

Introduzione all'usura negli ingranaggi: tipologia e modellistica

N. P. Belfiore

L'idea di un articolo dedicato, in generale, all'usura negli ingranaggi è maturata durante una giornata di studio dedicata a tale argomento, tenutasi nel novembre del 2003 a Milano ed organizzata dal Gruppo di studio di Tribologia dell'Associazione Italiana di Metallurgia. In quella occasione è stato confermato il notevole interesse per l'argomento anche, e forse soprattutto, da parte delle aziende.

Il presente articolo, pertanto, si propone di fornire elementi introduttivi utili a chiarire, in generale, le problematiche inerenti il complesso fenomeno dell'usura negli ingranaggi.

Parole chiave: tribologia, rassegna, trattamenti superficiali

INTRODUZIONE

I molteplici vantaggi che le ruote dentate offrono ai fini della trasmissione di potenza nelle macchine sono ormai universalmente noti, soprattutto agli ingegneri progettisti che ne fanno largo uso in svariate applicazioni. Non voglia sembrare pleonastico o inutile, tuttavia, ricordare quanto efficacemente gli ingranaggi riescano a risolvere il problema della traduzione del lavoro motore, normalmente fornito da alberi veloci (1000 – 3000 giri al minuto) con coppie motrici piccole, in lavoro utile, comunemente richiesto da alberi rotanti a velocità angolari più basse che devono tuttavia contrastare coppie utili molto più elevate. Efficacia derivante da tante qualità:

- semplicità di costruzione e di montaggio;
- semplicità della lubrificazione;
- rigidità della trasmissione;
- elevati rendimenti;
- esperienza pluridecennale nella lavorazione, con conseguente limitazione dei costi;
- possibilità di un enorme numero di assortimenti, in treni ordinari od epicicloidali;
- diffusa buona conoscenza dei trattamenti superficiali e dei rivestimenti.

Il progettista moderno è il più delle volte ampiamente in grado di eseguire un dimensionamento corretto, scegliere il materiale più adatto e fornire indicazioni sui trattamenti e sulle condizioni di esercizio da adottare, precauzionalmente, durante il funzionamento.

Eppure, nonostante l'abbondanza di letteratura tecnico-scientifica a disposizione, nonché di pacchetti software CAD ed elementi finiti, permangono nella pratica malfunzionamenti che, talvolta, possono creare anche notevoli problemi. In linea di massima, non sembra riduttivo individuare tre grandi famiglie di cause che determinano i cedimenti negli ingranaggi:

- 1) fatica flessionale al piede del dente;
- 2) danneggiamento superficiale (per *fatica da contatto* o *regime di usura dolce*);
- 3) grippaggio per *scuffing* e *scoring*.

Se si può, comunque, affermare che la prima causa è abbastanza facilmente risolvibile, mediante una analisi più approfondita della fatica nella zona di maggiore sollecitazione ciclica flessionale al piede del dente, più complessa risulta

l'analisi e la rimozione delle ultime due cause. Eppure, queste determinano senz'altro un'accorciamento della vita dell'ingranaggio, talvolta anche considerevole.

L'idea di un articolo dedicato, in generale, all'usura negli ingranaggi è maturata durante una giornata di studio dedicata a tale argomento, tenutasi nel novembre del 2003 a Milano ed organizzata dal Gruppo di studio di Tribologia dell'Associazione Italiana di Metallurgia. In quella occasione è stato confermato il notevole interesse per l'argomento anche, e forse soprattutto, da parte delle aziende. L'intervento introduttivo, in particolare, pur non entrando in dettagli specialistici, è sembrato utile a molti proprio per l'approccio, di tipo generale, al problema del contenimento dell'usura nelle ruote dentate, specialmente perché non è facile godere di un punto di vista globale su un settore che richiede svariate competenze.

Il presente articolo, pertanto, si propone di fornire elementi introduttivi utili a chiarire, in generale, le problematiche inerenti il complesso fenomeno dell'usura negli ingranaggi. Nei prossimi paragrafi, in particolare, saranno elencati, dapprima, alcuni termini tecnici la cui accezione, nonostante la crescente diffusione della documentazione di unificazione, non è sempre universalmente condivisa, tentando di giustificare la suddivisione in due gruppi. Da una parte, quelli adottati nella pratica per indicare ciò che si osserva sulla superficie di un dente usurato, che, come vedremo, può presentare morfologie abbastanza differenti tra loro. Dall'altra, si richiameranno i termini comunemente adottati per definire gli specifici meccanismi di usura. Questa seconda parte, avente carattere fortemente introduttivo e compendioso, è presente ai soli fini della completezza della trattazione, nella speranza che faciliti la lettura dell'articolo mediante un riepilogo semplice e generale delle cause che normalmente sono indicate come *primarie*.

CLASSIFICAZIONE EMPIRICA DELL'USURA NEGLI INGRANAGGI

La diffusione degli ingranaggi ha di fatto moltiplicato il numero di operatori del settore, a livello di progetto, di realizzazione pratica e di manutenzione. Frequenti, dunque, sono state le osservazioni *condotte sul campo*, che hanno indotto un proliferare di documentazione descrittiva e fotografica di sicuro interesse. Il dibattito sorto nella comunità scientifica ha, così, portato alla creazione di un linguaggio comune di riferimento avente lo scopo di individuare con precisione classi di equivalenza di danneggiamenti, sulla base della semplice ispezione visuale. Sono nati, in tal modo, ormai da moltissimi anni, termini che si riferiscono principalmente ad

N. P. Belfiore
Università La Sapienza, Roma

Memoria pervenuta il 15 giugno 2004

una comune morfologia di deterioramento superficiale.

In base all'analisi della letteratura, non sempre si può affermare che un particolare termine di classificazione empirica dell'usura sia automaticamente associato ad un unico meccanismo elementare di usura. Spesso, però, un tipo di danneggiamento viene anche associato ad una causa *primaria*, come, ad esempio, quando si afferma che il *pitting* deriva dalla *fatica superficiale*.

Nell'augurio di fornire un utile compendio delle varie morfologie di danneggiamento e non senza consapevolezza di riproporre definizioni senz'altro già note a molti, sono di seguito richiamate le forme di usura empiricamente classificate, tra quelle di uso più frequente, così come proposte in letteratura, ed in particolare nelle norme ASTM [1-2] od in uso nella pratica ispettiva [3-4].

Pitting. Forma di usura caratterizzata dalla presenza di cavità distribuite sulla superficie la cui formazione può essere attribuita a processi di fatica, adesione locale o cavitazione sulla superficie o nel substrato del materiale. Solitamente si classifica in varie modalità come ad esempio: il *pitting iniziale*, inevitabile ma tollerabile, con prima comparsa di cavità delle dimensioni dell'ordine del decimo di millimetro, spesso dovuto anche a sovraccarichi locali; il *micropitting*, che modifica l'aspetto della superficie, con una coltre a foglia simile di brina, mediante comparsa di cavità dell'ordine del micron o della decina di micron, spesso attribuito alla rugosità delle superfici, ad oli a bassa viscosità od a lubrificazione con basse velocità di esercizio; il *pitting distruttivo*, con comparsa di cavità di grosse dimensioni, spesso attribuito a carichi oltre il carico limite di fatica e di frequente apparizione sul dedendum dei denti delle ruote dentate.

Scuffing. Forma di usura tipica dei tribosistemi non adeguatamente lubrificati in esercizio, caratterizzata da cambiamenti della trama superficiale osservabili a livello macroscopico e rivelanti una direzionalità prevalente nella direzione del moto relativo. E' la tipica forma di danno locale causato da fenomeni di saldatura tra le superfici e spesso si associa a usura adesiva severa, specie quando è provocata dalla rottura dello strato protettivo di molecole adsorbite sulle superfici dei denti.

Scoring. Forma di usura, solitamente severa, a seguito della quale le superfici sono caratterizzate da evidenti formazioni di solchi estesi e di graffi, prevalentemente nella direzione dello strisciamento. In particolare, si può classificare in *scoring moderato*, *localizzato* o *distruttivo (seizing)*. Solitamente si associa ad alte temperature locali o a lubrificazione insufficiente.

Spalling. Separazione di particelle macroscopiche aventi forma di scaglie, lamine o truciolo da una superficie di un tribosistema, solitamente associata ad usura per fatica con propagazione della frattura, ma che può anche essere causata da impatti. Si verifica spesso su elementi di cuscinetti volventi o denti di ingranaggi, e si distingue per la comparsa di cavità grandi ed irregolari, con perdita significativa di materiale che porta anche alla rottura anticipata del sistema. Talvolta è causata da problemi nel substrato quali, ad esempio, non adeguati trattamenti termici e presenza di tensioni superficiali residue. Infine, non è raro il caso di *case crushing*, ovvero rottura della coltre superficiale che causa perdita di notevoli lamine di materiale superficiale per distacco dal substrato interno, dirette, nei denti delle ruote dentate, preferenzialmente lungo le generatrici di contatto.

Scratching. Rimozione meccanica e/o spostamento di materiale da una superficie per l'azione di particelle abrasive o protuberanze che strisciano contro la superficie stessa.

Galling. Forma di danneggiamento delle superfici caratterizzato da aumento della rugosità macroscopica e, solitamente, localizzata, con apparizioni di protuberanze sulla superficie originale. Spesso è associato a scorrimento plastico e/o trasferimento di materiale da una superficie all'altra. L'identificazione del *galling* è ancora alquanto arbitraria, perfino tra gli esperti del settore.

Plowing. Formazione di solchi per deformazione plastica della più tenera tra le due superfici a contatto del tribosistema.

Brinelling. Danneggiamento di una superficie caratterizzato da uno o più indentazioni formate plasticamente e causate da sovraccarichi statici o impulsivi, specie del tipo riscontrato nelle piste dei cuscinetti volventi.

Rippling. Comparsa di formazioni regolari ondulate disposte ortogonalmente alla direzione del moto, spesso attribuita alla lentezza del moto di rotazione di esercizio nelle ruote dentate od a cattiva lubrificazione.

Ridging. Serie definita di picchi e valli disposte lungo secondo la direzione del moto relativo tra le superfici, spesso attribuita allo scorrimento plastico causato da elevate pressioni locali o da basse velocità di esercizio nelle ruote dentate.

MECCANISMI, PROCESSI E REGIMI DI USURA

Nella pratica, la semplice osservazione delle superfici dei denti delle ruote dentate, usurate dopo un certo periodo di esercizio, offre la possibilità di capire, per confronto, a quale, fra le suddette tipologie di danneggiamento, ricondurre il caso sotto esame. Ciò rappresenta già un primo passo verso la comprensione del tribosistema in analisi, in quanto la suddetta classificazione empirica fornisce numerosi elementi per la manutenzione e la manutenzione.

Quanto si osserva, tuttavia, rappresenta solo il risultato finale di un processo complesso che ha condotto al progressivo deterioramento delle superfici a contatto. Non è sempre possibile né immediato stabilire quale sia stata l'esatta modalità di processo che ha condotto al risultato osservato sulle superfici e, pertanto, aver classificato correttamente le superfici usurate secondo le tipologie elencate nel paragrafo precedente non significa aver anche compreso la natura del fenomeno che si è verificato.

Al fine di facilitare la decifrazione di un vero e proprio enigma chimico fisico, sono state da tempo proposte drastiche semplificazioni che si basano sull'ipotesi che l'usura avvenga per un ben preciso meccanismo. Tale approccio ha portato alla definizione di *modelli elementari di usura* quali, ad esempio, quelli di seguito elencati, che sono proposti, ancora una volta, a scopo puramente riepilogativo, essendo noti a molti studiosi ormai da decenni. E' importante altresì ancora ricordare che nella reale fenomenologia tutti i meccanismi elementari coesistono praticamente sempre e contemporaneamente, per cui, riferendosi ad un tribosistema che presenta chiari effetti di un meccanismo di usura particolare, sembra sempre più corretto parlare di *componente di usura prevalente* invece di *usura di quel particolare tipo*.

Usura adesiva. Usura dovuta alla creazione di legami tra porzioni di superfici tenute a contatto da una pressione su di esse esercitata ed animate di moto relativo, causando tali legami trasferimento di materiale tra le superfici stesse o perdita di materiale da entrambe. Concerne la deformazione plastica e lo scorrimento visco-plastico del materiale nell'intorno delle aree di adesione tra le superfici.

Usura abrasiva. Usura dovuta al forzamento tra particelle o

protuberanze dure caricate contro una superficie solida, quando sia presente moto relativo tra le stesse e la superficie solida di appoggio. Prevede la perdita indesiderata di materiale dalle superfici in moto relativo.

Usura corrosiva. Usura significativa dovuta a reazioni chimiche o elettrochimiche con l'ambiente.

Usura abrasivo-corrosiva. Processo sinergico che riguarda sia l'abrasione che la corrosione, in base al quale i due fenomeni interagiscono, anche esaltandosi a vicenda.

Stick-slip. Fluttuazione ciclica del valore della forza tangenziale di attrito e della velocità relativa tra due superfici con contatto di strisciamento, solitamente associata a ripetute soluzioni della continuità di oscillazione. Il fenomeno dipende dall'elasticità del sistema e prevede improvvisi decrementi del coefficiente di attrito con innesco di strisciamento o incremento della velocità relativa. Solitamente il processo prevede ciclicamente una fase di adesione (stick) seguita da una fase di *sovrastrisciamento* (slip).

Erosione. Progressiva perdita di materiale originale da una superficie solida dovuta all'interazione meccanica tra la superficie ed un fluido, un fluido multicomposto o particelle solide, per continua successione di impatti con la superficie stessa.

Erosione-corrosione. Processo sinergico che coinvolge contemporaneamente sia la corrosione che l'erosione, con reciproca interazione ed accelerazione del processo di deterioramento.

Fatica per contatto di rotolamento. Processo di danneggiamento di una superficie di un tribosistema sulla quale gravino carichi derivanti da passaggi ripetuti di elementi (talvolta *volventi*) con componente di moto di rotolamento. Tale processo spesso induce la nascita e la propagazione di cricche su o sotto la superficie di contatto che culmina con l'apparizione di *pitting* o *spalling*. In generale si chiama *usura per rotolamento* la componente di deterioramento superficiale che si verifica in tribosistemi nei quali non vi è velocità di strisciamento nel moto relativo tra le superfici a contatto.

Rodaggio (Run-in). Processo iniziale di transizione tipico dei tribosistemi nei quali le superfici sono state recentemente messe a contatto per avvio di esercizio. Solitamente, durante tale processo si verificano cambiamenti del coefficiente di attrito, del tasso d'usura o di entrambi, che poi difficilmente si verificano durante la vita del sistema a lungo termine.

Fretting. Moto oscillatorio relativo tangenziale tra due superfici a contatto avente piccola ampiezza. Il danneggiamento superficiale causato da tale processo prende il nome di *usura per fretting*.

Fretting e corrosione. Forma di fretting nel quale la corrosione gioca un ruolo significativo.

Tribo-ossidazione. Processo generico di sinergia tra formazione di ossidi e usura meccanica con eventuale formazione di strato agglomerato di particelle coese.

Ognuno dei suddetti meccanismi elementari di usura si riferisce ad un particolare processo fisico e/o chimico ben delineato, che la maggior parte delle volte consente di dare una buona interpretazione di quanto si registra sperimentalmente. Spesso, però, occorre definire in modo ancora più generale ulteriori processi che definiscono il tribosistema soprattutto dal punto di vista del comportamento rilevato sperimentalmente. Accade, infatti, che a seguito di variazioni, anche

piccole, di un qualche parametro il tribosistema sembri cambiare la propria natura, presentando un comportamento inatteso. Ciò è dovuto alle fortissime non linearità ed alle discontinuità delle relazioni che legano *carico* e *tasso di usura*, oppure *velocità di strisciamento* e *tasso di usura*, per le quali, ad esempio, un lieve aumento della velocità di strisciamento causa un drastico aumento (o diminuzione) della velocità di usura. Tali transizioni, efficacemente rappresentate mediante curve di transizione sul piano *carico-velocità*, sono ormai note da tempo, ma solo concettualmente, poiché le valutazioni numeriche per i casi pratici sono di notevole difficoltà tecnica, con ripetitività molto basse. Le transizioni più comuni sono quelle che prevedono il passaggio da *usura dolce a usura severa* e viceversa. Tale transizione può definirsi come il passaggio tra due regimi di usura caratterizzati da differente prevalenza di uno o più meccanismi elementari di usura, dovute a variazioni anche piccole di uno o più parametri del tribosistema, che provocano repentinamente un significativo e consistente aumento (o diminuzione) del tasso di usura. Infine, per evidenziare casi per i quali l'usura è particolarmente aggressiva si definisce l'*usura catastrofica*: danneggiamento, deterioramento o cambiamento di forma di una superficie che avviene rapidamente o con intensità rapidamente crescente, causata da usura talmente severa che la vita del triboelemento viene sensibilmente ridotta rispetto all'aspettativa, ovvero ne viene distrutta la funzionalità.

Qualsiasi processo elementare di usura è definito, generalmente, senza fare specifico riferimento al particolare tipo di moto relativo. Tuttavia, è spesso indispensabile, come ad esempio, nel caso dell'usura per rotolamento, effettuare una corretta caratterizzazione della cinematica del contatto, che consiste essenzialmente nel definire le velocità assolute dei punti di contatto appartenenti alle due superfici, ciò che anche conduce alla definizione della velocità di strisciamento. Ciò prevede la definizione delle caratteristiche cinematiche che, a *livello macroscopico*, possiedono i solidi a contatto, essendo questi intesi come corpi rigidi. In particolare, è spesso indispensabile definire le velocità angolari assolute e relative tra i due solidi a contatto. Per quanto detto è, quindi, possibile suddividere i vari processi di usura a seconda dei tre seguenti casi elementari di contatto:

- *strisciamento*, quando esiste una velocità relativa non nulla del punto di contatto, pensato appartenente alla superficie mobile, rispetto ad un riferimento solidale con l'altra superficie;
- *rotolamento*, quando esiste una velocità angolare del moto relativo tra i due corpi a contatto avente direzione tangente alle superfici nel punto di contatto;
- *prillamento*, quando esiste una velocità angolare del moto relativo tra i due corpi a contatto avente direzione ortogonale alle superfici nel punto di contatto.

La caratterizzazione cinematica è spesso di immediata definizione in quanto in molti casi una delle due superfici è fissa. Nelle ruote dentate, invece, il problema si presenta di non semplice soluzione, specie in quelle elicoidali e nelle trasmissioni per assi non paralleli.

Non meno importante è la definizione del regime di lubrificazione che si instaura nelle ruote dentate. Il più delle volte la lubrificazione è indispensabile e può avvenire in base a diversi regimi, ormai universalmente noti. E', anzitutto, da notare che la lubrificazione *idrostatica* dei denti risulta piuttosto inadeguata per evidenti ragioni costruttive. Pertanto, conviene escluderla dal nostro momentaneo interesse poiché appare complicato ottenere la separazione tra le superfici mediante film fluido forzato da una pressione generata esternamente. Conviene, piuttosto, fare affidamento su una lubrificazione che non preveda forzamento dell'olio direttamente tra i denti. A tal proposito, sembrerebbe lecito ricondursi alla teoria della lubrificazione *idrodinamica*, secondo la quale lo spessore del film fluido che separa le due superfi-

ci del tribosistema si ottiene per effetto della geometria e del moto relativo tra le stesse, in virtù della natura viscosa del fluido. Tuttavia, da svariati decenni è noto che la semplice teoria idrodinamica non è in grado di spiegare il soddisfacente funzionamento di ruote dentate per le quali la prevista altezza del film di lubrificante risulta, dai calcoli, molto più piccola della rugosità delle superfici dei denti. Il fenomeno viene meglio interpretato solo allorché, considerati gli altissimi valori locali della pressione, si introduca nell'equazione del Reynolds la variabilità della viscosità come funzione (ad esempio esponenziale) della pressione. Tale modifica non è ancora sufficiente a spiegare pienamente il fenomeno. Occorre, infatti, notare che la deformabilità dei solidi a contatto, sebbene di piccola entità a livello macroscopico, può giocare una notevole importanza nella generazione del film di fluido di separazione. La considerazione della deformabilità delle superfici, trattata secondo la teoria dell'elasticità, unitamente all'equazione del Reynolds, modificata con la dipendenza della viscosità dalla pressione locale, ha condotto alla teoria della lubrificazione *elastoidrodinamica* [5-6], che rimane attualmente la più esaustiva per lo studio della lubrificazione nelle ruote dentate, essendo essa in grado, finalmente, di dare valutazioni numeriche più conformi con la realtà.

Quando le condizioni dinamiche lo consentano, l'innescò del regime elastoidrodinamico protegge bene le superfici dall'usura. Purtroppo, però, esistono inconvenienti di varia natura a causa dei quali può rompersi il film di lubrificante con l'innescò del contatto diretto. In questi casi, si fa affidamento sulla cosiddetta *boundary lubrication*, basata sulla capacità del lubrificante, eventualmente opportunamente arricchito con additivi, di ricoprire le superficie con alcuni strati di molecole. Ciò è inevitabile, ad esempio, per alti carichi o basse velocità di esercizio. Quando, infine, non vi è la possibilità di proteggere ulteriormente la superficie dal contatto diretto, si innesca il *contatto asciutto* (o *secco*), comunemente studiato tramite il modello di attrito coulombiano. Quando possibile, il progettista può prevedere l'adozione di materiali porosi o sinterizzati impregnati di oli, grassi o lubrificanti solidi (*marginally lubricated contacts*).

Da quanto detto finora è chiaro che due ruote dentate ben progettate possono soddisfare brillantemente il compito a loro richiesto a condizione che anche il sistema di lubrificazione sia stato ben progettato e mantenuto. Il danneggiamento superficiale, infatti, sembra derivare, nella maggior parte dei casi, da difetti nel sistema di lubrificazione. D'altra parte, nonostante le migliori intenzioni di mantenere un film di lubrificante interposto tra le superfici, sembra inevitabile che nelle ruote dentate ci siano danneggiamenti per contatto diretto. Ad esempio, nelle ruote lente spesso si innesca un regime di usura assimilabile al *mild wear* (usura dolce). Per carichi alti, invece, sembra prevalere il danneggiamento dovuto ai fenomeni di fatica superficiale. Infine, con l'aumentare progressivo delle velocità e del carico dinamico che da esso consegue iniziano a prevalere danneggiamenti del tipo *scuffing*.

In ogni caso, anche per motivi di semplicità della trattazione, i modelli di contatto tra i denti delle ruote continuano ad assumere l'attrito come fosse sempre di tipo coulombiano, assumendo la forza tangenziale proporzionale al carico normale secondo un coefficiente di attrito il cui valore effettivo può essere scelto in base alle rilevanzze sperimentali.

MODELLISTICA

In generale, si è acquisita, ormai da anni, la consapevolezza della pratica impossibilità di avere un modello generale affidabile per la stima dell'usura nei tribosistemi. Troppo numerosi e complessi sono, infatti, i fenomeni fisici e chimici che

influenzano l'attrito e l'usura, al punto che anche per i casi più semplici e particolareggiati, la predizione dell'usura è a dir poco ardua, con gravissimi problemi di ripetitività delle prove sperimentali tra diversi laboratori ed anche all'interno dello stesso laboratorio. Parlando di usura negli ingranaggi, inoltre, il quadro viene ancora peggiorato, se possibile, poiché la vastità delle tipologie di trasmissione che caratterizzano gli ingranaggi complica ulteriormente ogni tentativo di modellizzare il fenomeno. Basti pensare alla possibilità di avere trasmissioni per assi incidenti o sghembi, oltre che paralleli, con denti che possono, eventualmente, anche essere elicoidali. A tal riguardo, si ricordi che tale varietà di tipologie rende assai complessa la modalità di contatto, potendo avere contemporaneamente strisciamento, rotolamento e prillamento, con conseguente maggiore difficoltà di particularizzare le equazioni della teoria della lubrificazione elastoidrodinamica. Perché, dunque, studiare la modellistica?

Nonostante quanto detto, ci sono ancora buone ragioni per proseguire l'indagine. Basti considerare, ad esempio, che uno studio cinematico accurato consente di calcolare con precisione la velocità di strisciamento e le velocità angolari relative di rotolamento e prillamento, nonché di definire, anche matematicamente, le *polari rigate* del moto relativo, luogo degli assi di istantanea rotazione nel riferimento fisso e mobile, coincidenti con le superfici primitive.

Un secondo buon motivo appare la possibilità di chiarire, quantomeno in parte, alcune influenze che possono esercitare alcuni importanti parametri sul fenomeno. La eventuale conferma sperimentale di tali presunte relazioni tra grandezze è di grande aiuto per lo sviluppo di strategie volte al contenimento dell'attrito e dell'usura. In tal caso, non è tanto il modello ad essere validato dall'esperienza, quanto piuttosto viene validata la relazione che sussiste *presuntivamente* tra alcune caratteristiche quantitative del tribosistema e l'usura che si desidera limitare.

Infine, quando ciò sia possibile, non è trascurabile la opportunità di usufruire di uno strumento atto a limitare la numerosità di prove sperimentali lunghe e costose, mediante una selezione *guidata* dei materiali, dei trattamenti superficiali e di tutti gli altri parametri progettuali.

Come già accennato, per evitare di rendere oltremodo difficoltoso l'approccio, l'usura nelle ruote dentate viene studiata in base a coefficienti adimensionali che semplificano drasticamente il procedimento. Come vedremo in questo paragrafo, nei modelli basati sull'*equazione di Archard*, la semplificazione consiste nell'adozione di un *coefficiente d'usura k* costante, mentre nei *metodi basati sull'energia dissipata* le componenti tangenziali delle azioni agenti tra le superfici sono calcolate semplicemente in base al coefficiente di attrito *f* coulombiano. Anche se possono sembrare eccessive, le suddette semplificazioni consentono di ottenere discreti risultati, offrendo *generalmente* un certo accordo con la sperimentazione.

L'ipotesi di usura attribuita ad Archard [7-8] consiste nel assumere che il rapporto, detto *tasso d'usura*, tra il volume *V* del materiale asportato nell'unità di tempo e lo strisciamento *s*, sia proporzionale, secondo una costante adimensionale *k*, detta, come sopra, *coefficiente d'usura*, al rapporto tra il carico normale *N* e la durezza *H*, come espresso dalla

$$\frac{V}{s} = k \frac{N}{H} \quad (1)$$

Assumendo il volume usurato pari al prodotto dell'area apparente *A* di contatto per lo spessore usurato *dh* lungo la normale alle superfici, la (1) si trasforma, per un intervallo di tempo infinitesimo, nella

$$\frac{dh}{dt} = Kpw \quad , \quad (2)$$

ove compare il rapporto dimensionale d'usura

$$K = \frac{k}{H} \quad (3)$$

detto *tasso di usura specifica* o *velocità d'usura*, la pressione media p e la velocità w di strisciamento. Si noti come la dizione comune di *velocità di usura* appaia alquanto impropria perché K ha le dimensioni di un inverso di una tensione. L'approccio energetico attribuito al Reye assume che il volume di materiale asportato per usura nell'unità di tempo sia proporzionale al lavoro svolto nello stesso tempo dalle forze di attrito. Pertanto, indicando con T la risultante delle azioni tangenziali di attrito risulta

$$V = \frac{1}{\tau_k} Ts \quad (4)$$

il volume usurato, avendo introdotto la costante τ_k , che, in questa sede chiameremo *tensione caratteristica* del tribosistema, avente dimensioni di una tensione. Analogamente a quanto fatto per la (1), la (4) diventa, assumendo valida l'ipotesi di attrito coulombiano,

$$\frac{dh}{dt} = f \frac{p}{\tau_k} w \quad (5)$$

ove w è la velocità di strisciamento.

L'ipotesi di logoramento del Reye è senza dubbio elegante perché propone il concetto che la quantità di materiale usurato sia proporzionale all'energia dissipata per attrito. Risalente al 1860 [9] ed assai noto negli ambienti accademici italiani (a puro titolo di esempio v. [10-11]), l'approccio è stato, per qualche non chiara ragione, completamente ignorato dalla letteratura inglese e americana, come conferma anche un recente contributo scientifico [12]. Eppure, le (2) e (5), pur provenendo da ipotesi molto diverse tra loro appaiono molto simili e, di fatto coincidono quando il tasso di usura specifica sia uguale al rapporto tra coefficiente di attrito e tensione caratteristica.

A titolo di puro esercizio concettuale, azzardando l'ipotesi, peraltro assai lontana dalla realtà, che l'attrito sia puramente di tipo adesivo e che la forza tangenziale T di attrito sia quella necessaria a vincere le tensioni τ_x tangenziali di snervamento del materiale meno resistente da questo presentate nella specifica situazione, il coefficiente di attrito assumerebbe l'espressione

$$f = \frac{T}{N} \approx \frac{\tau_x A_e}{HA_e} \approx \frac{\tau_x}{H} \quad (6)$$

ove si è ulteriormente ipotizzato, in via approssimata, che l'area effettiva sia coincidente con l'area indentata. Tale ultima ipotesi appare verosimile poiché i contatti avvengono quasi totalmente in corrispondenza delle asperità. Di conseguenza, anche a carichi bassi, le pressioni sono sufficientemente alte da portare localmente a deformazione plastica tutte le asperità [13]. Proseguendo il ragionamento, sempre nell'ipotesi di confondere l'area indentata con quella effettiva, la (1) diventerebbe semplicemente

$$V = k A_e s \quad (7)$$

pervenendo all'elegante risultato di considerare il volume usurato proporzionale ad un altro volume. L'ipotesi di Archard verrebbe, dunque, così riformulata: il volume del materiale asportato per usura nell'unità di tempo è proporzionale al prodotto dell'area effettiva A_e di contatto tra le superfici per lo spazio (*sliding distance*) s percorso (tangenzialmente alle superfici) nello stesso tempo dal punto di contatto nel moto relativo. Infine, sostituendo la (6) nella (5), l'ipotesi del Reye verrebbe espressa dalla

$$\frac{dh}{dt} = \frac{\tau_x}{\tau_k} \frac{1}{H} p w \quad (8)$$

perfettamente coincidente con quella di Archard espressa dalla (2), qualora il *coefficiente di usura* fosse pari al rapporto

$$k = \frac{\tau_x}{\tau_k} \quad (9)$$

tra la suddetta tensione tangenziale di snervamento e la tensione caratteristica. Per k unitario, il volume di materiale asportato per usura sarebbe pari al volume di un parallelepipedo avente come base l'area di contatto effettiva di deformazione plastica ed altezza pari allo strisciamento, con interessante acquisto di significato per τ_k .

I modelli generali espressi dalle (2) e (5) sono solitamente di semplice applicazione ai casi di pratica utilità. Nelle ruote dentate, tuttavia, la complessità della condizione cinematica di contatto rende la loro applicazione problematica anche per il caso delle ruote dentate cilindriche a denti dritti. Per tale ragione, ed a titolo introduttivo, si tratterà nel resto del paragrafo il solo caso della trasmissione per assi paralleli, con ruote a denti dritti. Pertanto, l'analisi potrà effettuarsi su uno qualsiasi dei piani frontali, dedicando l'attenzione ai profili coniugati σ ed s , tracce che su di esso formano le superfici coniugate cilindriche che costituiscono le superfici attive dei denti. Il problema può quindi schematizzarsi come illustrato in Figura 1, ove le polari λ e l del moto relativo si assumano circolari.

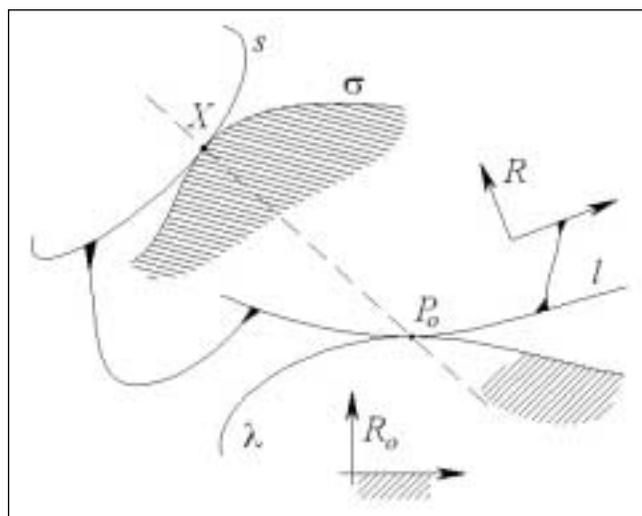


Fig. 1 - Schema generale per la definizione delle velocità u_s , u_o e w .

Fig. 1 - General kinematic scheme adopted for the definition of the velocities u_s , u_o and w .

Ciò posto, si ricorda che una coppia di profili coniugati è caratterizzata dalla circostanza che il punto di contatto X è anche punto di tangenza e che, in tale punto, la normale alla tangente comune passa per il centro di istantanea rotazione P_o del moto relativo. Inoltre, il profilo s si determina quale involuppo della famiglie di curve generate rendendo il profilo s solidale alla polare mobile l e facendo rotolare l su λ .

La curva σ è fissa nel riferimento R_o solidale alla polare fissa e può pensarsi come generata dalla traiettoria di un punto E , coincidente con X nell'istante considerato, che si muova, rispetto a R_o , in modo tale da sovrapporsi, in ogni istante, al punto di contatto tra i profili. Analogamente s coincide con la traiettoria che il punto E descrive nel riferimento mobile S . Applicando ad E il teorema dei moti relativi, prendendo in considerazione i riferimenti fisso R_o e mobile R , risulta evidente che le velocità di E assoluta, relativa e di trascinamento, corrispondono, rispettivamente, alla velocità

$$u_\sigma = \frac{d\sigma}{dt} \quad (10)$$

del punto di contatto sulla σ , alla velocità

$$u_s = \frac{ds}{dt} \quad (11)$$

del punto di contatto sulla s , ed alla velocità di strisciamento w , essendo quest'ultima coincidente con la velocità di E , pensato appartenente alla s , rispetto alla σ tenuta fissa. Poiché per il moto piano considerato le tre velocità sono parallele, si avrà scalarmente

$$u_\sigma - u_s = w \quad (12)$$

Nelle ruote dentate con profili ad evolvente, indicati con T_1 e T_2 i punti di tangenza della linea t di ingranamento con le circonferenze fondamentali, è possibile dimostrare [10-11] che le velocità (10) e (11) del punto di contatto sui due profili coincidono con le velocità del punto di contatto X pensato appartenente a t , quando tale retta, nel moto di generazione delle traiettorie evolventi σ ed s , rotoli, sulle circonferenze fondamentali, con le velocità angolare assoluta delle ruote corrispondenti, cambiate di segno. Pertanto, indicando con ρ_1 e ρ_2 i segmenti T_1X e T_2X , si ha

$$u_s = \rho_1 \omega_1 \quad (13)$$

e

$$u_\sigma = \rho_2 \omega_2 \quad (14)$$

D'altra parte, nelle ruote esterne, risulta essere in modulo

$$w = (\omega_1 + \omega_2) \rho_o X \quad (15)$$

la velocità di strisciamento.

Si consideri ora una piccola rotazione delle ruote che porti il punto di contatto dalla posizione X_1 alla X_2 , lungo la linea di ingranamento, come illustrato in Figura 2.

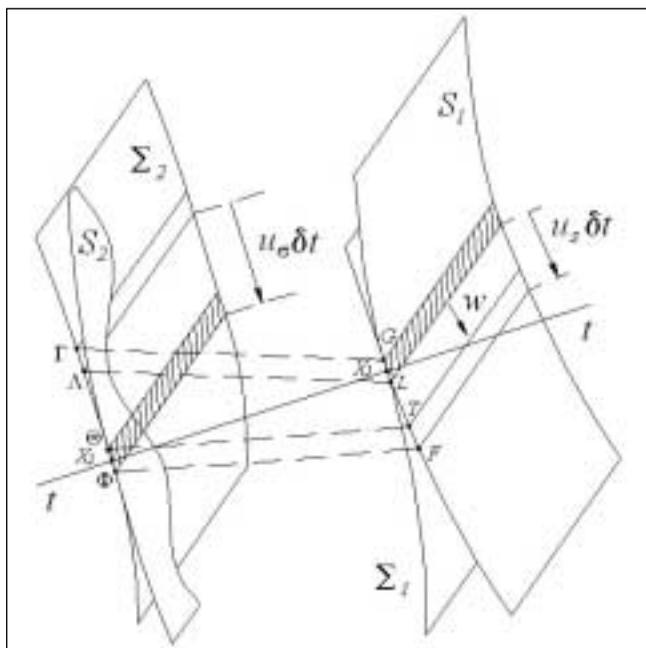


Fig. 2 – Superfici coniugate dei denti in due posizioni relative ad una piccola rotazione delle due ruote nella fase di accesso.

Fig. 2 – Teeth conjugate surfaces represented in two positions of the approach phase, which correspond to small rotations of the two gears.

Supponendo non nulla, ma piccola, la larghezza

$$\delta a = GL = TF = \Gamma\Lambda = \Theta\Phi \quad (16)$$

dell'areola di contatto, lungo i profili, e con b lo spessore assiale delle ruote, lungo le generatrici, risulta pari a

$$\delta L_p = f \cdot pb \delta a \cdot w \delta t \quad (17)$$

il lavoro elementare delle forze di attrito. Tale energia viene dissipata sulle due superfici, distribuendosi su aree, in generale, di differenti ampiezze, provocando danni a queste inversamente proporzionali.

Ad esempio, in una assegnata posizione di contatto X_1 , le aree spazzate dai contatti, in un tempo piccolo δt , saranno

$$b u_s \delta t \quad (18)$$

sulla superficie coniugata mobile S , e

$$b u_\sigma \delta t \quad (19)$$

sulla superficie coniugata fissa Σ . Di conseguenza, indicando con δh_s e δh_σ gli spessori usurati su s e σ , rispettivamente, lungo la normale ai profili coniugati, saranno pari a

$$\delta V_s = \delta h_s b u_s \delta t \quad (20)$$

e

$$\delta V_\sigma = \delta h_\sigma b u_\sigma \delta t \quad (21)$$

i volumi elementari asportati per usura nel tempo δt sulle superfici Σ ed S . Applicando l'ipotesi di logoramento del Reye, e supponendo la medesima tensione caratteristica, si ricavano le altezze usurate a seguito del passaggio del contatto di ingranamento da X_1 a X_2 ,

$$\delta h_s = \frac{1}{\tau_k} f p \frac{w}{u_s} \delta a \quad (22)$$

sulla superficie S , e

$$\delta h_\sigma = \frac{1}{\tau_k} f p \frac{w}{u_\sigma} \delta a \quad (23)$$

sulla Σ , proporzionali agli strisciamenti specifici

$$\sigma_1 = \frac{w}{u_s} \quad (24)$$

e

$$\sigma_2 = \frac{w}{u_\sigma} \quad (25)$$

di semplice determinazione. In particolare, la (25) può scriversi direttamente

$$\sigma_2 = 1 - \frac{u_s}{u_\sigma} \quad (26)$$

come pure la (24) risulta essere pari a [10]

$$\sigma_1 = 1 - \frac{u_\sigma}{u_s} \quad (27)$$

allorché si consideri che il primo membro della (12) debba cambiare segno quando si inverte il moto relativo (per σ mobile rispetto alla s fissata). Data la proporzionalità inversa tra le velocità angolari assolute delle ruote ed il numero di denti, le (26) e (27) assumono anche le espressioni

$$\sigma_1 = 1 - \frac{\rho_2 z_1}{\rho_1 z_2} \quad (28)$$

e

$$\sigma_2 = 1 - \frac{\rho_1 z_2}{\rho_2 z_1} \quad (29)$$

CASI PARTICOLARI DI SIMULAZIONI SPERIMENTALI

Sia i metodi energetici, sia quelli basati sull'equazione di Archard sono comunemente usati per simulare l'usura, anche nelle ruote dentate, pur con le limitazioni imposte dalla

complessità del sistema da analizzare.

A titolo di esempio, in [14] sono riportati risultati ottenuti su macchine di prova standard con moto relativo sia alternativo che unidirezionale, evidenziando come, in alcuni casi, il modello energetico riesca a fornire gli stessi risultati a prescindere dall'umidità relativa. Infatti, supponendo che un aumento dell'umidità influisca in qualche modo sugli attriti nel sistema considerato, ad esempio, per effetto di lubrificazione involontaria, sarebbe lecito supporre un decremento delle forze di attrito, cui necessariamente corrisponderebbe, a parità del lavoro complessivo delle forze resistenti, una maggiore distanza di strisciamento. Pertanto, ai fini della perdita di volume di materiale, i due effetti potrebbero, almeno in prima approssimazione, bilanciarsi, confermando così la presunta indipendenza della linearità tra usura ed energia dissipata per attrito dall'umidità.

A conferma di quanto si è già accennato, sembra curioso notare che in [14] viene completamente ignorata la letteratura che fa riferimento al Reye, nonostante che i risultati ivi descritti restino di notevole conforto per tale teoria: dedicati a test su ricoprimenti monostrato (Ti,Al)N e multistrato (Ti,Al)N/TiN, i suddetti risultati permettono una stima, anche quantitativa, della costante di proporzionalità tra il volume asportato e l'energia, che, per la particolare applicazione, vale circa $10^4 \mu\text{m}^3/\text{J}$. Da tale valore si evince un ordine di grandezza della tensione caratteristica del tribosistema pari a circa 10^5 GPa, evidentemente molto maggiore delle tensioni ammissibili dei materiali nelle comuni applicazioni, ciò che rende molto piccolo il rapporto (9) e giustifica l'esiguità dell'usura normale al confronto delle altre grandezze in gioco, come mostrato, ad esempio, dalle (22) e (23). E' quanto meno discutibile, infine, l'assunto, proposto in [14], secondo il quale l'energia generata nella zona di contatto si ripartisca equamente sui due corpi, a prescindere dalla cinematica del contatto.

Un secondo esempio di adozione dei modelli dell'usura è presentato in [15] e [16], ove, seguendo il modello di Archard, la (2) viene integrata per la simulazione dell'usura dolce nelle ruote dentate, adottando un modello di elasticità della superficie detto di *Winkler*. Grazie alle ipotesi semplificative assunte e con l'ausilio di metodi di analisi cinematica analoghi a quelli che hanno condotto alla definizione degli strisciamenti specifici, sono ottenuti ed illustrati diagrammi di profondità dell'usura in funzione della posizione del punto di contatto X sul profilo dei denti.

Come ultimo esempio, si riporta un caso emblematico di come l'analisi cinematica possa prevenire interpretazioni erranee dei risultati sperimentali. La ricerca in parola, tuttora in corso di sviluppo presso il Centro Sviluppo Materiali di Castel Romano, in collaborazione con l'Autore, si basa sull'adozione di un tribometro Ring-on-Ring per la simulazione dei contatti nelle ruote dentate. In particolare, l'analisi è stata dedicata alla caratterizzazione tribologica di particolari trattamenti su una coppia di ruote dentate avente geometria come quella rappresentata in Figura 3. Il vantaggio dell'adozione di una macchina standard consiste, come è noto, nella maggiore economicità della singola prova, dovuta a costi contenuti di preparazione dei provini, che richiedono una lavorazione più semplice. Non sempre, invece è possibile riprodurre esattamente tutte le condizioni dinamiche dell'ingranamento, poiché spesso i tribometri hanno propri limiti di applicazione dei carichi e delle velocità. Nel caso in esame, si è scelto di studiare le condizioni cinematiche in corrispondenza del punto di imbocco M_1 , all'inizio della fase di accesso, e del punto di uscita M_2 , in fase di recesso, come illustrato in Figura 4. Tali punti sono quelli che nelle rispettive fasi presentano le velocità di strisciamento maggiori poiché maggiore è la loro distanza dal centro di istantanea rotazione del moto relativo. La simulazione avviene costruendo, per ognuno dei due casi di contatto in M_1 e M_2 , due solidi di rivoluzione aventi sezioni

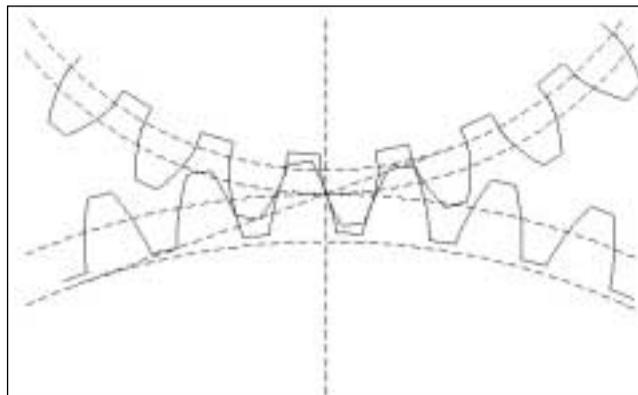


Fig. 3 - Rappresentazione schematica dell'ingranamento.

Fig. 3 - Schematic representation of the mating gear-tooth profiles.

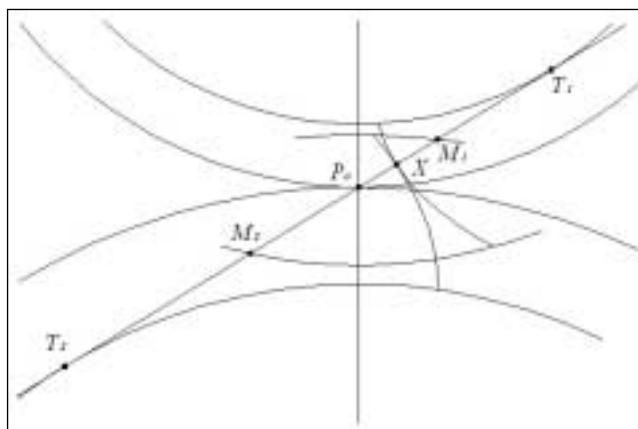


Fig. 4 - Definizione dei punti di interesse ai fini della simulazione.

Fig. 4 - Identification of the points where the simulation has been performed.

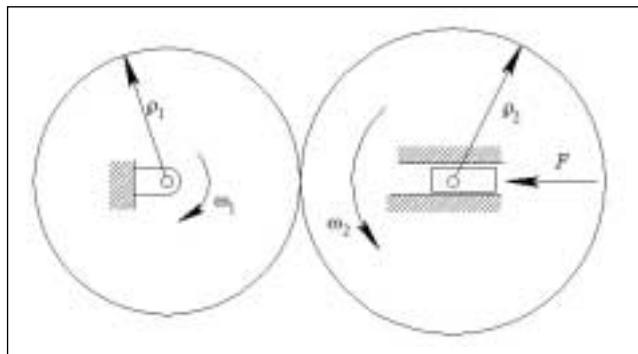


Fig. 5 - Schema semplificato del sistema ring-on-ring adottato per simulare le condizioni di contatto nelle ruote dentate.

Fig. 5 - Simplified scheme of the Ring-on-Ring tribometer adopted in simulation.

circolari sul piano di simmetria, come rappresentato in Figura 5, con raggi uguali ai corrispondenti raggi di curvatura ρ_1 e ρ_2 di cui alle (13) e (14), di modo che, facendo ruotare i provini alle rispettive velocità angolari ω_1 e ω_2 , la velocità di strisciamento nel punto di contatto sia la stessa che si verifica nel contatto tra i denti. I due solidi rotanti a freddo ed in condizione di lubrificazione limite sono tenuti in contatto mediante una forza radiale di precarico che tende a tenerli premuti l'uno contro l'altro. L'entità del precarico può essere calcolata mediante il criterio di simulare, al meglio possibile, le pressioni massime di contatto che si verificano nel sistema reale, ove il contatto teorico è lineare e lungo una generatrice di

contatto. Se nel tribosistema i due solidi consistono, come di consueto, in un tamburo cilindrico ed in un anello con superficie attiva toroidale, il contatto, teoricamente puntiforme, è caratterizzato da quattro raggi di curvatura ben definiti sui piani principali delle due superfici. Infatti, in ogni punto della superficie del tamburo, la superficie ha un raggio principale infinito e l'altro pari al raggio del cilindro, che può essere fissato pari a ρ_1 o ρ_2 . Nel punto di contatto toro-tamburo, la superficie del toro presenta il maggiore dei raggi principali di curvatura pari a ρ_2 o a ρ_1 , a seconda di come si è scelto il raggio del cilindro. L'altro raggio può essere fissato in base a criteri pratici o di economicità. Pertanto si ha una conoscenza completa dei parametri necessari per calcolare, secondo la teoria di Hertz, il valore dei semiassi dell'ellisse di contatto e, successivamente, della pressione massima per un assegnato carico. Poiché, per motivi pratici, il secondo raggio principale del toro è scelto più piccolo del primo, le pressioni massime presentano alti valori anche per carichi bassi che non consentono di condurre una simulazione accelerata del danneggiamento. D'altra parte, quando si adottano carichi più elevati si oltrepassano le tensioni massime di snervamento dal materiale per cui, a seguito delle deformazioni plastiche, facilitate anche dal rodaggio iniziale, si instaura un contatto lineare lungo la generatrice del tamburo di lunghezza piccola ma non trascurabile, dell'ordine del millimetro, per il caso considerato. Pertanto, si preferisce contare senz'altro su carichi più elevati, ma di entità tale che le nuove pressioni massime di contatto, dopo la deformazione plastica, assumano gli stessi valori riscontrati nei contatti tra i denti.

Purtroppo, i limiti costruttivi di molti tribometri non sempre consentono il rispetto delle condizioni trovate su geometria, carichi e velocità angolari determinate. Ad esempio, nella macchina di prova a disposizione si è potuto simulare con ottima approssimazione ed economicità il contatto in M_2 , per il quale ρ_1 e ρ_2 assumono valori circa uguali (20,5 mm) con carico normale di 125 N e corrispondente valore della pressione massima pari a circa 850 MPa. L'elementare analisi cinematica del sistema, nella fase di recesso, conduce alla determinazione delle velocità u_s e u_σ in M_2 pari, rispettivamente, a circa 6.50 m/s e 3.25 m/s, con velocità di strisciamento $|w|$ pari a circa 3.25 m/s. Purtroppo, la macchina di prova ammette limiti massimi per le velocità angolari dei provini inferiori a quelle delle ruote del sistema reale.

Per ovviare a tale problema si è tentato, in prima approssimazione, e come potrebbe sembrare logico, di mantenere la similitudine con il sistema reale conservando il valore della velocità di strisciamento. Ciò però, a causa dei suddetti limiti, può essere fatto solo a scapito della perdita della perfetta corrispondenza dei valori degli strisciamenti specifici e, soprattutto, del loro mutuo rapporto, che, come mostrato dalle (22) - (25), risulta essere teoricamente il parametro di ripartizione dell'usura tra le due superfici. Abbassando forzatamente u_s a valori compatibili con il buon funzionamento della tribometro, il soddisfacimento della (12) in senso stretto implica, a parità di velocità di strisciamento, un abbassamento della u_σ che può assumere valori nulli o addirittura negativi. In tal modo le velocità periferiche sarebbero opposte, cosa che mai si verifica nelle ruote considerate. I risultati ottenuti con tale strategia sono assai lontani dalla realtà, come si vede in Figura 6. Non è, infatti, rilevato il danneggiamento aspettato, essendo inoltre, evidenti abbondanti sbavature di materiale richiamanti il *galling*, con notevole trasferimento di materiale da una superficie all'altra non presenti sulle superfici dei denti nel sistema reale.

Per questo motivo, si è preferito perdere la corrispondenza del valore della velocità di strisciamento con il vincolo di mantenere invariato il rapporto tra gli strisciamenti specifici, che nel caso considerato è circa 2. Come si può vedere in Figura 7 il danneggiamento è apparso molto simile a quello riscontrato sulle superfici dei denti, evidenziando, in particolare, il *pitting*.

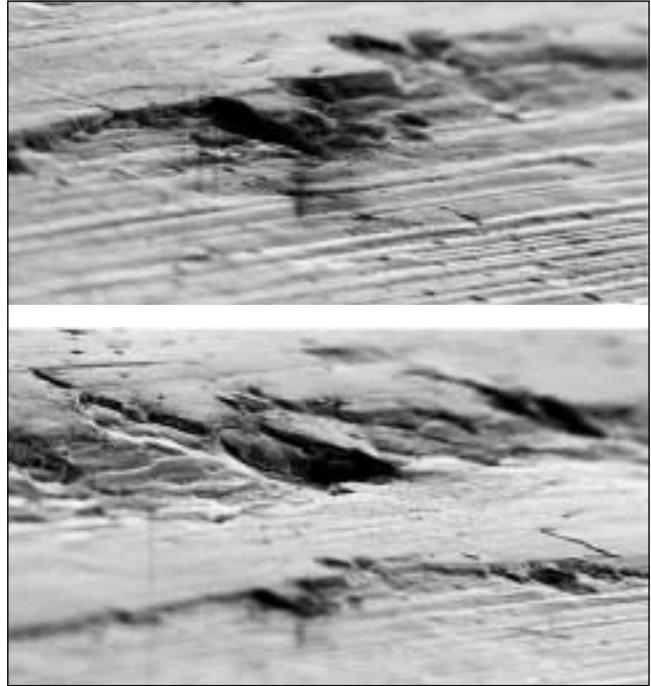


Fig. 6 – Risultati ottenuti rispettando la condizione di medesima velocità di strisciamento ma senza rispetto della conformità dei rapporti tra gli striscimenti specifici.

Fig. 6 – A view of a sample worn surface portion, as appeared at the simulation end, under the condition of preserving the same sliding speed as in the real system.

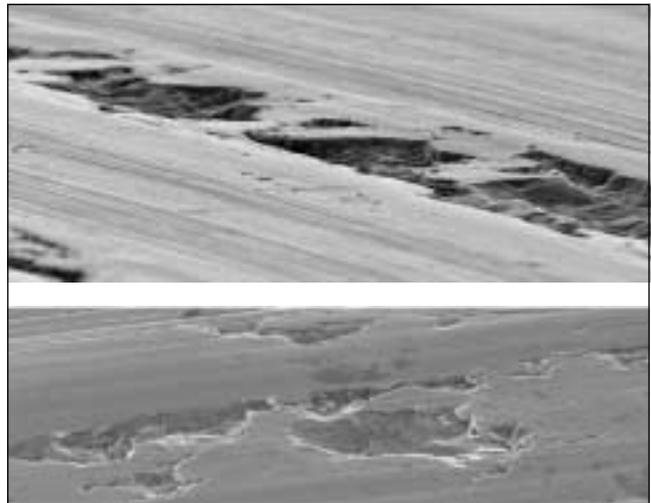


Fig. 7 – Risultati ottenuti tralasciando la condizione di conformità sulla velocità di strisciamento, rispettando quella dei rapporti tra gli striscimenti specifici.

Fig. 7 – A view of a sample worn surface portion, as appeared at the simulation end, under the condition of preserving the same specific slides ratio as in the real system.

CAUSE E RIMEDI

La perdita di funzionalità di una coppia di ruote dentate è causata, in primo luogo, da rottura, quando vi è il superamento del carico di snervamento o di fatica. Tuttavia, con opportuna progettazione, tale causa può essere superata. Più complesso, invece, appare il contenimento della ripetizione ciclica di urti tra i denti in condizioni dinamiche, che può portare a grippaggio per deterioramento eccessivo. Anche questo problema può essere affrontato in fase di progetto, ad esempio diminuendo il carico dinamico tra i denti. Infine, la comparsa di usura eccessiva sulle superfici dei denti porta a

grippaggio le ruote prematuramente.

In generale, tutte le cause di grippaggio sono tra loro legate e si influenzano sinergicamente. Ciò evidenzia ancora di più l'importanza del contenimento dell'usura, talvolta, purtroppo, trascurata sia in fase di progettazione che di esercizio. Sembra opportuno notare come in molti casi pratici non sia affatto facile stabilire il motivo per il quale un ingranaggio ha grippato per usura superficiale dei denti, presentandosi tale problema come un vero e proprio rompicapo. In vero, sono molte e svariate le cause che potremmo definire *primarie*. Tra queste:

- a) la rottura del film fluido di lubrificante e della sua azione elastoidrodinamica;
- b) la contaminazione del lubrificante con polveri o sostanze sospese nell'olio o con sostanze corrosive;
- c) il riscaldamento eccessivo dell'olio, con perdita eccessiva di viscosità;
- d) la presenza di vibrazioni nel sistema, dovute al carico dinamico o trasmesse alle ruote dall'esterno;
- e) il cattivo funzionamento degli organi di tenuta;
- f) errori di allineamento nel montaggio.

Tali fattori possono senza dubbio influenzare l'usura tra i denti aumentandone il tasso in modo significativo. Tuttavia, anche nelle migliori condizioni, l'usura si presenta sempre nei sistemi, poiché è praticamente impossibile mantenere continuamente il regime elastoidrodinamico, il quale, peraltro, non può comunque ovviare all'applicazione ciclica del carico che si trasmettono le superfici attive dei denti, deformandosi.

In fase di progettazione sarà, dunque, importante considerare attentamente ogni fase del procedimento evitando, in particolare, errori su:

- a) geometria: quali, ad esempio, la presenza di interferenza, uno spessore e/o un modulo inadeguato ed un insufficiente dimensionamento degli alberi o dei cuscinetti, che può portare a veri e propri disastri anche se le ruote sono perfettamente dimensionate;
- b) materiali: quali una scelta inadeguata, l'adozione di materiali non compatibili sotto il profilo tribologico o la scelta sbagliata di trattamenti, rivestimenti e finiture superficiali;
- c) lubrificazione: quale una scelta non adeguata dell'impianto di lubrificazione, dell'olio base e degli additivi;
- d) qualità: quali gli errori sulla scelta dei criteri di qualità da seguire, come ad esempio una scelta sbagliata delle classi AGMA.

Anche in fase di messa in opera si dovrà cercare di evitare errori su:

- a) geometria: quali l'errato montaggio o la presenza di disallineamenti;
- b) dinamica: quale la trasmissione agli alberi di vibrazioni generate da sorgenti esterne;
- c) lubrificazione: quale un non adeguato sistema di raffreddamento e di filtraggio;
- d) manutenzione: quale un programma di manutenzione insufficiente o addirittura assente.

Le buone norme generali di progettazione sono per gli ingranaggi quanto mai utili per contenere malfunzionamenti ed usura. In particolare, occorre innanzitutto adottare, se possibile, una buona precisione di costruzione con adeguate lavorazioni, trattamenti superficiali, quali, spesso, la cementazione e la nitrurazione, e finitura. Infatti, l'aumento della durezza porta generalmente a diminuzioni degli attriti, come anche mostra, sia pur nei suoi limiti di applicabilità, la (7).

Altri vantaggi potrebbero ottenersi pianificando un periodo di rodaggio a carichi ribassati. Come pure, l'adozione di coppie di materiali non chimicamente affini potrebbe limita-

re i fenomeni di adesione tra i picchi delle asperità superficiali.

Tra i rimedi all'usura validi generalmente per i tribosistemi bisogna dare risalto al miglioramento della lubrificazione. In base alla specifica applicazione il progettista dovrà pianificare le seguenti attività:

- a) scelta del sistema ottimale di adduzione dell'olio e dell'impianto di lubrificazione;
- b) scelta del lubrificante;
- c) scelta degli additivi;
- d) verifica delle condizioni del film fluido di separazione tra le superfici;
- e) l'analisi di soluzioni alternative, come, ad esempio, l'adozione di lubrificanti grassi o solidi, o di materiali sinterizzati.

Come rimedio estremo, quando ciò sia possibile, si può prevedere una diminuzione della gravosità del funzionamento diminuendo i carichi e, di conseguenza, le pressioni massime di contatto, cercando anche di mantenere limitato il prodotto *velocità × pressione* che riveste un ruolo di notevole importanza per la determinazione di quanto grave sia la considerata applicazione ai fini dell'usura. I manuali tecnici, oltre ad offrire formule di facile uso per la verifica a resistenza ed al riscaldamento, presentano spesso anche formule dedicate ad una verifica detta, forse con troppa enfasi, all'*usura*, basate sostanzialmente [17] su una relazione di confronto che tende a limitare una pressione di riferimento data dal rapporto

$$\frac{T}{bm}$$

tra il carico T tangenziale alle primitive ed un'area rettangolare avente come lati il modulo m e la lunghezza assiale delle ruote b , in base alla conoscenza delle rigidità dei materiali, del numero di denti, delle durezza superficiali, delle ore di funzionamento e delle velocità di rotazione, tenendo anche opportunamente conto della qualità della lavorazione e della lubrificazione. In generale, conviene che tali relazioni siano ampiamente verificate, specialmente per gli ingranaggi veloci.

Altri rimedi di carattere generale riguardano la strategia di manutenzione. In particolare, potrebbe dare buoni frutti:

- a) la periodicità del monitoraggio e del controllo tramite ispezioni pianificate;
- b) il monitoraggio della rumorosità e delle vibrazioni del sistema;
- c) il cambio dell'olio e dei filtri;
- d) l'adozione di filtri di elevata qualità, con filtraggio di particelle sottili, spinto fino ai 3 μm di dimensione lineare;
- e) il controllo del raffreddamento dell'olio;
- f) il controllo e la sostituzione degli organi di tenuta;
- g) la verifica sugli additivi impiegati.

Nelle settore specifico delle ruote dentate la riduzione del danneggiamento superficiale può essere sensibilmente ottenuta mediante interventi, in fase di progettazione, atti a migliorare il funzionamento degli ingranaggi, contenendo, così, alla radice alcune delle cause che possono aggravare l'usura.

L'adozione di profili ribassati o corretti può, ad esempio, dare qualche giovamento. Nei profili ribassati, infatti, le velocità massime di strisciamento sono diminuite, anche se la contemporanea diminuzione del fattore di ricoprimento può provocare problemi dinamici. Più promettenti, invece, sembrano i profili corretti, nei quali il punto di imbocco M_1 viene allontanato dal centro di curvatura T_1 dell'evolvente del dente del pignone, senza influire sul fattore di ricoprimento. Ciò implica:

- a) la diminuzione della curvatura equivalente, con conse-

- guente diminuzione, secondo Hertz, delle pressioni massime di contatto;
- b) la diminuzione dello strisciamento specifico s_1 alla base del dente del pignone, che, dalle (26) e (27) si vede essere solitamente il più gravoso;
 - c) la diminuzione del coefficiente di velocità che contribuisce all'innescio di urti e sovraccarichi dinamici;
 - d) il miglioramento del rendimento istantaneo nel punto di imbocco.

Infine, con ottimi risultati per gli ingranaggi veloci, può essere conveniente adottare una spoglia in testa ai denti al fine di diminuire la velocità d'urto che si verifica in pratica per la flessione dinamica dei denti.

CONCLUSIONI

Tutti gli interventi proposti, volti a rimediare al problema dell'usura meccanica, sono senza dubbio utili e spesso efficaci, anche se nella realtà dei fatti si è costretti fare i conti con i costi che essi comportano. Qualsiasi tipo di operazione, infatti, provoca un aggravio di costi vivi di materiale o servizi, spesso affidati a terzi, ed impiego di personale specializzato, con possibili rallentamenti o fermi temporanei dei cicli di produzione. Tali oneri possono indurre le aziende a limitare le attività di prevenzione dell'usura, accettando quest'ultima come un qualcosa di ineluttabile cui rimediare con la pratica e l'esperienza. Tuttavia, oltre a consentire un ritorno economico immediato in termini di maggiore efficienza di esercizio e minore produzione di scarti ad alto potenziale inquinante per l'ambiente, una *saggia* strategia di contenimento dell'usura porta certamente al miglioramento della qualità del prodotto con forte aumento della competitività, cui difficilmente l'azienda moderna può rinunciare. La chiave del problema consiste, dunque, nel trovare la giusta selezione degli interventi che andranno mirati in modo tale da non appesantire la produzione con costi inutili. L'esempio proposto è stato emblematico. Non potendo simulare perfettamente l'ingranaggio reale con il tribosistema standard, l'adozione della concordanza del rapporto tra gli strisciamenti specifici ha condotto a test di prove che hanno simulato bene il sistema reale senza *stravolgere* la macchina a disposizione. Anche se la procedura descritta non è perfettamente attendibile ai fini della predizione dei tempi assoluti di apparizione del danneggiamento sul sistema reale, è comunque dimostrato che può essere molto efficace ai fini del confronto tra diversi materiali o trattamenti superficiali. Infine, limitatamente alle capacità interpretative del modello teorico, si è verificato sperimentalmente che gli strisciamenti specifici sono, ai fini della simulazione, molto più importanti della velocità di strisciamento.

RINGRAZIAMENTI

Si ringrazia il Centro Sviluppo Materiali per aver messo a disposizione le immagini riportate alle Figure 6 e 7, relativa alla ricerca, tutt'ora in corso di sviluppo, descritta nel paragrafo "Casi particolari di simulazioni sperimentali". In particolare, si ringraziano l'ing. Fabrizio Casadei e l'ing. Domenico Stocchi per la loro disponibilità.

RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] ASTM, Designation G 40 – 96, 1997 Annual Book of ASTM Standards, Sec. 3, Vol. 03.02, Standard Terminology Relating to Wear and Erosion.
- [2] Blau, P.J. and Budinski, K.G., Development and use of ASTM standards for wear testing, *Wear*, 1999, Vol. 225 – 229, pp. 1159 – 1170.
- [3] Neale Cons. Engineers, Ind. Mechanical Solutions, Gear Failures, <http://www.tribology.co.uk/services>.
- [4] Gary De Lange, Failure Analysis for Gearing, Paper Age, Sept. 2000, <http://www.paperage.com>, 2000 O'Brien Publ. Inc.
- [5] Dowson, D. and Higginson, G.R., *Elasto-hydrodynamic lubrication*, 1966, Pergamon Press, Oxford.
- [6] Hamilton, G.M. and Moore, S.L., Deformation and Pressure in an elasto-hydrodynamic contact, *Proc. of the Royal Society*, 1971, A322, pp. 313 – 330.
- [7] Archard, J.F., Contact and Rubbing of flat surfaces, *J. of Applied Physics*, 1953, Vol. 24, pp. 981 – 988.
- [8] Archard, J.F. and Hirst, W., The wears of metals under unlubricated conditions, *Proc. of the Royal Society*, 1956, A236, pp. 397 – 410.
- [9] Reye, T., *Zur Theorie der Zapfenreibung*, *Der Civilingenieur*, 1860, Vol. 4, pp. 235 – 255.
- [10] Scotto Lavina, G., *Lezioni di meccanica applicata alle macchine*, Siderea, Roma, 1970.
- [11] Ruggieri, G., Righettini, P., *Ruote dentate con spostamento del profilo*, McGraw-Hill, Milano, 2003, p. 33.
- [12] Villaggio, P., *Wear of an Elastic Block*, *Meccanica*, 2001, Vol. 36, pp. 243 – 249.
- [13] Williams, J.A., *Engineering Tribology*, Oxford Science Publ., New York, 1994.
- [14] Huq, M.Z. and Celis, J.-P., Expressing wear rate in sliding contacts based on dissipated energy, *Wear*, 2002, Vol. 252, pp. 375 – 383.
- [15] Flodin, A. and Andersson, S., Simulation of mild wear in spur gears, *Wear*, 1997, Vol. 207, pp. 16 – 23.
- [16] Flodin, A. and Andersson, S., Simulation of mild wear in helical gears, *Wear*, 2000, Vol. 241, pp. 123 – 128.
- [17] Nuovo Colombo, *Manuale dell'Ingegnere*, Hoepli, Milano, 1985, 81esima edizione.

A B S T R A C T

INTRODUCTION TO WEAR IN GEARS: TYPOLOGY AND MODELLING

KEYWORDS:
tribology, wear, gears

The idea of a comprehensive review of wear in gearing has been matured during a one day conference organized in Milan by the Tribology Group of the Italian AIM, Associazione Italiana di Metallurgia. The large variety of the speakers' fields of interest has shown, in that occasion, how wear in gears is a topic rather difficult to be fully understood, specially if all the possible physical and chemical influence pa-

rameters are taken into account. In this paper, an attempt has been made to offer a simplified and comprehensive review of the subject, under a general point of view. For this reason, the most common types of a surface damage are firstly resumed, by using its empirical classification, as commonly accepted by engineers, researchers, and practitioners, sometimes borrowing some definitions from the ASTM standards. In particular, both older and newer terms, such as pitting, micropitting, scuffing, scoring, spalling, scratching, galling, plowing, brinelling, rippling, and ridging are reviewed. Although most of these terms are very familiar to technicians, they have been included anyway for the sake of completeness, hoping that readers will find use-

ful re-examining some.

Subsequently, the main kind of wear mechanisms and processes are briefly introduced. The concepts are presented in a very general and compendiously mode, with the aim of looking into the nature of the most important wear mechanisms and processes, such as adhesive wear, abrasive wear, corrosive-abrasive wear, stick-slip, corrosive wear, erosion, corrosion-erosion, rolling contact surface fatigue, run-in, fretting corrosive fretting, and tribo-oxidation. In the same paragraph, the transformations of wear regimes across the wear maps transition curves are reminded, pointing out that there may be some variations of the tribosystem parameters that, although small, may yield great effects on the wear rate, bringing the system from the mild wear to the severe, or, occasionally, even to catastrophic, wear regimes.

After presenting general concepts on wear, those particular tribosystems which are composed of gear pairs are taken into consideration. The problem with them is that in the contact points sliding, rolling, and spinning may simultaneously take place. These different contact conditions play an important role in the definition of the lubrication regime, as well as of the local pressure distributions, and, as a consequence, of the teeth wear. Lubrication, indeed, turns out to be the real best way to reduce significantly wear, specially in gearing. In fact, the existence of a fluid film interposing between the teeth surfaces let the gears run under velocity and load conditions surprisingly grave. In fact, it is known that in gears the minimum film thickness is greater than the one evaluated through the hydrodynamic lubrication theory. A full understanding of this phenomenon has been acquired thanks to the EHD elasto-hydro-dynamic lubrication theory, which takes into account the dependence of lubricant viscosity on the local pressure and on the surfaces elastic deformations. However, it is not always possible to achieve EHD conditions for lubrication, because of excessive, vibratory, or impulsive loads and, sometimes, of slow gear velocities. In such cases direct contacts can be difficultly avoided, unless layers of few molecules keep covering the teeth surfaces. The presence of these layers can be aided by some additive in the base oil, with limited protection of the surfaces (boundary lubrication). For this reasons, it may be helpful, if possible, to adopt, as in the marginally lubricated systems, porous materials or sintered metals that allow the release of small amount of lubricant, which can contribute in surface separation.

The fourth paragraph of this article deals with the difficult task of wear modelling. The problem is that there are too many, of too many kinds, parameters which have influence on wear. In gears, specifically, contact kinematic is rather complex, since sliding, rolling and spinning can appear simultaneously. Hence it is not easy to apply the predictive methods commonly used in tribology. Among them, two are herein reviewed with particular emphasis, namely, the Archard equation and the Reye wear hypothesis.

As known, the Archard equation can be written in the form

$$\frac{V}{s} = k \frac{N}{H} \quad (A1)$$

where V is the volume of the worn material lost from the surfaces in the unit time, s is the sliding distance in the same time, k is an adimensional wear constant, N is the normal load and H is the hardness. Assuming that the lost volume is equal to the product of the apparent area of contact by the normal worn thickness dh , the Archard's relation can be rewritten in the form

$$\frac{dh}{dt} = Kpw \quad (A2)$$

where p is the pressure, w is the sliding speed, dt is the infinitesimal time interval, and K is another dimensional constant.

On the other hand, Reye's approach is based on the hypothesis that the volume of worn material after the distance s has been covered is proportional, according to a constant, to the work performed by the friction tangential force T in the same distance

$$V = \frac{1}{\tau_k} Ts \quad (A3)$$

where τ_k is a characteristic tension of the tribosystem herein introduced. According to this equation, the lost normal height rate is given by

$$\frac{dh}{dt} = f \frac{p}{\tau_k} w \quad (A4)$$

which looks very similar to (A2).

Reye's method, which is known, alternatively, as the energy dissipated method, is particularly interesting for wear analysis in gears, since the flow of energy created by the dissipative forces can be supposed as causing a damage on the two surfaces which is inversely proportional to the areas of the two surfaces that are swept by the contacts curve in an infinitesimal time interval (see Figure 2). As a consequence, the amount of damage is not equal on the two teeth, but in correspondence of the pitch point. In the other points along the contact line of the frontal plane, the normal worn height on the two profiles s and σ will be proportional to the specific slides

$$\sigma_1 = \frac{w}{u_s} \quad (A5)$$

and

$$\sigma_2 = \frac{w}{u_\sigma} \quad (A6)$$

accordingly to the relations

$$\delta h_s = \frac{1}{\tau_k} fp \sigma_1 \delta \alpha \quad (A7)$$

and

$$\delta h_\sigma = \frac{1}{\tau_k} fp \sigma_2 \delta \alpha \quad (A8)$$

being u_s and u_σ the speeds of the virtual contact point on the two profiles.

As for the reported case study, the specific slides can be of fundamental importance in order to simulate surface damage in a gear pair by using a standard Ring-on-Ring tribometer.

In fact, some limits imposed by the tribometer adopted in this investigation did not allowed to achieve the correct values of the sliding speed w and of the two speeds u_s and u_σ , simultaneously. In a first attempt, the simulator's sliding speed was set in such a way to be the same as in the real teeth contact, in the worst point of the recess phase. As a consequence, the operative specific slides, and their ratio, did not complied with those of the gears. By adopting such assumption, the simulations gave poor results, as shown in Figure 6. In the other attempt, the tribometer rings angular velocities were set in such a way to maintain the same ratio of the two specific slides as in the real system. Although, in this case, the above mentioned limits did not allowed to achieve a good correspondence of the sliding speeds in the real and in the accelerated systems, the simulation yielded surprisingly good results. As a matter of facts, surface damage on the sample tests appeared very similar to the one observed on the real teeth surfaces, as shown in Figure 7.

Finally, some activities are suggested, in the last paragraph, with the aim of preventing gears from severe wear. The actions concern both design and maintenance strategy, with reference to materials, surface treatments, lubrication, geometry, and dynamic.