

## 32. CUSCINETTI A ROTOLAMENTO

I cuscinetti sono componenti meccanici che fungono da *supporto* per componenti rotanti come gli alberi. Tipicamente l'elemento rotante può essere schematizzato come una *trave* e i cuscinetti come *vincoli*. Nei cuscinetti a rotolamento il carico trasmesso dal componente supportato si trasferisce all'esterno attraverso elementi in *contatto di rotolamento* piuttosto che in contatto di *strisciamento* come nei cuscinetti omonimi.

Il progetto e la selezione dei cuscinetti a rotolamento hanno diverse peculiarità; essi, infatti, devono:

- sopportare carichi di entità e direzione assegnata: forze radiali, forze assiali, coppie;
- limitare spostamenti e inflessioni dell'elemento supportato, in alcuni casi permettendo piccoli spostamenti e/o rotazioni;
- avere una durata (o vita) assegnata operando nelle condizioni di progetto;
- avere dimensioni e, conseguentemente, ingombro, definiti.

Per la fabbricazione dei cuscinetti si utilizzano materiali di elevata durezza e resistenza, con caratteristiche superiori a quelli degli elementi ai quali vengono accoppiati, tipicamente acciai da cementazione legati al cromo-nichel e al manganese-cromo, con un tenore di carbonio di circa lo 0,15%.

I costruttori hanno reso disponibili cuscinetti a rotolamento in una grande varietà di tipologie, dimensioni e caratteristiche di resistenza le cui caratteristiche di utilizzazione (valori del carico e velocità) sono tabulate in appositi cataloghi. Il compito dell'utilizzatore è quello di *selezionare* il cuscinetto più adatto alla propria applicazione tra quelli presenti nel catalogo.

### Rotolamento vs strisciamento

Globalmente il confronto tra l'utilizzazione dei cuscinetti a rotolamento e a strisciamento mostra che:

- in un cuscinetto a rotolamento l'attrito di primo distacco è 2 volte quello in esercizio, ma è tanto basso da poter essere considerato trascurabile; anche gli effetti del carico, della velocità e della temperatura sull'attrito sono trascurabili al contrario dei cuscinetti a strisciamento;
- ad alte velocità i cuscinetti a rotolamento sono svantaggiati (minore resistenza a fatica, maggiori forze centrifughe, minore capacità di assorbimento degli urti);
- i cuscinetti a rotolamento hanno un ingombro *assiale* minore;
- i cuscinetti a rotolamento hanno un ingombro *radiale* maggiore.

Ulteriori caratteristiche di confronto sono elencate in tabella 1.

Rotolamento	Strisciamento
Coefficiente di attrito <	Resistenza a regime >
Resistenza all'avviamento <	Durata ad alta velocità >
Assorbimento spinte assiali >	Resistenza carico statico >
	Resistenza carico dinamico >
Finiture dei perni <	Precisione di fabbricazione >
Costo del supporto <	Precisione di montaggio >
	Precisione di guida albero >
	Versatilità di montaggio >
Ingombro assiale <	Ingombro radiale <
Manutenzione <	Rumorosità <
Lubrificazione <	Sensibilità a particelle <
	No necessità di rodaggio >
Sviluppo calore <	Smaltimento calore >
Unificazione >	Costo <

Tab.32.1 – Vantaggi dei cuscinetti a rotolamento e strisciamento (< = minore, > = maggiore)

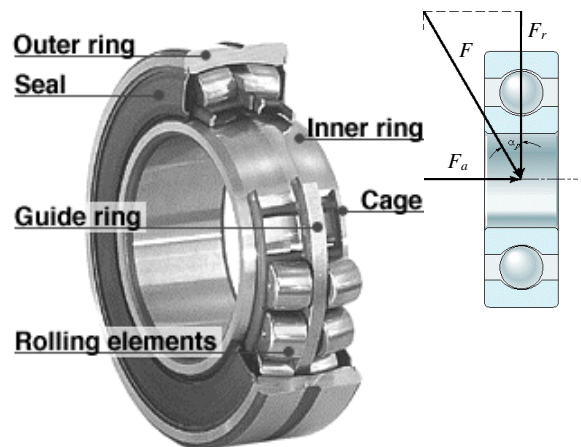


Fig.32.1 – Nomenclatura del cuscinetto e carichi agenti.

### Tipi di cuscinetti

La fig.1 mostra la nomenclatura di un cuscinetto a sfere con i suoi quattro componenti essenziali:

- l'*anello* (o *ralla*) *esterno* - *outer ring*,
- l'*anello* (o *ralla*) *interno* - *inner ring*,
- i *corpi volventi* (*sfere*, *rulli* o *aghi/rullini*), - *rolling elements*, (*balls*, *roller*, *needles*)
- il *separator* (o *gabbia*) - *guide ring/separator*.

L'insieme dei corpi volventi viene definito *fila* o *corona* (*fila* di sfere, *corona* di sfere). Le cavità ricavate negli anelli per l'alloggiamento dei corpi volventi vengono definite *piste* o *gole*.

Il separatore, che nei cuscinetti di basso costo può essere assente, assolve la funzione di evitare il contatto fra le sfere. Le gabbie sono generalmente realizzate in acciaio, ma talvolta possono essere di ottone o plastica.

Una prima classificazione dei cuscinetti viene fatta in base alla *direzione del carico ammissibile* e alla *tipologia dei corpi rotanti*.

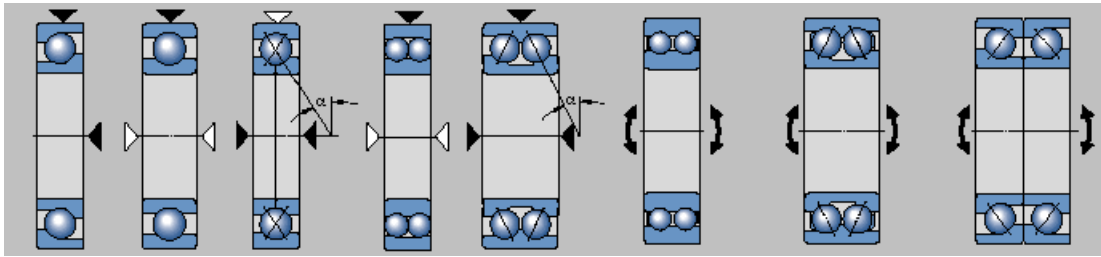


Fig.32.2 - Tipi di cuscinetti a sfere e direzioni dei carichi ammissibili rappresentate dai triangoli (in nero quelle predominanti) (dal sito RIV SKF).

### Carichi radiali-assiali-obliqui

I cuscinetti sono costruiti per sopportare *carichi radiali*  $F_r$ , o *assiali*  $F_a$  (*di spinta*), o *obliqui*  $F$  (combinazione di radiali e di spinta), come in fig.1, o *coppie*. I carichi assiali possono essere assorbiti in una sola direzione o in entrambe, a seconda del tipo del cuscinetto. Nelle figure da 2 a 5 sono mostrati vari tipi di cuscinetto e le direzioni di carico ammissibile. Le frecce in nero indicano le direzioni della forza predominante nell'impiego. La capacità di sopportare differenti direzioni dei carichi dipende sia dal *tipo di corpo volvente*, che dalla *geometria delle gole*.

### Corpi rotanti sfere-rulli-aghi

I corpi rotanti possono essere costituiti da sfere, rulli cilindrici, rulli conici, rulli a botte, aghi (o rullini). In generale i cuscinetti a sfere possono essere assoggettati a velocità maggiori e carichi minori rispetto a quelli a rulli.

### Tipi di cuscinetti a sfere

I cuscinetti *a singola fila di sfere* sono in grado di assorbire *solo carichi radiali* o *combinazioni di carichi radiali e assiali*; le sfere sono inserite nelle apposite guide ricavate nella parte interna delle ralle muovendo la ralla interna in una posizione eccentrica; le sfere vengono distanziate dopo il montaggio e quindi viene montato il separatore. I cuscinetti ad una singola fila di sfere possono compensare un piccolo *disallineamento* o una piccola *inflexione* dell'albero, ma se queste sono di rilevante entità devono essere usati cuscinetti autoallineanti.

I cuscinetti *obliqui a sfere* hanno le piste dell'anello interno e dell'anello esterno spostate l'una rispetto all'altra, con una disposizione che li rende particolarmente adatti a sopportare carichi obliqui. I cuscinetti *obliqui ad una corona di sfere* possono sopportare carichi assiali agenti in un solo senso. La capacità di carico assiale dei cuscinetti obliqui a sfere aumenta con l'angolo di contatto  $\alpha$  (fig.2) definito, in un piano passante per il raggio del cuscinetto, come l'angolo formato tra una linea perpendicolare all'asse del cuscinetto e la linea che congiunge i punti di contatto tra le sfere e le piste e lungo la quale il carico si trasmette da una pista all'altra (linea di carico). Per i cuscinetti ad una corona, l'entità dell'angolo di contatto  $\alpha$  viene contraddistinta da un suffisso nell'appellativo.

L'uso del *taglio per l'introduzione di sfere* (filling notch), mostrato in fig.6b), sulle due ralle consente l'inserimento nel cuscinetto di un numero maggiore di sfere, aumentando la capacità di carico radiale, ma diminuendo quella assiale perché viene ridotta l'area di contatto fra sfera e ralle.

I cuscinetti *a doppia fila di sfere*, costruiti in una grande varietà di tipi e dimensioni, possono sopportare carichi *radiali e assiali* e anche *coppie*. Qualche volta, per sopportare gli stessi carichi, possono essere utilizzati due cuscinetti a singola fila, ma, in questo caso, l'ingombro è maggiore.

I cuscinetti *orientabili a sfere* (fig.6h) hanno due corone di sfere che rotolano su un'unica pista di forma sferica ricavata sull'anello esterno: questa particolarità conferisce loro doti di orientabilità che li rendono insensibili al disallineamento dell'albero rispetto all'alloggiamento in un intervallo angolare tra  $1.5^\circ$  e  $3.0^\circ$ . Essi sono pertanto particolarmente adatti per le applicazioni in cui errori di montaggio o inflessioni dell'albero possono dare luogo a disallineamenti.

I cuscinetti possono essere forniti con una *guarnizione laterale* (schermati) come in fig.6e); quando essa è presente su entrambi i lati il cuscinetto è lubrificato direttamente dal costruttore. Se un cuscinetto deve essere lubrificato per tutta la sua vita deve essere previsto un metodo di rilubrificazione. Nei i cuscinetti *autolubrificanti* il lubrificante è sufficiente per la vita prevista.

### Tipi di cuscinetti a rulli

La fig.3 mostra alcuni tipi di cuscinetti a rulli. In genere i cuscinetti a rulli piani (o a rulli cilindrici) *sopportano un carico radiale maggiore* di quello dei cuscinetti a sfere delle stesse dimensioni grazie alla maggior area di contatto, in particolare all'avviamento; d'altra parte essi hanno lo svantaggio di *richiedere una geometria più precisa delle guide e dei rulli*. Un elevato disallineamento può causare la fuoriuscita dei rulli dalla guida, quindi la tenuta deve

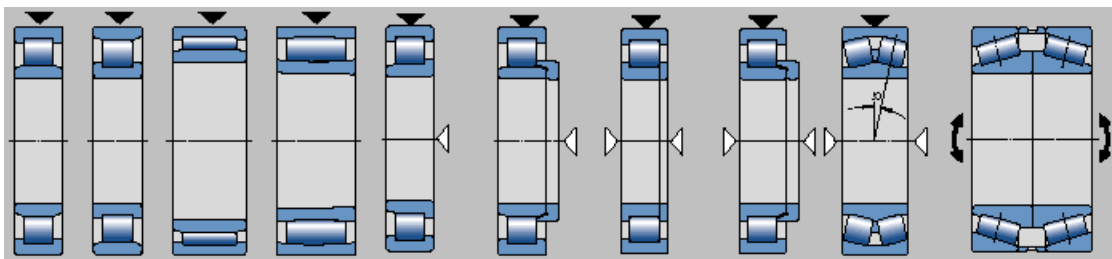


Fig.32.3 - Tipi di cuscinetti a rulli e rullini e direzioni dei carichi ammissibili (figura dal sito della RIV SKF).

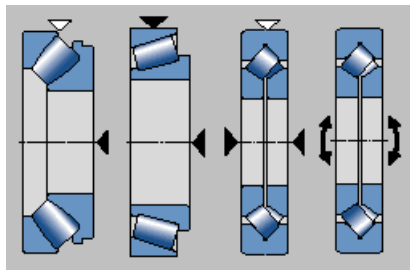


Fig.32.4 - Tipi di cuscinetti a rulli conici e carichi ammissibili

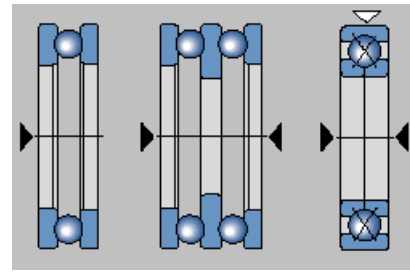


Fig.32.5 - Tipi di cuscinetti assiali e carichi ammissibili (figure dal sito RIV SKF).

essere affidabile.

I *rulli ad elica* sono costruiti scavando una cava rettangolare nei rulli dopo che essi sono stati induriti. A causa della elevata flessibilità essi possono compensare notevoli disallineamenti. Se necessario i rulli *possono essere inseriti direttamente fra la parte fissa e l'albero evitando l'uso delle ralle*, il che è vantaggioso quando lo spazio radiale è limitato.

- I cuscinetti a *rulli cilindrici* per carichi assiali (fig.7d) sono utili quando sono presenti elevati carichi o per limitare i disallineamenti; gli elementi sferici hanno il vantaggio di incrementare l'area di contatto quando aumenta il carico.
- I cuscinetti ad *ago* o *rullino* (fig.7e) sono utili quando lo spazio radiale è limitato; essi hanno un'elevata capacità di carico quando sono usati i separatori, ma si possono usare senza separatori.
- I cuscinetti a *rulli conici* combinano i vantaggi dei cuscinetti a sfere e dei cuscinetti a rulli piani dato che essi *possono sopportare carichi radiali o assiali o una combinazione fra i due*; inoltre hanno una capacità di carico maggiore di quella dei cuscinetti a rulli piani. Essi sono disegnati in modo che le generatrici delle superfici coniche sia dei rulli che delle guide si intersechino in uno stesso punto sull'asse del cuscinetto. La nomenclatura dei cuscinetti a rulli conici differisce per qualche aspetto da quella dei cuscinetti a sfere; la ralla interna è chiamata cono e quella esterna è chiamata coppa; inoltre un cuscinetto a rulli conici è sempre separabile con facilità perché la coppa può sempre essere rimossa dall'assemblaggio. La versione ad una corona di rulli conici può reggere carichi assiali diretti in un solo senso; per questo motivo, essi sono generalmente montati in opposizione con un altro che equilibra il carico assiale che agisce in senso opposto.

I cuscinetti orientabili a rulli hanno normalmente due corone di rulli con in comune una pista sferica sull'anello esterno. Le due piste dell'anello interno sono inclinate di un certo angolo rispetto all'asse del cuscinetto. Essendo orientabili non risentono degli errori di allineamento dell'albero rispetto all'alloggiamento, né delle inflessioni dell'albero stesso.

### Cuscinetti assiali

I cuscinetti per spinte assiali non sono adatti a sopportare carichi radiali. Alcuni tipi possono sopportare carichi agenti in un solo senso. Sono scomponibili e il loro montaggio risulta estremamente semplice. Nel caso in cui sia previsto che le spinte assiali abbiano andamento alternato possono essere usati cuscinetti assiali doppi, con tre ralle e due corone di sfere.

### Cuscinetti speciali

Oltre a quelli descritti esistono cuscinetti per usi speciali o per particolari classi di macchinari, quali, ad esempio, gli strumenti di misura o gli autoveicoli.

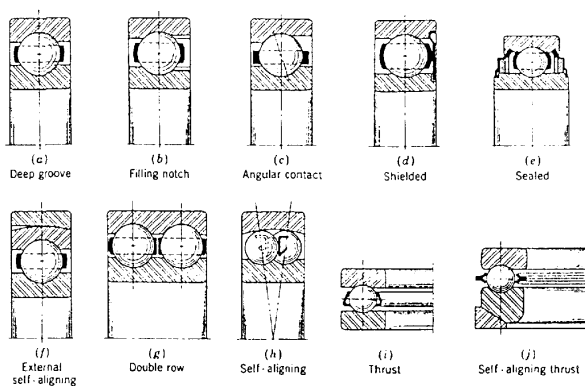


Fig.32.6 – Tipi di cuscinetti a sfere

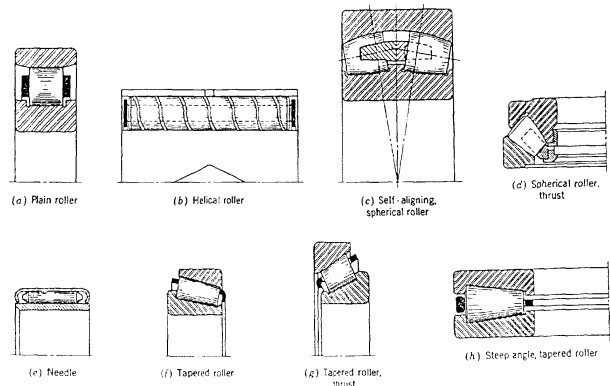


Fig.32.7 – Tipi di cuscinetti a rulli e rullini

### Geometria del cuscinetto

I principali parametri geometrici di un cuscinetto radiale sono mostrati in fig.8:

- $D$  diametro esterno,
- $d$  diametro interno,
- $B$  ingombro assiale,
- $T=(D+d)/2$  diametro primitivo,
- $d_c, r_c$  diametro e raggio del corpo volvente,
- $r_g$  raggio di curvatura della gola,
- $e$  gioco radiale.

Ad essi va aggiunto:

- $z$  numero dei corpi volventi.

Tipicamente nei cuscinetti con corpi volventi e gole a profilo curvo, il raggio di curvatura della gola è leggermente maggiore di quello del corpo volvente. Si definisce *osculazione* il rapporto  $k=(r_g-r_c)/r_g$ .

### Gioco, angolo di pressione, disassamento

Il gioco  $e$  misura lo spostamento radiale (o assiale) realizzabile dagli anelli fra le posizioni estreme. Per il corretto funzionamento del cuscinetto il gioco radiale deve essere piccolo.

La linea di congiunzione tra il punto di contatto tra la sfera e l'anello esterno e il punto di contatto tra la sfera e l'anello interno, passante per il centro della sfera, individua la *linea di pressione* o *azione*. In generale, la linea di azione forma un angolo  $\alpha$  con la direzione radiale (vedi fig.2-3):

- nel caso dei cuscinetti a sfera, l'angolo  $\alpha$  può discostarsi dal valore  $\alpha=0$ , cioè quello della direzione radiale, in dipendenza dalla profondità e dalla conformazione della gola (fig.2)
- nel caso dei cuscinetti a rulli tale angolo dipende dall'inclinazione della gola (fig.3).

Si definiscono:

- $\alpha_0$ =angolo di contatto nominale,
- $\alpha$ =angolo di contatto di lavoro.

Nei cuscinetti radiali rigidi l'angolo nominale di contatto è legato in modo proporzionale al gioco radiale  $e$ .

L'angolo di lavoro dipende da quello nominale, dal gioco e dalle deformazioni elastiche dei componenti. Nei cuscinetti a rulli l'angolo nominale e quello reale praticamente coincidono.

Naturalmente la presenza di un gioco radiale permette uno spostamento assiale relativo degli anelli; ciò implica l'esistenza di un gioco assiale e permette anche un certo disassamento del cuscinetto, inteso come rotazione relativa tra anello interno ed esterno. Il disassamento può avvenire come rotazione dell'anello interno con centro di rotazione nel centro del cuscinetto o con centro di rotazione in corrispondenza del centro della sfera inferiore.

La possibilità di alcuni cuscinetti di ammettere piccoli spostamenti e rotazioni relative degli anelli può essere utile ai fini dell'assemblaggio del sistema complessivo, sia per evitare di creare strutture di tipo iperstatico, sia per ridurre gli effetti di disallineamenti nel montaggio, sia per supportare elementi dotati di un certo grado di flessibilità.

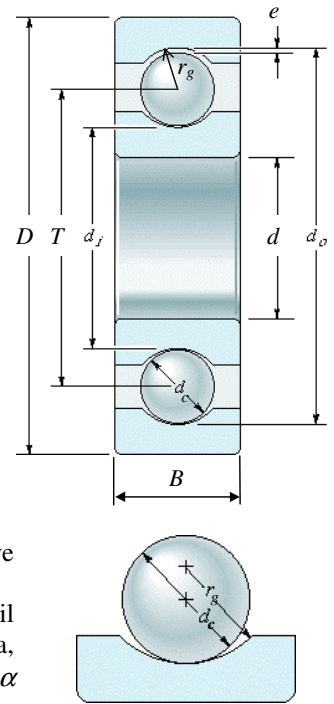


Fig.32.8- Parametri geometrici dei cuscinetti

Tipo di cuscinetto	$\alpha_0$
Radiale rigido caricato radialmente, a rulli cilindrici o rullini	$0^\circ$
Radiale rigido caricato assialmente	$5^\circ \div 15^\circ$
A contatto obliquo n.1 corone	$15^\circ \div 45^\circ$
A contatto obliquo n.2 corone	$35^\circ \div 40^\circ$
Assiale	$90^\circ$

Tab.32.2 – Angoli di contatto nominale per alcuni tipi di cuscinetti.

### Cenni sui problemi di progetto dei cuscinetti

Ricordando che solitamente i cuscinetti vengono selezionati nei cataloghi forniti dai costruttori, in questo paragrafo viene fatto cenno alle problematiche della loro progettazione. I fattori che devono essere presi in considerazione nel progetto dei cuscinetti volventi sono:

- la cinematica dei componenti in movimento,
- l'entità delle forze scambiate fra i componenti,
- l'entità delle tensioni di contatto e la fatica da usura superficiale dei componenti,
- la deformazione elastica dei componenti del cuscinetto,
- la corrosione,
- l'attrito tra i componenti in movimento,
- la trasmissione del calore,
- la lubrificazione,
- le proprietà dei materiali,
- le tolleranze di lavorazione.

### **Cinematica**

Nella cinematica dei cuscinetti sono di interesse la *velocità periferica* e la *velocità di rotazione della gabbia e dei corpi volventi*. Esse dipendono dalla velocità di rotazione dell'anello in rotazione, dalle dimensioni dei componenti e dall'angolo di contatto.

Un altro elemento considerato, in relazione al problema dell'usura superficiale dei componenti del cuscinetto, è il *numero di passaggi* dei corpi volventi su ciascun punto dell'anello esterno e di quello interno per ogni giro dell'anello in rotazione. Esso dipende dal numero dei corpi volventi  $z$ , dalle dimensioni dei componenti e dall'angolo di contatto.

### **Forze agenti**

La forza  $F$  agente sul cuscinetto viene usualmente scomposta secondo le componenti radiale e assiale  $F_r, F_a$ . Essa viene trasferita dall'anello solidale all'elemento sopportato ai corpi volventi e da questi all'altro anello.

La ripartizione del carico sui corpi volventi dà luogo ad un sistema staticamente indeterminato le cui incognite sono i carichi  $Q_i$  agenti sui corpi volventi. Il sistema può essere risolto considerando lo spostamento relativo di due anelli, calcolando la corrispondente deformazione dei corpi volventi e da essa i carichi agenti.

Ad esempio, per cuscinetti radiali a sfere e rulli, si ottengono le seguenti relazioni tra forza radiale, numero di corpi, carico medio e massimo sugli elementi  $Q_m$  e  $Q_{max}$

$$Q_m = k_1 F_r / z \quad k_1 = 2.46 \text{ sfere} \quad k_1 = 2.49 \text{ rulli} \quad (32.1)$$

$$Q_{max} = k F_r / z \quad k = 4.37 \text{ sfere} \quad k = 2.49 \text{ rulli} \quad (32.2)$$

Nel caso dei cuscinetti a rulli conici (e, approssimativamente, dei cuscinetti a contatto obliquo) le linee delle azioni agenti su ciascuna sfera giacciono su un cono, detto di azione, e si intersecano in un punto dell'asse del cuscinetto che è il vertice del cono di contatto. Per questo tipo di cuscinetti la distanza coincide con la distanza tra i vertici dei coni di contatto.

Si definisce l'angolo dei corpi volventi sotto pressione *angolo di carico*  $\psi$ . Per i cuscinetti a rulli conici e a contatto obliquo, affinché l'angolo di carico sia  $\psi \geq 180^\circ$  è necessaria la presenza di una adeguata forza assiale.

### **Sollecitazioni di contatto**

I punti di contatto tra i corpi volventi e gli anelli sono soggetti a tensioni di contatto di tipo Hertziano molto elevate. I valori delle tensioni di contatto sono influenzati dalle diverse curvature degli elementi a contatto e, in alcuni casi, dai differenti materiali di corpi volventi e anelli.

Il contatto tra sfere e anelli è definito di tipo *puntiforme*, quello tra rulli e anelli *lineare*. L'area di contatto è ellittica nel primo caso e rettangolare nel secondo.

La teoria di Hertz con opportune correzioni empiriche consente di valutare la pressione specifica massima  $p_{max}$  e lo Stato tensionale sotto la superficie.

### **Deformazione elastica dei componenti**

Tale deformazione è d'interesse in quanto l'entità degli spostamenti che può subire un albero supportato da cuscinetti volventi dipende oltre che dal gioco dei cuscinetti, dalla deformazione elastica degli anelli e dalle deformazioni locali nei punti di contatto tra corpi volventi e anelli.

### Selezione dei cuscinetti

La selezione da catalogo di un cuscinetto viene effettuata determinandone *tipo, dimensioni e resistenza*.

Il *tipo* del cuscinetto viene selezionato in base ai seguenti fattori:

- la direzione del carico cui il cuscinetto è sottoposto: assiale, radiale, combinazione assiale/radiale, momento;
- la possibilità di spostamenti relativi degli anelli (traslazioni assiali e radiali, rotazioni) per necessità relative all'assemblaggio dell'elemento rotante nella macchina: isostaticità, disassamento, flessibilità dell'elemento;
- l'ingombro (che è legato anche alle dimensioni).

In particolare si deve prestare attenzione ai casi nei quali è opportuno che i cuscinetti vincolino l'elemento collegato in modo *isostatico*, con particolare riferimento alla direzione assiale, scegliendo 2 cuscinetti differenti.

Le *dimensioni* del cuscinetto sono determinate da:

- la dimensione dell'elemento da collegare,
- problemi relativi all'ingombro del cuscinetto stesso nell'assemblaggio della macchina,
- la resistenza richiesta.

In particolare, il *diametro interno*  $d$  è determinato dalla dimensione dell'elemento da collegare e spesso costituisce un vincolo di progetto; in alcuni casi, infatti, la dimensione di progetto dell'elemento deve essere opportunamente aumentata per consentire il montaggio del cuscinetto standard di raggio interno più vicino a quello ottenuto. Il *diametro esterno*  $D$  e l'*ingombro assiale*  $b$  sono scelti in base ad eventuali problemi di ingombro dei cuscinetti nell'insieme da assemblare. Naturalmente, a parità di tipo e qualità del cuscinetto, la resistenza aumenta con le dimensioni.

La *resistenza* è quantificata dai valori del *carico ammissibile statico*, del *carico ammissibile dinamico*, che vengono valutati in base ai carichi agenti, alla *durata* e all'*affidabilità* richieste. Tali caratteristiche, a parità di dimensioni, dipendono dalla *qualità* costruttiva del cuscinetto. In alcuni casi anche la velocità massima ammissibile può contribuire determinare la scelta del cuscinetto; essa dipende dalla temperatura di funzionamento ammissibile.

I parametri e le caratteristiche da determinare sono riassunti in tab.3.

Tipo	Dimensioni	Resistenza
Direzione del carico (assiale/radiale/momento)	Dimensione interna per l'alloggiamento	Carico ammissibile statico
Orientabilità	Ingombro radiale	Carico ammissibile dinamico
Possibilità di movimento assiale	Ingombro assiale	Durata richiesta
		Affidabilità richiesta
Ingombro		Velocità massima

Tab.32.3 - Riassunto delle caratteristiche da considerare nella scelta del tipo, delle dimensioni e della qualità del cuscinetto:

### **Durata dei cuscinetti**

Durante il rotolamento delle sfere all'interno delle guide si manifestano delle tensioni hertziane fra le ralle (esterna e interna) e la sfera. Poiché la curvatura degli elementi a contatto è diversa nelle due direzioni assiale e radiale le formule per le tensioni risultano piuttosto complesse.

Se un cuscinetto è ben lubrificato e opera a temperatura ragionevole, la sola causa di rottura è la fatica, che implica l'applicazione di milioni di cicli di tensione. Il parametro di riferimento è la *durata del cuscinetto* (o *vita a fatica* o *vita utile*).

La vita del singolo cuscinetto è definita come il *numero di rotazioni* (o *cicli*) o il *numero di ore di funzionamento ad assegnata velocità* (costante) di rotazione effettuate *prima che si manifesti la prima evidenza di cedimento a fatica*, che consiste nella comparsa di crateri e vaiolature sulla superficie degli anelli dette *pittings*.

La distribuzione della *probabilità di cedimento* rispetto al numero di cicli dei cuscinetti appartenenti ad un lotto,  $p_c(L)$ , per carico prefissato, è approssimabile mediante la *funzione densità di probabilità di Weibull* tratteggiata in fig.9. La curva punteggiata mostrata in fig.9 è la *funzione cumulativa della probabilità di cedimento*  $P_c(L)$ , ottenuta per integrazione da  $p_c(L)$ , mentre la curva a tratto continuo è la *funzione cumulativa della probabilità di resistenza*  $P_r(L)=1-P_c(L)$ . Quest'ultima, moltiplicata per 100, fornisce la percentuale di cuscinetti che sopravvivono al crescere della vita richiesta. In fig.9, inoltre, sono mostrate la *vita media* del lotto di cuscinetti e la *vita limite* (rating life) che è un parametro definito dall'AFBMA (Anti Friction Bearing Manufactures Association) e dall'ISO:

- la *vita limite* o *durata nominale*  $L_{10}$  di un gruppo di cuscinetti a sfere apparentemente identici è definita come numero di rotazioni o ore di funzionamento a velocità di rotazione costante che il 90% dei cuscinetti completa prima che si manifesti la prima evidenza di fatica, per carico assegnato;
- la *vita media* è la media (su vari gruppi) dei mediani (di ciascun gruppo) delle vite individuali dei cuscinetti del gruppo; come mostrato in figura la vita media è circa 3-5 volte la vita limite per i cuscinetti a sfere.

Nonostante la definizione di vita limite sia stata standardizzata, alcuni costruttori utilizzano la vita media. Il problema è complicato dal fatto che alcuni costruttore non usano la stessa velocità di prova, per cui il valore della vita fornito può subire notevoli variazioni. Attualmente, tuttavia, i costruttori di cuscinetti utilizzano acciai della stessa composizione (E52100) e li sottopongono a trattamenti termici simili, conseguentemente identici cuscinetti a sfere di produttori diversi hanno caratteristiche di resistenza praticamente uguali.

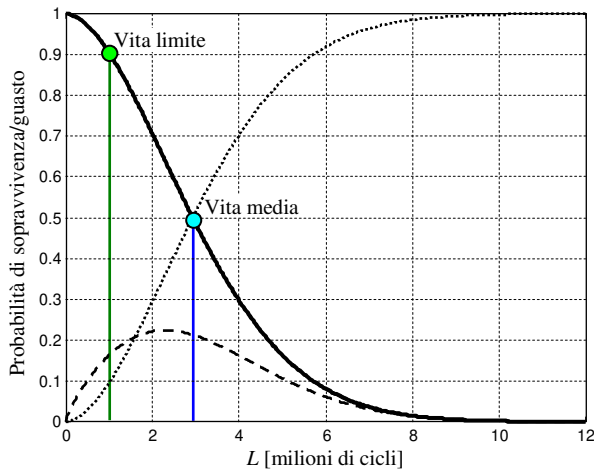


Fig.32.9 Funzioni di probabilità di sopravvivenza e cedimento dei cuscinetti.

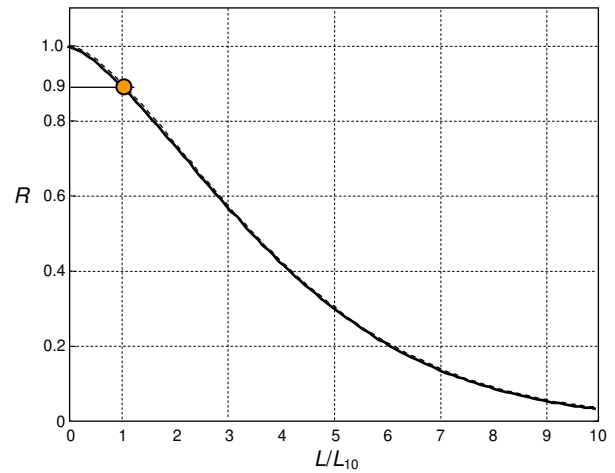


Fig.32.10 Affidabilità R dei cuscinetti al variare della vita richiesta.

### Relazione tra carico e durata

Prove sperimentali mostrano che due gruppi di cuscinetti identici sottoposti a differenti carichi  $F_1$  ed  $F_2$  hanno corrispondenti durate  $L_1$  ed  $L_2$  in accordo con le relazioni:

$$\frac{L_1}{L_2} = \left( \frac{F_2}{F_1} \right)^a \quad \frac{F_2}{F_1} = \left( \frac{L_1}{L_2} \right)^{1/a} \quad (32.3a,b)$$

nelle quali  $a$  tipicamente vale 3; alcuni costruttori suggeriscono 3.33 per i cuscinetti a rulli, altri suggeriscono 4.

Da notare che le relazioni (3) sono simili a quella di Wöhler, potendo essere riscritte come  $FL^{1/a} = \text{cost}$ .

Come detto, la durata può essere espressa in *numero di rotazioni* oppure *ore di lavoro* considerando una *velocità di rotazione costante*  $n$  [giri/min] uguale per i due casi e, usualmente, si fa riferimento a un'affidabilità del 90%.

### Carico di catalogo - Carico limite

Tipicamente la durata di riferimento di un cuscinetto è fornita dal costruttore sotto forma di *carico di catalogo* o di *carico limite/coefficiente di carico*.

Il *carico di catalogo*  $C_{L_R}$  [kN] è il carico corrispondente a una durata  $L_R$ , espressa in numero di cicli, oppure a una durata  $l_R$ , espressa in ore, alla *velocità di esercizio*  $n_R$ , espressa in giri/min.

In questo caso, considerando  $F$  il carico di esercizio ed  $L$  la durata richiesta, ponendo nella (3)  $F_1=F$ ,  $F_2=C_{L_R}$ ,  $L_1=L$ ,  $L_2=L_R$ , oppure  $L_1=n l$  ed  $L_2=n_R l_R$ , la (3) può essere esplicitata rispetto a  $C_{L_R}$  ottenendo:

$$C_{L_R} = F \left( \frac{L}{L_R} \right)^{1/a} = F \left( \frac{l}{l_R} \frac{n}{n_R} \right)^{1/a} \quad (32.4)$$

Il *coefficiente di carico dinamico*  $C$  introdotto dall'AFBMA, è definito come quel *carico radiale (assiale)* che un gruppo di cuscinetti radiali (assiali) apparentemente identico può sopportare *per una vita limite di 1 milione* ( $10^6$ ) *di rotazioni dell'anello interno* (carico con direzione prefissata, anello interno rotante e anello esterno fisso). È un carico di riferimento, molto elevato, al quale solitamente il cuscinetto non viene assoggettato. In questo caso, esprimendo  $L$  in *milioni di rotazioni*, ponendo  $F_1=F$ ,  $F_2=C$ ,  $L_1=L$  ed  $L_2=1$  (per una vita pari a 1 milione di rotazioni), la (3) può essere esplicitata rispetto a  $C$  come:

$$C = F L^{1/a} \quad (32.5)$$

La vita in milioni di cicli può essere espressa in funzione di  $l$  ed  $n$  mediante la seguente relazione:

$$L = \frac{60}{10^6} n l \quad (32.6)$$

Alcuni costruttori riferiscono il coefficiente di carico a una durata  $L_{10}=9 \cdot 10^7$  cicli. Applicando la (5) si vede che il coefficiente ottenuto per carico e vita assegnati risulta 3.86 volte *minore* di quello riferito a  $10^6$  cicli.

I coefficienti di carico forniti dai costruttori sono determinati per via sperimentale, tuttavia sono state definite delle formule basate sulla teoria relativa alla vita a fatica che permettono ai costruttori di prevederne il valore, in base alle caratteristiche costruttive del cuscinetto.

In definitiva, nell'effettuare la scelta del cuscinetto risultano assegnati i seguenti parametri:

1. il carico di esercizio:  $F$  [kN];
2. la durata richiesta:  $L$  [numero di rotazioni] oppure  $l$  [ore] ed  $n$  [giri/minuto].

Le relazioni (4) e (5) permettono di ottenere il carico di catalogo  $C_{L_R}$  o il coefficiente di carico  $C$  per carico di progetto  $F$  e durata  $L_{10}$  assegnati.

È opportuno sottolineare il fatto che, in generale, non è possibile trovare nei cataloghi cuscinetti aventi il parametro di catalogo esattamente uguale a quello ottenuto con le (4,5); ovviamente si devono scegliere cuscinetti disponibili aventi carico di catalogo *molto prossimo* o *superiore* a quello determinato. In tal caso, una volta effettuata la selezione del cuscinetto, può essere opportuno verificare la durata prevista mediante le relazioni inverse delle (4,5), introducendo i carichi di catalogo selezionati:

$$L = L_R \left( \frac{F}{C_{L_R}} \right)^a \quad L = \left( \frac{F}{C} \right)^a \quad (32.7,8)$$

Nel seguito sono determinate formule per la determinazione del carico di catalogo  $C_{L_R}$  e della durata  $L$  per i casi in cui: a) è necessaria un'affidabilità superiore al 90%, b) si verificano urti nel funzionamento del cuscinetto, c) l'ampiezza dei cicli è variabile, d) l'ampiezza dei cicli e la velocità del cuscinetto sono variabili.

Nel caso in cui debba essere utilizzato il coefficiente di carico dinamico  $C$  relativo ad una vita pari ad 1 milione di cicli, le equazioni ottenute possono essere utilizzate sostituendo  $C$  al posto di  $C_{L_R}$  e ponendo  $L_R=1$ .

### Affidabilità

La scelta del cuscinetto in base al coefficiente di carico assicura una probabilità del 90% che la durata sia quella specificata; questo perché le espressioni (4-6) fanno riferimento alla vita  $L_{10}$ . In questo caso si dice che l'affidabilità è  $R_{10}=90/100=0.9$ . Nel caso in cui su una macchina siano montati  $n$  cuscinetti, l'affidabilità della stessa è legata direttamente alla probabilità di cedimento del primo cuscinetto. Dato che, prima del cedimento, il comportamento di ciascun cuscinetto è indipendente da quello degli altri, l'affidabilità dell'insieme dei cuscinetti  $R_n$  è data *dal prodotto delle affidabilità dei singoli*. In pratica si ha  $R_n=(R_{10})^n < R_{10}$ ; il valore ottenuto, in molti casi, può essere insufficiente.

Se si desidera che la macchina nel suo complesso abbia un'affidabilità  $R_n$  per la durata  $L$ , i singoli cuscinetti devono avere, per quella durata, un'affidabilità  $R=R_n^{1/n} > R_n$ . In questo caso la vita di progetto  $L$  è  $L_{(1-R)100}$  e non può essere introdotta direttamente nelle (4-6), perché il coefficiente di carico che si otterrebbe, relativo a una vita  $L_{10}$ , garantirebbe un'affidabilità del singolo cuscinetto  $R=0.9$ . Ovviamente se la scelta del cuscinetto è effettuata introducendo nelle (4-5) una durata  $L_{10}$  maggiore di quella di progetto  $L$ , per tale vita, si ottiene un'affidabilità  $R > R_{10}$ . In definitiva il problema può essere ricondotto alla determinazione di un coefficiente di carico (per ciascun cuscinetto) relativo a una vita  $L_{10}$  maggiore della vita  $L$  effettivamente richiesta e determinata in modo opportuno.

Il primo passo per la scelta dei cuscinetti è, quindi, la determinazione di  $L_{10} > L$  in base ai valori di  $L$  ed  $R$ . Questa può essere derivata per via teorica dalla conoscenza della distribuzione di probabilità di cedimento dei cuscinetti mostrata in fig.9. A partire da tale distribuzione, nel caso di cuscinetti a sfera/rulli e cuscinetti a rulli conici rispettivamente, le espressioni dell'affidabilità  $R$  in funzione del rapporto  $L/L_{10}$  risultano essere le seguenti:

$$R = \exp \left[ - \left( \frac{L/L_{10} - 0.02}{4.439} \right)^{1.483} \right] \quad R = \exp \left[ - \left( \frac{L/L_{10}}{4.48} \right)^{1.5} \right] \quad (32.9a,b)$$

In fig.10 è mostrato l'andamento delle (9) che risultano praticamente *coincidenti*. Le (9) possono essere esplicitate rispetto ad  $L_{10}$  e utilizzate imponendo la vita di progetto  $L$  e l'affidabilità richiesta  $R$ :

$$L_{10} = \frac{L}{0.02 + 4.439 \left[ \ln(1/R) \right]^{0.674}} \quad L_{10} = \frac{L}{4.48 \left[ \ln(1/R) \right]^{0.667}} \quad (32.10a,b)$$

Introducendo il lati destri delle (10) nella (4) e nella (7) al posto di  $L$ , il carico di catalogo e la durata (4,7) possono essere espresse con le seguenti equazioni:

$$C_{L_R} = F \left( \frac{1}{K_R} \frac{L}{L_R} \right)^{1/a} \quad L = K_R L_R \left( \frac{C_{L_R}}{F} \right)^a \quad (32.11,12)$$

nelle quali i coefficienti  $K_R$ , in base alle (10), sono essere espressi come:

$$K_R = 0.02 + 4.439 \left[ \ln(1/R) \right]^{0.674} \quad K_R = 4.48 \left[ \ln(1/R) \right]^{0.667} \quad (32.13a,b)$$

In fig.11 sono mostrati gli andamenti dei fattori  $K_R$  (13a,b) nel campo  $0.9 \leq R \leq 0.99$ . La differenza massima tra i coefficienti ottenuti con la (13a) e la (13b) è di circa il 5.25%.

In alternativa alle (13), il fattore  $K_R$  può essere determinato direttamente dal diagramma mostrato in fig.11, a partire dall'affidabilità  $R$  desiderata.

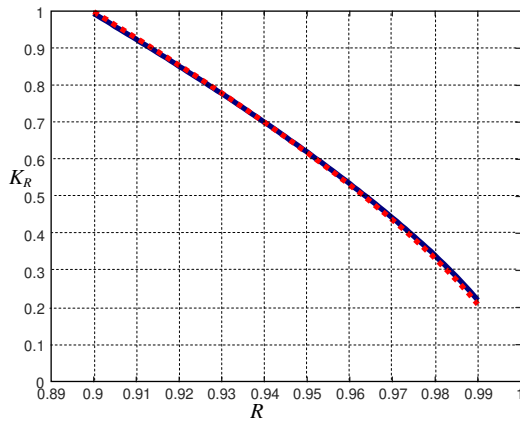


Fig.32.11 - Fattori di affidabilità  $K_R$ : (13a) linea continua, (13b) punteggiata.

Carico	$K_a$	
	Sfere	Rulli
Uniforme	1.0	1.0
Ingranaggi	1.0-1.3	1.0
Urti lievi	1.2-1.5	1.0-1.1
Urti moderati	1.5-2.0	1.1-1.5
Urti pesanti	2.0-3.0	1.5-2.0

Tabella 32.4 - Fattori di urto  $K_A$ .

Come detto, in molti casi non esistono cuscinetti aventi esattamente il carico di catalogo  $C_{L_R}$  determinato, cui corrisponde l'affidabilità richiesta  $R$ . Ovviamente, si devono scegliere cuscinetti disponibili aventi coefficiente di carico  $C''_{L_R}$  molto prossimo o superiore a  $C_{L_R}$ . Nel caso in cui si voglia conoscere l'affidabilità  $R''$  che si ottiene col cuscinetto selezionato avente carico di catalogo  $C''_{L_R}$ , per la durata assegnata, è possibile utilizzare le seguenti espressioni ricavate dalle (11,13a,b):

$$R'' = \exp \left[ \frac{\left( \frac{C''_{L_R}}{C_{L_R}} \right)^{-a} - 0.02}{4.439} \right]^{1.483} \qquad R'' = \exp \left[ \frac{\left( \frac{C''_{L_R}}{C_{L_R}} \right)^{-a}}{4.48} \right]^{1.5} \qquad (32.15,16)$$

In alternativa è possibile determinare il nuovo coefficiente  $K''_R$  mediante la seguente relazione:

$$K''_R = \left( \frac{C''_{L_R}}{C_{L_R}} \right)^{-a} \qquad (32.17)$$

e determinare la nuova affidabilità  $R''$  utilizzando il diagramma (11).

**Effetto degli urti**

In alcuni casi le sollecitazioni agenti sui cuscinetti possono presentare irregolarità che danno luogo a urti di diversa entità. In questo caso è opportuno moltiplicare il valore del carico agente  $F$  per un apposito fattore  $K_A$  i cui valori sono riportati nella tabella 4. In questo caso le relazioni (11, 12) possono essere riscritte come:

$$C_{L_R} = F K_A \left( \frac{1}{K_R} \frac{L}{L_R} \right)^{1/a} \qquad L = K_R L_R \left( \frac{1}{K_A} \frac{C_{L_R}}{F} \right)^a \qquad (32.18,19)$$

**Carico combinato assiale-radiale**

Molti cuscinetti a sfere operano sottoposti ad un carico determinato dalla somma di una componente radiale  $F_r$  e una assiale  $F_a$  e frequentemente si trovano applicazioni nelle quali ruota la ralla esterna o entrambe. A causa di queste condizioni variabili di applicazione è conveniente definire un *carico radiale equivalente*  $F_{re}$  come quel carico radiale calcolato che avrà sulla vita del cuscinetto lo stesso effetto dei carichi applicati, essendo considerate anche le ralle in rotazione. Il carico radiale equivalente può essere espresso con una delle seguenti relazioni che deve essere selezionata in base al rapporto tra  $F_a/F_r$  e le caratteristiche del cuscinetto come spiegato nel seguito:

$$F_{re} = V F_r \qquad F_{re} = V X F_r + Y F_a \qquad (32.20,21)$$

- $F_r$  carico radiale applicato,
  - $F_a$  carico assiale applicato,
  - $V$  fattore di rotazione,
  - $X$  fattore di carico radiale,
  - $Y$  fattore di carico assiale.
- **V:** il fattore  $V$  dipende dalle varie condizioni di rotazione: per ralla interna rotante  $V=1$ , per ralla esterna rotante  $V=1.2$ ; l'ultimo valore è dovuto al fatto che la vita a fatica si riduce sotto queste condizioni. I cuscinetti *autoallineanti* costituiscono un'eccezione perché per essi si ha  $V=1$  per qualsiasi rotazione degli anelli.

➤ **X, Y:** i fattori  $X$  ed  $Y$  dipendono dalla geometria del cuscinetto, incluso il numero e il diametro delle sfere. Essi sono forniti dal costruttore nella Tabella dei Fattori di Calcolo del Carico Equivalente (TFCRE) in funzione del rapporto fra il valore della componente assiale  $F_a$  e il coefficiente di carico statico  $C_0$ ,  $F_a/C_0$ . Nella tabella viene anche riportata la variabile di riferimento  $e$  che permette di selezionare la relazione per la determinazione del carico radiale equivalente tra le (20) e (21); in particolare, se si verifica  $F_a/F_r < e$  si deve utilizzare la relazione (20) e viceversa. Poiché  $C_0$  è tabulato assieme al carico dinamico  $C$  nel catalogo, la determinazione dei fattori  $X$  e  $Y$  deve essere effettuata in base al rapporto tra i carichi agenti  $F_a/F_r$  mediante la procedura descritta nel seguito:

1. si effettua la scelta del cuscinetto mediante la relazione (4), utilizzando il carico equivalente espresso dalla (20); utilizzando il fattore  $C_0$  presente nel catalogo, si determina il rapporto  $F_a/C_0$  e il corrispondente valore di  $e$  presente nella TFCRE: se si verifica la condizione  $F_a/F_r < e$ , la componente assiale è trascurabile, il cuscinetto selezionato è adatto all'applicazione e la procedura ha termine;
2. tentativo:
  - 2.1 si sceglie un valore  $Y$  intermedio tra quelli tabellati sulla TFCRE e il corrispondente  $X$ ;
  - 2.2 si calcola  $F_{re}$  con la (21);
  - 2.3 si calcola il carico  $C_{L_R}$  inserendo  $F_{re}$  nella (4)
  - 2.4 si sceglie il cuscinetto sul catalogo in base al valore di  $C_{L_R}$ ;
3. iterazione:
  - 3.1 si calcola il rapporto  $F_a/C_0$  utilizzando il valore di  $C_0$  del cuscinetto presente nel catalogo e si determina il parametro  $Y$  sulla TFCRE;
  - 3.2 si calcola  $F_{re}$  con la (21);
  - 3.3 si calcola il carico  $C_{L_R}$  inserendo  $F_{re}$  nella (4);
  - 3.4 si sceglie il cuscinetto sul catalogo in base al valore di  $C_{L_R}$ : se il nuovo cuscinetto coincide con il precedente, l'iterazione ha termine, viceversa, si ripete (ovviamente a partire dal punto 3.1).

### Vita per ampiezza del carico e velocità variabili

#### **Gruppi di cicli con ampiezze di carico differenti**

Nel caso in cui il cuscinetto sia sottoposto a gruppi di  $l_i$  cicli con ampiezze di carico  $F_i$  differenti tra loro, la vita complessiva  $L$  in numero di cicli può essere ottenuta con utilizzando una regola analoga a quella di Palmgren-Miner:

$$D = \sum_i \frac{l_i}{L_i} = \sum_i \frac{n_i t_i}{L_i} = 1 \quad (32.22)$$

nella quale  $D$  è il danneggiamento,  $L_i$  è la durata relativa al carico  $F_i$  ottenibile mediante la (4) e  $t_i$  è il tempo nel quale il cuscinetto ha ruotato a velocità  $n_i$ . Ovviamente si ha

$$L = \sum_i l_i \quad (32.23)$$

Esprimendo  $L_i$  in funzione di  $C_{L_R}$  ed  $F_i$  mediante la (7), la (22) può essere riscritta come:

$$D = \sum_i \frac{l_i}{L_R (C_{L_R}/F_i)^a} = \sum_i \frac{F_i^a l_i}{L_R C_{L_R}^a} = \frac{1}{L_R C_{L_R}^a} \sum_i F_i^a n_i t_i = 1 \quad (32.24)$$

da cui

$$C_{L_R} = \left( \frac{1}{L_R} \sum_i F_i^a l_i \right)^{1/a} = \left( \frac{1}{L_R} \sum_i F_i^a n_i t_i \right)^{1/a} \quad (32.25)$$

Introducendo le *aliquote* di cicli  $p_i$  effettuati al livello di carico  $F_i$ , così definite:

$$p_i = l_i/L \quad (32.26)$$

la (25) può essere riscritta come

$$C_{L_R} = \left( \frac{L}{L_R} \sum_i F_i^a p_i \right)^{1/a} = \left( \frac{L}{L_R} \right)^{1/a} \left( \sum_i F_i^a p_i \right)^{1/a} \quad (32.27)$$

Introducendo il *carico costante equivalente*  $F_{ce}$  definito con la seguente espressione:

$$F_{ce} = \left( \sum_i F_i^a P_i \right)^{1/a} \quad (32.28)$$

la relazioni tra carico di catalogo e durata (27) e la sua inversa possono essere riscritte come

$$C_{L_R} = F_{ce} \left( \frac{L}{L_R} \right)^{1/a} \quad L = L_R \left( \frac{C_{L_R}}{F_{ce}} \right)^a \quad (32.29,30)$$

### Ampiezza del carico e velocità di rotazione del cuscinetto variabili nel tempo

La relazione (22) può essere modificata per tenere conto dei casi in cui il carico  $F(t)$  e la velocità di rotazione  $n(t)$ , espressa in numero di cicli nell'unità di tempo, sono variabili istante per istante con legge nota. In base alla (4), il danno  $dD(t)$  provocato nell'intervallo  $dt$  può essere espresso come:

$$dD(t) = \frac{n(t) dt}{L} = \frac{n(t) dt}{L_R \left[ C_{L_R} / F(t) \right]^a} = \frac{F(t)^a n(t) dt}{L_R C_{L_R}^a} \quad (32.31)$$

In molti casi pratici la storia di carico è periodica e si conosce l'andamento del carico  $F(t)$  e della velocità  $n(t)$  nel periodo  $T$ . Se  $N_T$  è il numero di cicli nel periodo  $T$ , ottenibile come

$$N_T = \int_0^T n(t) dt \quad (32.32)$$

ed  $R_T$  è il numero di ripetizioni del periodo, la vita del cuscinetto, sempre espressa in numero di cicli, può essere scritta come:

$$L = R_T N_T \quad (32.33)$$

Il danneggiamento nel singolo periodo,  $D_T$ , è ottenibile integrando la (31) nel periodo  $T$ :

$$D_T = \int_0^T dD(t) = \frac{1}{L_R C_{L_R}^a} \int_0^T F(t)^a n(t) dt \quad (32.34)$$

e il danneggiamento complessivo è dato dal prodotto dei danneggiamenti  $D_T$  per il numero di ripetizioni  $R_T$ , per cui la (22) può essere riscritta in base alle (31-34), ottenendo:

$$D = R_T D_T = \frac{R_T}{L_R C_{L_R}^a} \int_0^T F(t)^a n(t) dt = 1 \quad (32.35)$$

La (35) può essere esplicitata per calcolare il coefficiente  $C_{L_R}$  o la durata  $L$  in base alla (33):

$$C_{L_R} = \left[ \frac{R_T}{L_R} \int_0^T F(t)^a n(t) dt \right]^{1/a} \quad L = \frac{L_R C_{L_R}^a}{\int_0^T F(t)^a n(t) dt} N_T \quad (32.36,37)$$

Il numero di ripetizioni può essere ricavato dalle (37) e (33) come  $R_T = L/N_T$  o direttamente dalla (37) eliminando il termine  $N_T$ .

Introducendo il carico costante equivalente relativo al periodo  $T$ ,  $F_{Te}$ , definito come:

$$F_{Te} = \left[ \frac{\int_0^T F(t)^a n(t) dt}{N_T} \right]^{1/a} \quad (32.38)$$

le (36,37) possono essere riscritte come

$$C_{L_R} = F_{Te} \left( \frac{L}{L_R} \right)^{1/a} \quad L = L_R \left( \frac{C_{L_R}}{F_{Te}} \right)^a \quad (32.39,40)$$

Come detto, se si utilizza il coefficiente di carico dinamico  $C$  relativo ad una vita  $L$  pari ad un milione di cicli, le equazioni (29,30,39,40) possono essere utilizzate semplicemente sostituendo  $C$  al posto di  $C_{L_R}$  e ponendo  $L_R=1$ .