separator", United States Patent Office, Patent Nr. 1283343, August 31, 1917
- Sokolov V. I., "Achievements of the soviet scientific school in centrifugation engineering", *Chemical and Petroleum Engineering* 3 (11), 1967, p. 848-854
- Sokolov V. I., "Generalized principles of sedimentation centrifuging", *Chemical and Petroleum Engineering* 5 (6), 1969, p. 443-446
- Sokolov V.I., "Potential limits of centrifugal equipment", *Chemical and Petroleum Engineering* 40 (5-6), 2004, p. 324-328
- Sokolov V. I., Aromatov Yu. L., "Development of centrifuges with hydromechanical deposit discharge for continuous separation of difficultly filterable suspensions", *Chemical and Petroleum Engineering* 9 (2), 1973, p. 97-100
- Sokolov V. I., Koshelev I. V., "Investigation of the strength of the rotor joint ring in liquid separators", *Chemical and Petroleum Engineering* 2 (9), 1966, p. 595-598
- Sokolov V. I., Koshelev I. V., "Stress on the rotor body of a liquid separator", *Chemical and Petroleum Engineering* 4 (7), 1968, p. 594-597
- Sokolov V. I., Semenov E.V., Gorbunova V. V., "A simplified method for calculating the separating capacity of clarifying separators with guide vanes and peripheral feed", *Chemical and Petroleum Engineering* 14 (2), 1978, p. 121-127
- Sokolov, V. I., Sokolov N. V., "Improvement in the separation of liquids of heterogenous systems", *Chemical and Petroleum Engineering* 22 (3), 1986, p. 95-98
- Sokolov V. I., Sokolov N. V., "Evaluation of the hazard in operation of liquid separators", *Chemical and Petroleum Engineering* 34 (9-10), 1998, p. 551-555
- Sokolov, V. I., Sokolov N. V., "Limiting velocities of a supercentrifuge", *Chemical and Petroleum Engineering* 36 (1-2), 2000, p. 69-75
- Spelter L. E., Nirschl H., "Flow patterns and sediment build-up in tubular bowl centrifuges", International conference and exhibition for filtration and separation technology, Filtech, 2009a
- Spelter L. E., Nirschl H., "Process optimization in tubular bowl centrifuges", Universität Karlsruhe, Institut für Mechanische Verfahrenstechnik und Mechanik, 2009b
- Spelter L. E., Schirner J., Nirschl H., "A novel approach for determining the flow patterns in centrifuges by means of Laser-Doppler-Anemometry", *Chemical Engineering Science* 66, 2011, p. 4020-4028
- Stahl S., Spelter L. E., Nirschl H., "Investigations on the separation efficiency of tubular bowl centrifuges", *Chemical Engineering & Technology* 31 (11), 2008, p. 1577-1583
- Steinour H. H., "Rate of sedimentation. Nonfloculated suspensions of uniform spheres", *Industrial and Engineering Chemistry* 38 (6), 1944, p. 618-624
- Stroucken K., "Centrifugal separator", United States Patent, Patent Nr. 4,930,412, June 5, 1990
- Stroucken K., Ridderstrale R., "Centrifugal separator", Canadian Intellectual Property Office, Patent 2,045,611, 28 May, 1991
- Sullivan F. E., Erikson R. A., "De Laval's "KQ value" spelled out. Design factors with the continuous disk centrifuge as a case in point", *Industrial and Engineering Chemistry* 53 (6), 1961, p. 434-438

Theodorse T., Regier A., "Experiments on drag of revolving disks, cylinders and streamline rods at high speeds", Advanced Confidential Report L4F16, National Advisory Committee for Aeronautics, 1944

Thylefors H. W., "Method and apparatus for the introduction of a liquid into a centrifuge", The Patent Office, London, Patent Nr. 1,173,489, 4 May, 1967

Tsukahara T., Ishikawa M., Kawaguchi Y., "DNS study of the turbulent Taylor-vortex flow on a ribbed inner cylinder", Advances in Mechanical Engineering Volume 2013

Ullmann D., Schoneberg K., "Centrifuge comprising a separator disc stack and a separator disc", United States Patent Application Publication, Pub. No. US 2007/0066476 A1, March 22, 2007

Ungarish M., "Flow of a separating mixture in a rotating cylinder", Physics of Fluids 29, 1986, p. 640-646

Ungarish M., "Side wall effects in centrifugal separation of mixtures", Physics of Fluids A: Fluid Dynamics 1, 1989, p. 810-818

Ungarish M., "Spinup from rest of a mixture", Physics of Fluids A: Fluid Dynamics 2, 1990, p. 160-166

Ungarish M., "On the modeling and investigation of polydispersed rotating suspensions", International Journal of Multiphase Flow 21 (2), 1995, p. 267-284

Ungarish M., "Some spin-up effects on the geostrophic and quasi-geostrophic drag on a slowly rising particle or drop in a rotating fluid", Physics of Fluids 9, 1997, p. 325-336

Ungarish M., "On the separation of a suspension in a tube centrifuge: critical comments on theoretical models and experimental verifications", Archive of Applied Mechanics 73, 2003, p. 399-408

Ungarish M., Mang J., "The flow field and bare-spot formation in spin-up from rest of a two-layer fluid about a vertical axis", Journal of Fluid Mechanics 474, 2003, p. 117-145

UNI EN 590:2010, "Combustibile per autotrazione – Gasolio per motori diesel – Requisiti e metodi di prova"

UNI EN 10025-2:2005, "Prodotti laminati a caldo di acciai per impieghi strutturali – Parte 2: Condizioni tecniche di fornitura di acciai non legati per impieghi strutturali"

UNI EN 10088-1:2005, "Acciai inossidabili – Parte 1: Lista degli acciai inossidabili"

UNI EN 10088-3:1997, "Acciai inossidabili – Parte 3: Condizioni tecniche di fornitura dei semilavorati, barre, vergella, filo, profilati e prodotti trasformati a freddo di acciaio resistente alla corrosione per impieghi generali"

UNI EN 12505:2010, "Macchine per l'industria alimentare– Centrifughe per il trattamento degli oli e grassi alimentari – Requisiti di sicurezza e di igiene"

UNI EN 12547:2009, "Centrifuges – Common safety requirements"

Uri A., "Centrifugal separation", UK Patent Application, GB 2 143 752 A, 20 February 1985

Van den Braembussche R. A., Prinsier J., Di Sante A., "Experimental and numerical investigation of the flow in rotating diverging channels", Journal of Thermal Science 19 (2), 2010, p. 115-119

Van der Linden J. P., "Liquid-liquid separation in disc-stack centrifuges", Tesi, Technische Universiteit Delft, 1987

Van Heijst G. J. F., "Rotating flow in a cylinder with circular barrier on the bottom", Journal of Engineering Mathematics 13 (2), 1979, p. 153-171

Van Heijst G. J. F., "Fluid flow in a partially-filled rotating cylinder", Journal of Engineering Mathematics 20, 1986, p. 233-250

Vasil'ev M. M., "Efficiency of disks in NOGSh type centrifuges", Chemical and Petroleum Engineering 2 (1), 1966, p. 23-26

Vedantam S., Wardle K. E., Tamhane T. V., Ranade V. V., Joshi J. B., "CFD simulation of annular centrifugal extractors", International Journal of Chemical Engineering Volume 2012

Von Bechtolsheim C. F., "Scheidezentrifuge", Schweizerische Eidgenossenschaft, Patent Nr. 839, 6. Mai 1889, 8 Uhr

Voropaeva V. I., Gusakov B. F., Kutepov S. M., "Load-bearing ability of centrifugal separator rotors made of steels of various classes", Chemical and Petroleum Engineering 16 (4), 1980, p. 221-223

Wahiduzzaman M., Alam M., Ferdows M., Sivasankaran S., "Non-isothermal flow through a rotating straight duct with wide range of rotational and pressure driven parameters", Computational Mathematics and Mathematical Physics 53 (10), 2013, p. 1571-1589

- Wang Y., Frossberg E., Li J., Pan Z., "Continuous ultra-fine classification in a disc-stack nozzle centrifuge – effects of g-forces and disc geometry", *China Particology* 1 (2), 2003, p. 70-75
- Wischnowskii F., Kuhn A., "Stainless steel alloys strengthen critical centrifuge components", *Filtration & Separation* 39 (9), 2002, p. 36-38
- Xu C., Amano R. S., "Empirical Design Considerations for Industrial Centrifugal Compressors", *International Journal of Rotating Machinery*, 2012
- Xu X., Wen P., Xu L., Cao D., "Occurrence of Taylor vortices in the flow between two rotating conical cylinders", *Commun Nonlinear Sci Numer Simulat* 15, 2010, p. 1228-1239
- Yamaguchi H., Matsubara D., Shuchi S., "Flow characteristics and micro-bubble behaviour in a rotating pipe section with an abrupt enlargement", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 215 (C), 2001, p. 1447-1475
- Yamamoto T., Shinya T., Fukui K., Yoshida H., "Classification of particles by centrifugal separator and analysis of the fluid behavior", *Advanced Powder Technology* 22, 2011, p. 294-299
- Yan F., Farouk B., "Numerical simulations of flows inside a partially filled centrifuge", *Journal of Fluids Engineering* 125, 2003, p. 1033-1042
- Zhang J., Zhang B., Jü J., "Fluid flow in a rotating curved rectangular duct", *International Journal of Heat and Fluid Flow* 22, 2001, p. 583-592
- Zhao Z., "The influence of structural changes on the interior flow field's characteristics of disc separator", *Procedia Engineering* 15, 2011, p. 5051-5055
- Zink A., Piesche M., Trautmann P., Durst M., "Numerical and experimental investigations of a disc stack centrifuge used as an oil mist separator for automotive applications", *SAE Technical Paper* 2004-01-0638, 2004