**Bazzaro E., Levi F., Baragetti S.**

**ANALISI PROBABILISTICA APPLICATA ALLA PROGETTAZIONE DI IMPIANTI A FUNE CON MOVIMENTO A “VA E VIENI”**

**Sommario**

Viene qui riportato un esempio di analisi probabilistica, applicato agli impianti funiviari, di funivie a va e vieni. Dopo un breve richiamo dei principali concetti probabilistici che intervengono nel calcolo dell’affidabilità, viene studiato il modello di cedimento dell’impianto prendendo in considerazione i principali componenti del medesimo. Si perviene così alla stesura dell’albero dei guasti ed alla discussione del medesimo. Il lavoro è concluso con un’analisi particolareggiata della frenatura sulla portante per effetto di rottura dell’anello trattivo. Un esempio numerico di calcolo dell’affidabilità di tale freno di emergenza completa l’esposizione. In conclusione vengono svolte alcune considerazioni sulla affidabilità di questo tipo di impianti.

**1-Premessa**

Nella presente memoria viene condotto un esempio di analisi probabilistica rivolto ad un impianto bifune a “va e vieni” del tipo a doppia portante. Per semplicità si farà riferimento ad un impianto ad una sola campata. Verrà analizzato l’anello trattivo con i relativi dispositivi di comando, intendendo con tale dizione il complesso fune traente, fune zavorra, argano, attacchi della fune al carrello del veicolo, freno agente sulle funi portanti (comunemente indicato “freno sulla portante”) e dispositivo tenditore. Ci si rifarà ancora ad un impianto con dispositivo tenditore perché a tutt’oggi, almeno in Italia, si ha un solo esempio di impianto con anello trattivo ancorato.

L’analisi ha come oggetto il pericolo di caduta del veicolo o meglio di incontrollabilità dello stesso. Questo perché anche in alcuni regolamenti funiviari è ammessa una eventuale riduzione del grado di sicurezza degli organi di comando del veicolo qualora questo sia provvisto di freno sulla portante.

Il tutto con lo scopo di mostrare come la probabilità di cedimento, oppure di non cedimento, del singolo componente possa influenzare quella di tutto il sistema.

Si puntualizza però che la presente memoria si riferisce ad una analisi probabilistica riguardante i fenomeni intrinseci alla struttura meccanica e non prende in considerazione tutti i problemi affidabilistici della progettazione come la riparabilità, la forma di manutenzione (programmata oppure no) oppure la stima della vita economica. D’altra parte, neppure verranno presi in considerazione fenomeni sostanzialmente escludibili con una corretta progettazione.

**2-Richiami sui concetti di progettazione affidabilistica**

Per cedimento si intende un evento che non permette al componente o all’impianto di svolgere la sua funzione. Di conseguenza la probabilità di cedimento è la probabilità che l’elemento o l’impianto possa andare fuori servizio, mentre come affidabilità si intende l’evento favorevole o la probabilità per cui l’impianto continua ad essere nella condizione di svolgere le sue funzioni. Naturalmente, nel caso dell’analisi strutturale, queste due probabilità sono dovute alla probabilità di avere certi carichi e certe resistenze: la prima con (S<L) ossia la probabilità di avere le resistenze minori dei carichi, la seconda con (S>L), ossia la probabilità di avere le resistenze maggiori dei carichi.

In forma matematica, indicando con f(L) e f(S) rispettivamente la densità di probabilità con cui sono distribuiti i carichi e quella con cui sono distribuite le resistenze, si ha:

 1)

od anche scrivendo che S-L risulti maggiore di zero. In termini probabilistici tale condizione è espressa mediante il “margine di sicurezza probabilistico”:

 2)

avendo indicato con σL e σS gli scarti quadratici medi dei carichi e delle resistenze.

Nel caso che entrambe le distribuzioni siano normali, a η corrisponde una certa affidabilità data dall’integrale della distribuzione normale, di cui t è la variabile standardizzata (V. formula 3.2). La soluzione di questo è facilmente reperibile in forma tabellare nella letteratura probabilistica:

 3.1)

 3.2)

 3.3)

Nel caso generale invece l’affidabilità, espressa mediante la 1), può essere apprezzata applicando la disuguaglianza del Tchebycheff che porta ad una stima restrittiva della suddetta probabilità. Disuguaglianza che si basa sostanzialmente sulla definizione di media e di scarto quadratico medio /4/.

D’altra parte è pure noto come da un punto di vista affidabilistico sia più importante la variazione dei carichi rispetto a quella della resistenze. Constatazione che conduce ad introdurre la cosiddetta “loading roughness“ che dà appunto la misura dello scarto quadratico medio dei carichi rispetto a quello della funzione differenza resistenze-carichi. Questo coefficiente assume la forma:

 4)

ed è sempre compreso tra zero ed uno. A LR=0 corrisponde una dispersione dei carichi trascurabile rispetto a quella delle resistenze, mentre LR=1 indica una situazione in cui le resistenze sono disperse in modo trascurabile rispetto ai carichi.

Per confrontare i risultati delle calcolazioni probabilistiche con quelli delle tradizionali, la 2) può essere scritta esplicitando il coefficiente di sicurezza deterministico assunto pari al rapporto tra le medie delle resistenze e dei carichi. Con facili passaggi si ottiene la 5):

 5)

Questa lega appunto il predetto coefficiente di sicurezza con il margine di sicurezza probabilistico e la loading roughness.

Se le dispersioni tanto dei carichi quanto delle resistenze sono tali da non dare adito ad interferenze tra le due grandezze, allora può dirsi che l’affidabilità è intrinseca. Ossia è escludibile a qualsiasi livello di probabilità l’evento che L sia maggiore di S. Questo può aversi o se le dispersioni non hanno distribuzione infinita ma risultino limitate in punti non comuni ad entrambe oppure qualora la predetta interferenza avvenga a livelli di probabilità da considerarsi irrisori. Ad esempio in caso di distribuzione normale qualora il coefficiente di sicurezza probabilistico risulti molto elevato

Vengono definiti come elementi in serie o in parallelo /7/ gruppi di componenti che abbiano le seguenti proprietà:

*Elementi in serie*: con tale dizione si intende un gruppo di componenti connessi in modo che il cedimento di uno di questi sia sufficiente a mettere fuori servizio l’intera struttura. Esempio banale di tale tipo di collegamento è rappresentato da una catena soggetta a trazione: il cedimento di una maglia è sufficiente a causare il cedimento dell’intera struttura. Qualora i cedimenti fossero tra loro indipendenti, la condizione di resistenza è data dall’evento che ogni anello resista. Quindi l’affidabilità del sistema è pari al prodotto di quella delle singole maglie.

*Elementi in parallelo*: vengono definiti elementi in parallelo insiemi la cui architettura è tale, che il cedimento dell’intero complesso richiede, almeno da un punto di vista teorico, il collasso di tutti gli elementi. Si è così in un caso complementare rispetto a quanto sopra detto: la probabilità di cedimento di tutta la struttura, qualora i cedimenti stessi fossero indipendenti, è pari al prodotto delle probabilità di cedimento di ogni singolo componente.

Naturalmente le regole sopra enunciate per la serie ed il parallelo si basano sulla ipotesi della indipendenza delle probabilità di cedimento dei singoli elementi, ipotesi che non sempre è verificata nelle costruzioni reali perché è molto comune il caso in cui tutti gli elementi siano soggetti a carichi influenzati dalla sollecitazione generale. Quindi l’indipendenza va discussa caso per caso a meno che i carichi abbiano una variabilità molto minore rispetto alla variabilità delle resistenze. Ossia se, come sopra definita, l’affidabilità strutturale, di cui ci si occupa nella presente memoria, è la probabilità che le resistenze siano superiori alle sollecitazioni, allora, se ad esempio queste ultime non fossero disperse, l’unica dispersione sarebbe quella delle resistenze, che ovviamente è diversa da elemento ad elemento. Poiché questi sono diversi e la scelta dell’uno non influenza la scelta dell’altro, le affidabilità degli elementi sono tra loro non connesse.

In caso di elementi in serie, se i carichi hanno una certa variabilità è chiaro che il cedimento di tutta la struttura dipende dal cedimento dell’anello più debole, ed anche qualora tutti gli elementi fossero uguali, il cedimento di un solo anello comporterebbe il cedimento di tutti gli altri. Nel caso di parallelo sarebbe invece la probabilità di cedimento dell’elemento più resistente a determinare la probabilità di cedimento di tutto il sistema.

Da un punto di vista generale si può osservare che nel caso di elementi in parallelo ammettere l’indipendenza degli eventi equivale a sovrastimare l’affidabilità del complesso, il contrario avviene nel caso di elementi in serie.

**3-Impostazione del modello**

Si tratta a questo punto di analizzare, con schema probabilistico, i dispositivi di comando come brevemente elencati nella premessa: cioè dando a questi il significato di elementi in serie o in parallelo a seconda che il cedimento di uno porti al cedimento di tutto l’impianto oppure, se per avere questo, occorra la concomitanza del collasso di più componenti. Successivamente si dovrà quantizzare quanto già detto stimando i valori numerici delle probabilità sopra menzionate.

Rispetto quindi ad una incontrollabilità del veicolo gli elementi che possono intervenire sono:

il *motore*, intendendo con tale dizione l’intero azionamento elettrico

il *freno di servizio*, in parallelo al precedente

il *riduttore di velocità*, in serie al motore ed al freno di servizio

il *giunto*, collegante il riduttore all’albero della puleggia motrice, l*’albero della puleggia motrice,* il *ringfeder,* tutti e tre disposti in serie

A valle di tutto questo si ha poi la vera linea composta da:

la *puleggia motrice*

il *freno sulla puleggia motrice*, posto in parallelo alla puleggia stessa e quindi a tutta la parte a monte di quest’ultima

la *fune traente*, la *fune zavorra*, la *puleggia di rinvio*, i *dispositivi di tensione*, tutti disposti in serie; infatti il cedimento di questi porta al non funzionamento dell’intero impianto

Il *freno sulla fune portante*, che interviene a veicolo ormai non controllabile, va invece considerato in parallelo a tutto l’impianto

Quanto detto è rappresentato nell’albero dei guasti sotto riportato. Si specifica che la rappresentazione data non utilizza le figure simboliche spesso adoperate dagli affidabilisti. Ciò in quanto il problema qui trattato è abbastanza lineare sicché sembra più chiaro adoperare una rappresentazione più semplice anche se meno specifica.



**figura 1**: esempio di albero dei guasti per un impianto bifune a va e vieni generico



**figura 2**: rappresentazione schematica dell’impianto cui si riferisce l’albero dei guasti della figura 1.

Naturalmente riguardo all’indipendenza ed alla dipendenza delle singole probabilità di cedimento o di sopravvivenza degli organi sopra menzionati, sicuramente l’accoppiamento freno sulla portante complesso ad esso in parallelo ha certamente un carattere di indipendenza, mentre più delicato è quanto avvenga in tutti gli altri elementi.

**Schema di funzionamento**

Con riferimento alla figura 1, se in particolare si studiano i problemi di frenatura, nell’ipotesi di indipendenza delle probabilità di cedimento dei singoli componenti, si ha:

*tabella 1*

--------------------------------------------------------------------------------------------------

- probabilità di cedimento dei dispositivi di frenatura

elettrica e di quella meccanica di servizio : P1=PMPFS 6)

corrispondente affidabilità R1=1-P1 7)

--------------------------------------------------------------------------------------------------

- effetto dei componenti siti cinematicamente

tra il riduttore ed il ringfeder

(vedere α in figura 1) R2= R1RRRGRARRF 8)

probabilità di cedimento corrispondente a R2 P2=1- R2 9)

--------------------------------------------------------------------------------------------------

- effetto del freno sulla puleggia motrice P3=P2PFPM 10)

corrispondente affidabilità R3=1- P3 11)

--------------------------------------------------------------------------------------------------

- effetto dei componenti costituenti la linea

(vedere β in figura 1) R4= R3RPMRFTRFZRPRRDT 12)

da cui P4=1- R4  13)

--------------------------------------------------------------------------------------------------

- effetto del freno sulla portante P5=P4PFFP  14)

e la corrispondente affidabilità R5=1- P5  15)

--------------------------------------------------------------------------------------------------

dove:

**PM**= probabilità di rottura del motore

**PFS**= probabilità di rottura del freno di servizio

**RR**= affidabilità del riduttore

**RG**= affidabilità del giunto

**RA**= affidabilità dell’albero della puleggia motrice

**RRF**= affidabilità del ringfeder

**PFPM**= probabilità di rottura del freno sulla puleggia motrice

**RPM**= affidabilità della puleggia motrice

**RFT**= affidabilità della fune traente

**RFZ**= affidabilità della fune zavorra

**RPR**= affidabilità della puleggia di rinvio

**RDT**= affidabilità del dispositivo tenditore

**PFFP**= probabilità di rottura del freno sulla fune portante

Alcuni di questi, considerando il sistema di tensione a contrappeso e pensando che i carichi sulle funi sono da considerarsi a dispersione probabilistica limitata perché dovuti sostanzialmente al profilo della funivia e ad elementi di peso noto, hanno affidabilità prossima a quella intrinseca. A questo si può aggiungere che, qualora la puleggia motrice fosse realizzata con più gole, la distribuzione delle tensioni, della fune nel percorso di questa tra puleggia motrice e contropuleggia, non sono note con sicurezza e quindi potrebbe esservi un pericolo di cedimento degli alberi. Questo fenomeno, di solito dovuto a differenze di usura nelle due gole della puleggia motrice, tuttavia può essere ridotto predisponendo particolari organi sensibili che segnalino un eccesso di tali fenomeni. Per tutto quanto esposto possiamo ammettere una affidabilità uguale ad uno per tutte le funi (RFT=RFZ=1), così pure considerare molto bassa la probabilità di cedimento sia del giunto (RG=1) sia del riduttore (RR=1), sia dell’albero della puleggia (RA=1), sia delle pulegge (RPM=RPR=1). In definitiva il sistema risulta così ridotto e di conseguenza le (6)......(15) possono essere semplificate come segue:

P1=PMPFS 6.1)

R1=1-P1 7.1)

R2= R1RRF 8.1)

P2=1- R2 9.1)

P3=P2PFPM 10.1)

R3=1- P3 11.1)

R4= R3 12.1)

P4=1- R4 13.1)

P5=P4PFFP 14.1)

R5=1- P5 15.1)

Quindi, per quanto detto sopra (piccole dispersioni dei carichi), le probabilità di cedimento sono indipendenti. Le formule sopra scritte risultano dunque valide.

Tutte queste dovrebbero essere applicate ai tre casi di:

- *frenatura modulata*, in cui intervengono la frenatura elettrica ed i freni di servizio ed emergenza entrambi in condizione modulata

- *frenatura di emergenza* in cui possono intervenire i due freni meccanici in condizioni di frenatura rapida ed il freno sulla portante (frenatura comandata dai dispositivi di dazio)

- *rottura della fune traente o zavorra*, cui consegue la chiamata del solo freno agente sulla fune portante

Qui per brevità verrà svolto e corredato di un esempio numerico il caso di rottura della fune traente.

**4 - Freni meccanici**

Si prendono ora in considerazione i freni meccanici che, come mostrato nella figura 1, sono: uno di servizio, uno di emergenza, entrambi agenti sull’argano, e otto, quattro per veicolo.

Si tratta di freni in “negativo”, ossia composti da un cilindro idraulico che contrasta la forza esercitata da un sistema di molle, agente sulle ganasce. Quando la pressione in tale cilindro viene ridotta, le suddette molle danno adito alla chiusura del freno, ossia generano il serraggio delle ganasce di questo sulla fune portante.

Ogni freno può quindi essere reso inservibile:

A) per il cedimento di un suo componente.

B) perché l’azione frenante sviluppata non è sufficiente per arrestare il veicolo.

La prima causa di non funzionamento è ascrivibile o ad un guasto nel circuito idraulico, ad esempio non funzionamento di una valvola, oppure al guasto di un elemento della struttura meccanica del freno, come l’inefficienza dell’elemento elastico, oppure il cedimento del sistema morsa (ganasce ed eventualmente meccanismo di azionamento delle medesime).

La seconda può essere generata da una riduzione di attrito tra fune e suole o da una reazione elastica delle molle non sufficiente alla condizione di frenatura.

Per quanto riguarda l’analisi probabilistica, le sunnominate cause di cedimento possono essere considerate entrambe indipendenti dalle condizioni dell’impianto, la prima perché causata da effetti all’interno del freno, la seconda perché possono ritenersi poco sensibili gli effetti di sovraccarico.

**Freno sulla fune portante**

Se si passa ora ad analizzare un freno, realizzato secondo la soluzione rappresentata nella figura 3, soluzione basata su uno schema cinematico assimilabile ad un manovellismo, azionato da una pila di molle a tazza, si possono fare le seguenti considerazioni:



**figura 3**: disegno di assieme di un possibile freno agente sulla fune portante

1 - Il sistema elastico è costituito da una “pila” di molle a tazza, intendendo con tale termine, secondo la denominazione UNI, un gruppo di molle a tazza montate in serie.

Il cedimento di un componente di tale pila può dare adito ad una notevole diminuzione, a freccia imposta, della spinta generata da tale sistema quando esso è in condizione di frenatura. Quindi il cedimento di una molla può rendere inservibile il freno. Ossia, anche da un punto di vista probabilistico, il sistema è da considerarsi in serie. In più si osserva che il precarico è imposto deformando le molle fino ad un valore massimo di freccia, definito dal contatto tra le due ruote rotolanti sulla camma solidale con l’estremo superiore della pila. Il carico corrispondente a questa deformazione può essere considerato di valore costante, o meglio con dispersione probabilistica trascurabile, e perciò le affidabilità delle singole molle possono essere considerate come indipendenti, perché dovute alle sole variazioni probabilistiche dei parametri di resistenza per ogni singola molla.

2 - Sempre con riferimento alla pila di molle a tazza, è noto come il funzionamento di queste sia influenzato dagli attriti che si sviluppano tra dette molle e gli elementi di guida o di appoggio.

Attriti che possono causare, a parità di precarico imposto, una diminuzione di forza che queste esercitano sulle ganasce. Vi sarebbe anche un possibile effetto di flessione non uniforme, che nel caso qui trattato, dato il rapporto altezza della pila scarica/diametro esterno delle molle, sembra potersi sicuramente escludere. D’altra parte, per ovviare a tale pericolo, in caso di pile più lunghe sarebbe possibile suddividere queste in più gruppi. Gruppi ottenuti inframmettendo tra questi degli anelli di opportuna altezza, montati sulla guida con tolleranze tali da costituire con essa delle coppie prismatiche. Si terrà perciò conto degli attriti, impiegando il procedimento riportato nella DIN 2092, basato sulla relazione:

 16)

Dove:

***WM*** è il coefficiente di attrito dovuto allo scivolamento tra le superficie delle molle

***WR*** è il coefficiente di attrito dovuto allo scivolamento tra molle e superficie d’appoggio. Quindi WR è un valore equivalente perché congloba più effetti di attrito

***n*** è il numero degli elementi in parallelo

***F*** è la forza teorica ricavata come in appendice B)

***F’*** è la forza effettiva, da applicarsi, in fase di carico, per imporre al complesso di molle una data freccia. Per il sistema precaricato F’ è la forza sviluppata dopo una un prescritto rilascio

***±*** incertezza di segno che sta ad indicare se le molle sono in fase di compressione oppure di rilascio. Nel primo caso i segni attribuiti ai predetti coefficienti di attrito sono negativi, nel secondo positivi

Nel caso particolare qui trattato la precedente 16) diviene:

 17)

I valori di WR  sono dati sempre dalle sunnominate norme con gli estremi del campo di variazione, ossia WR compreso tra 0.03 e 0.05. In forma sintetica, considerando come d’uso la semiampiezza del campo pari a tre volte lo scarto quadratico medio, si ha WR=0.04±0.003.

3 - E’ noto dalla Meccanica Applicata che gli spostamenti generati da un sistema articolato sono in generale molto influenzati dai rapporti tra le lunghezze delle aste che costituiscono tale sistema. Come già detto il freno rappresentato nella figura 3 può essere interpretato cinematicamente come il sistema articolato illustrato nella figura 4. In questo l’asta ‘m’ può essere interpretata come manovella e l’asta ‘b’, diretta come la congiungente dei centri della camma e della ruota, è assimilabile ad una biella.

Come di consueto, la schematizzazione si riferisce ad un sistema composto da aste rigide, perché, date le dimensioni degli elementi queste costituenti, sembra che le deformazioni elastiche possano essere trascurate. La lunghezza di queste è solo dovuta alla distribuzione probabilistica delle dimensioni dei singoli elementi contenute nel campo di tolleranza adottato.

Con riferimento alla figura 4il calcolo è sviluppato in modo atto, come di normale uso, ad ottenere relazioni numeriche tra le varie grandezze cinematiche.



**figura 4**: rappresentazione schematica del manovellismo del freno

Il calcolo è così condotto. Imposto l’angolo φ si ricava lo spostamento δ della pila di molle a tazza utilizzando in cascata le seguenti formule:

 18)

 19)

Quindi si determinano gli spostamenti delle suole

 20)

e quindi la forza a contatto con la fune

 21)

 22)

Da questo introducendo l’effetto delle tolleranze di lavorazione, si ha:

- campo di tolleranza hδ

- scarto quadratico medio corrispondente, ammettendo una probabilità pari a 0,99 di pezzi contenuti in questo scarto, σ=hδ/(2x3) /5/

Quindi è possibile esporre le misure in forma sintetica mediante media, cioè punto centrale del campo di tolleranza, e deviazione standard della medesima.

Applicando quanto detto nell’appendice A) si può ottenere la deviazione standard delle quantità cercate in funzione di quella dei componenti il cinematismo. Una soluzione dei calcoli in forma chiusa richiede calcolazioni piuttosto onerose, sebbene gli algoritmi adoperati siano di carattere elementare. E’ quindi da preferirsi una soluzione numerica come indicato nell’appendice A). Dato il carattere elementare di quanto svolto, ci si limita qui per brevità a riportare solo i risultati ottenuti. Questi si riferiscono ad un campo di tolleranza con qualità IT8.

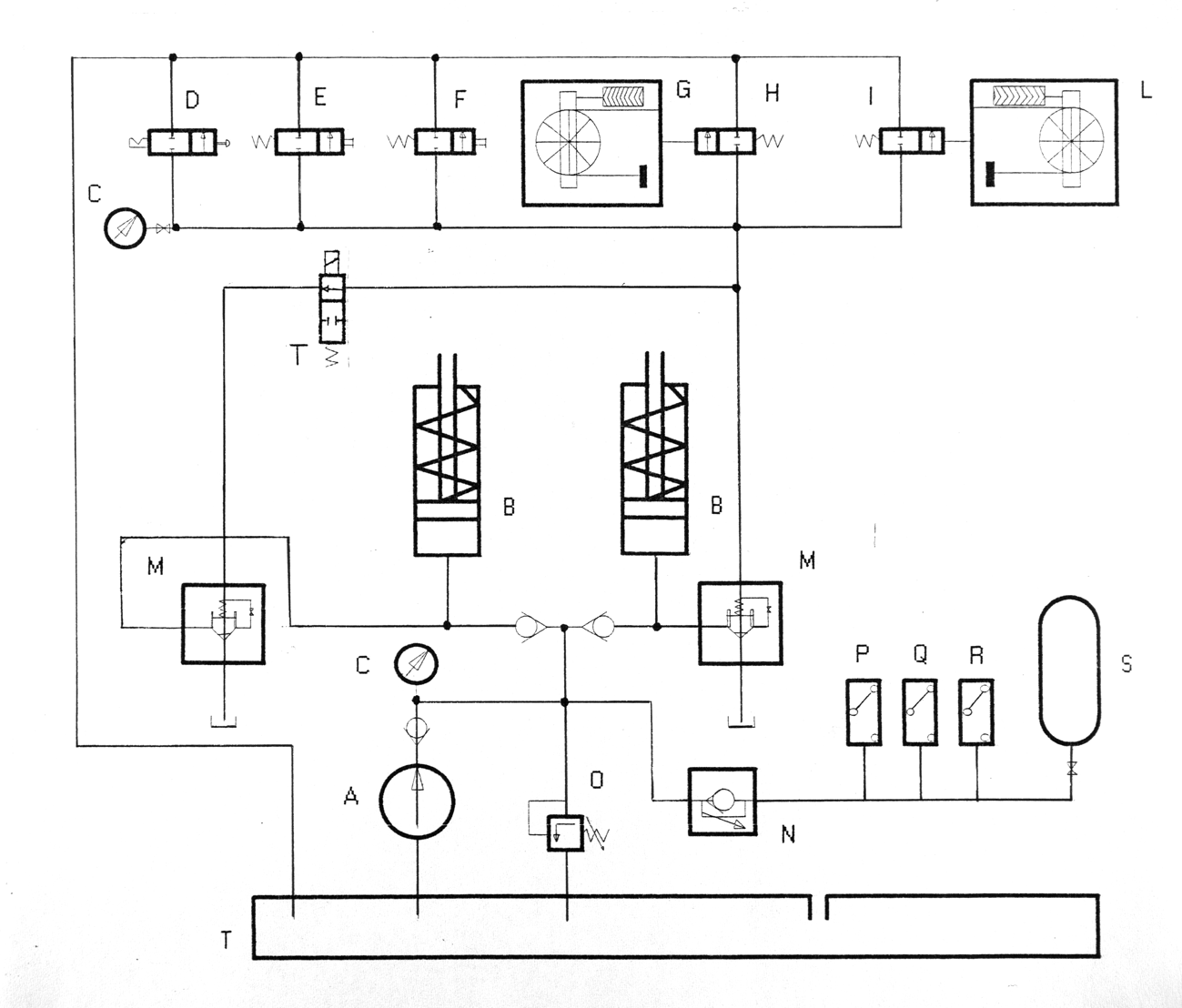
**5 - Dispositivo idraulico**

Con riferimento alla figura 5, su cui sono indicati i componenti del dispositivo idraulico di apertura del freno, si può notare come le unità più importanti, rispetto ad un non intervento del freno, siano le due valvole di scarico. Queste agiscono in serie in caso di frenatura in discesa, mentre una di queste viene esclusa in caso di frenatura in salita. Infatti questo tipo di centralina comanda, pensando ad un impianto bifune di grossa portata, quattro coppie di freni. In caso di frenatura in

salita intervengono solo due coppie, ossia, come detto, viene esclusa una valvola di scarico. Il buon funzionamento di questo componente del freno risulta quindi legato al buon funzionamento delle due valvole sopra menzionate, valvole che possono essere considerate come elementi riparabili. Quindi la affidabilità di detta centralina risulta funzione sia della manutenzione delle predette valvole di scarico, sia dei controlli periodici cui il freno è sottoposto, controlli che, come è noto, il regolamento italiano prevede come settimanali. Sebbene limitati al caso di vettura ferma e che quindi possono denunciare un cattivo funzionamento o della centralina in oggetto oppure dell’elemento elastico. L’affidabilità dei dispositivi idraulici può essere riferita ad una distribuzione con tasso di guasto costante ossia di tipo esponenziale /7/, /14/. E data la elevata frequenza dei controlli eseguiti, l’affidabilità di questi ultimi può essere assunta circa 0.999.

Si trascurano possibili non funzionamenti dei sensori, in quanto in caso di rottura dell’anello trattivo questi hanno forma così elementare che sembra escludibile la possibilità di un mancato funzionamento di questi. E così pure per il controllo della frenatura di emergenza.

Riguardo agli otto freni installati, si specifica che, sebbene meccanicamente questi siano in parallelo, da un punto di vista probabilistico il loro impiego sia in serie. Infatti i freni stessi non sono in soprannumero, sicché il cedimento di uno è causa del fuori servizio di tutto il sistema.



**figura 5**: dispositivo idraulico di apertura del freno agente sulla fune portante

Gli elementi che compongono il dispositivo idraulico di apertura del freno agente sulla fune portante, riportati in figura 5, sono di seguito elencati:

**A**: Pompa elettrica

**B**: Cilindri dei freni

**C**: Manometro

**D**: Comando manuale di vettura

**E**: Valvola azionata dall’extracorsa di stazione di valle

**F**: Valvola azionata dall’extracorsa di stazione di monte

**G**: Organo sensore con tamburello di aggancio della fune  
**H**: Valvola dell’organo sensore G  
**L**: Organo sensore con tamburello di aggancio della fune

**I**: Valvola dell’organo sensore L

**M**: Valvola di scarico

**N**: Strozzatura

**O**: Valvola di massima

**P**: Pressostato per la rilevazione del limite minimo di pressione al di sotto del quale è necessario ricaricare l’accumulatore S

**Q**: Pressostato per la rilevazione della massima pressione di funzionamento

**R**: Pressostato per la rilevazione della riduzione di pressione che denota l’inizio di chiusura del freno

**S**: Accumulatore

**T**: Valvola a sfera comandata dall’encoder

In definitiva l’albero dei guasti del freno sulla portante è riportato in figura 6:

****

**figura 6**: albero dei guasti del freno sulla portante

**6 - Le funi**

Il dimensionamento delle funi è, nella pratica costruttiva, effettuato imponendo un rapporto di lavoro tra il carico di rottura della fune e la sollecitazione a questa applicata. Naturalmente questo modo di procedere è legato a rispettare certi rapporti tra i diametri delle pulegge o comunque degli organi su cui la fune può adagiarsi ed il diametro della fune stessa. Detti rapporti, almeno nei valori imposti dalla normativa, sono tali da ridurre a entità molto piccole le sollecitazioni di flessione. In più si ammette che, comunque realizzati gli afferraggi delle funi ai veicoli, questi non diano adito a sensibili sollecitazioni locali come ad esempio con l’adozione di “attacchi con tamburelli”. In questa ipotesi, il predetto rapporto di lavoro, che di solito è posto pari a cinque, o di poco inferiore, conduce ad un’affidabilità, almeno a fune nuova, che può definirsi intrinseca, ossia la fune viene cimentata ad un livello così basso da potersi escludere, anche da un punto di vista probabilistico, la possibilità di un cedimento di questa. Il tipo di apparecchio in oggetto infatti non permette una grande variazione dei carichi rispetto a quelli di progetto: questi sono imposti dalle caratteristiche costruttive dell’impianto, perciò con dispersioni probabilistiche decisamente piccole e comunque con limiti ben precisi. In più anche se la fune è soggetta a sollecitazione di fatica, questa sarà di tipo pulsante, ossia con tensioni che oscillano tra due estremi positivi, o, come limite, di tipo a ciclo dallo zero. Ciclo la cui resistenza può essere assunta circa la metà del carico di rottura della fune, almeno se si considera un numero di ripetizioni attorno a 105 /13/. Quindi, come posto in evidenza dalla figura 7 - in cui, per semplicità, è data una rappresentazione lineare del diagramma di Goodman - il cedimento per fatica è sicuramente da escludersi perché dovrebbe avvenire per una tensione minima negativa che è non fisicamente spiegabile in base a quanto detto in precedenza. Si deve così ammettere che il cedimento della fune sia la conseguenza di un degrado di questa non necessariamente collegato alla sollecitazione ma dovuto a fenomeni locali, a volte esistenti ma non quantizzabili, o ad effetti ambientali. Degrado che potrebbe vedersi in termini probabilistici come una riduzione della resistenza media ed anche un aumento del campo di variabilità della resistenza medesima. Sembra quindi potersi escludere il cedimento per effetto di sovraccarichi sensibili. Ed in particolare l’affidabilità sembra legata all’esecuzione di controlli non distruttivi eseguiti con opportuna cadenza ed anche ad una buona manutenzione della fune stessa. Da questo punto di vista sembrerebbe ancora confermata l’indipendenza della probabilità di cedimento della fune dai cedimenti degli altri componenti dell’impianto.

**figura 7**: diagramma di Goodman per le funi, tracciato con le convenzioni che la resistenza alla fatica generica sia indicata con S(σmin/σmax), sicché S(0) rappresenta il limite di fatica a ciclo dallo zero

**7 - Esempio numerico**

Come applicazione numerica, viene riportato lo studio della frenatura sulla portante qualora si verifichi il cedimento della traente superiore di un impianto bifune con doppia portante, realizzato con motrice a valle.

a) *Freno: studio dell’affidabilità rispetto al pericolo del non funzionamento del freno sulla portante.*

Ogni vettura è munita di quattro coppie di freni. Questo per avere una differenza di frenatura, in linea, tra l’intervento in marcia in discesa oppure verso monte.

Si tratta di un freno realizzato come già detto con un dispositivo elastico che aziona una sorta di sistema articolato atto a serrare la fune portante. L’elemento elastico è costituito da 25 molle a tazza di dimensioni 140x72x8, ossia si tratta di molle con spigoli di appoggio smussati.

a1)*Verifica di resistenza delle molle a tazza.*

Il calcolo viene condotto considerando le seguenti grandezze:

- diametro Di = 72 mm con campo di tolleranza H12 ossia con scarto quadratico medio pari a 0,05 mm (corrispondente ad un terzo della semiampiezza del campo di tolleranza come può stimarsi applicando la disuguaglianza del Tchebycheff)

- diametro De = 140 mm con campo di tolleranza h12 ossia con scarto quadratico medio pari a 0,066 mm (corrispondente ad un terzo della semiampiezza del campo di tolleranza come può stimarsi applicando la disuguaglianza del Tchebycheff)

- spessore t’=7,5 mm con scarto quadratico medio pari a 0,033 mm

- modulo elastico E=206 GPa con scarto quadratico medio pari a 3945 MPa

- coefficiente di Poisson γ=0,3 con scarto quadratico medio 0,015

- limite di snervamento dell’acciaio (50CrV4) RS=1445 MPa con scarto quadratico medio pari a 26 MPa

Quindi con il metodo illustrato nell’appendice B) si sono ricavati i valori medi delle tensioni e del carico. Dopo, ripetendo i calcoli con i parametri leggermente variati come specificato nell’appendice A), si sono ottenuti, mediante derivazione numerica, gli scarti quadratici medi delle già citate grandezze F e σ. Il risultato è dunque, espresso in forma sintetica con media e scarto quadratico medio:

σ = 1261 ± 27 MPa

valore che non tiene conto degli attriti in quanto corrispondente ad uno schema di carico a freccia impressa (V. figura 3):

Da questo si ricava il margine di sicurezza probabilistico che, come risulta applicando la 2), risulta pari a:

η=4,86

ossia si è molto prossimi all’affidabilità intrinseca (R=0,964131= 0,9999994131) (V. figura 8).

A tale valore del margine di sicurezza probabilistico, anche applicando la 5), corrisponde un coefficiente di sicurezza:

 = 1,15

valore apparentemente piccolo ma giustificato dalla bassa variazione sia dei carichi che delle resistenze e dall’alto livello delle medie degli stessi.



**figura 8**: distribuzione dei carichi e delle resistenze

a2) *Verifica della forza esercitantesi tra fune e suola dei freni*

Si procede al calcolo della forza trasmessa dal sistema elastico quando questo ha compiuto lo spostamento necessario per portare le suole nuove a contatto con la fune. Quest’ultima è una fune chiusa con diametro nominale 68 mm.

Carico esercitato dalle molle:

a) effetto delle dimensioni (valore medio e

deviazione standard) delle medesime F\* = 55,9 ± 1,3 kN

b) effetto degli attriti tra molle e guide F’ = 53,7 ± 1,3 kN

*Manovellismo*:

Con riferimento alle figure 3 e 4, nel caso qui trattato si ottiene:

c = 50 ± 0,008 mm

r = 80 ± 0,008 mm

a = 100 ± 0,009 mm

b = c+r = 130 ± 0,01 mm

k = 65 ± 0,008 mm

m = 402 ± 0,02 mm

δ = 20.9 ± 0,5 mm

β0 = 30°

Avendo ammesso una qualità IT8.

In base alle corse ed agli effetti di attrito, questi ultimi computati secondo la 17), si ottiene, espresso in forma sintetica con media e scarto quadratico medio:

F’ = 53,7 ± 1,3 kN

f = 7 ± 0,1 mm

ed una azione di serraggio tra fune e rame della suola, calcolata secondo le formule 18), 19), 20), 21), 22):

F” = 103,5 ± 2,6 kN

A questa, con un coefficiente di attrito pari a μ = 1/8 ± 0,009, corrisponde una forza di frenatura FFR = 25,9 ± 1,9 kN. Durante la frenatura naturalmente si ha una forte usura delle suole dei freni che, come detto, vengono qui supposte realizzate in rame. Ammettendo tale consumo pari a 5 mm, valore abbastanza verificato negli impianti funiviari, tale forza cadrebbe a 17,5 ± 1,3 kN, questo non considerando una variazione sistematica del coefficiente di attrito per effetto del riscaldamento. In tabella 2 sono elencate le probabilità che le forze di serraggio e frenatura, corrispondenti ad un’usura dei ceppi pari a 5 mm, assumano valori superiori a quelli riportati.

*tabella 2*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Forza di serraggio corrispondente ad un’usura dei ceppi pari a 5 mm [kN] | Forza di frenatura corrispondente ad un’usura dei ceppi pari a 5 mm [kN] | Probabilità di avere una forza maggiore [%] |
| 64.9 | 13,6 | 99,87 |
| 66.6 | 14,9 | 97,72 |
| 68.3 | 16,2 | 84,13 |

Riguardo all’affidabilità strutturale delle leve di comando delle morse del freno, queste, con sezione 130x70 e foro per il perno avente 70 mm di diametro, risultano sostanzialmente in campo di affidabilità certamente intrinseca, quindi a riassunto di quanto fatto la probabilità che il freno non intervenga per cedimento di una sua parte strutturale è pari all’affidabilità della valvola di scarico per la affidabilità delle molle.

Questo, in caso di frenatura in discesa, porterebbe ad avere un’affidabilità pari a:

R = 0,999 x 0,999 x ((0,964131)^25)^8) = 0,99788386

mentre in caso di frenatura in salita l’affidabilità stessa risulterebbe:

R = 0,999 x ((0,964131)^25)^4) = 0,99894137

Per avere un’idea sintetica delle caratteristiche funzionali di questo freno, si riporta nella figura 9 l’andamento della forza di serraggio in funzione della corsa f, nella quale si vede come l’influenza di tale corsa sia decisamente modesta almeno all’inizio della frenatura.



**figura 9**: diagramma forze di contatto-corse delle suole del freno

**Conclusioni**

Dopo quanto esposto, sebbene questo abbia più un carattere esemplificativo ed eventualmente di critica di progetto, senza tuttavia portare dei dati sperimentali di tipo originale, si possono trarre le seguenti conclusioni:

- Gli impianti a fune del tipo qui trattato sono impianti che possono essere previsti con alta affidabilità. Questo perché i carichi su di essi agenti, escludendo eventualmente quanto può avvenire nel campo del cosiddetto “fuori sevizio”, sono carichi per i quali risultano sostanzialmente escludibili delle code teoricamente tendenti ad infinito.

- Per quanto riguarda in particolare la resistenza delle funi questa sembra essere molto lontana dal cimento previsto, almeno se queste sono dimensionate secondo la normativa. Ossia sembrerebbe che il cedimento di tali componenti sia più dovuto ad un deterioramento non solo legato alla sollecitazione di fatica, ma funzione anche di altre cause. Questo è stato messo in evidenza basandosi su dati reperiti in bibliografia /13/ non strettamente legati a quanto avviene nelle funivie. Infatti è ben noto come la durata - fino alla deposizione - delle funi metalliche è abbastanza dispersa da impianto ad impianto. Sembrerebbe quindi di trovarsi in presenza quasi di una progettazione di tipo “*fail safe*” in quanto le funi appunto sono chiamate a resistere mentre sono danneggiate. Di qui risulta evidente l’importanza delle prove non distruttive, soprattutto in corrispondenza degli attacchi della vettura, che permettano di conoscere con buon grado di certezza lo stato delle predette funi. La frequenza di tali prove potrebbe anche influenzare la scelta progettuale di adozione o meno del freno sulla portante.

D’altra parte sarebbe pure auspicabile un maggior studio del comportamento reale delle funi simulando le condizioni di funzionamento quando esse sono montate in impianti funiviari (come ad esempio in /15/, /19/).

- Il freno sulla portante può essere realizzato, almeno nella parte cinematica, con affidabilità molto elevata, sia rispetto al pericolo di inceppamento, sia rispetto alle forze che questo esercita sulla fune portante stessa, affidabilità che può essere ridotta solo dalle dispersioni del coefficiente di attrito. Tuttavia una scelta prudenziale dei valori di tale coefficiente dovrebbe ridurre il pericolo dovuto alle predette incertezze. D’altra parte in tutta la meccanica, ed anche negli impianti funiviari, sono molti gli organi funzionanti per effetto di attrito, basti pensare alle morse delle funivie monofuni tanto ad agganciamento temporaneo quanto permanente. Riguardo quindi alla sicurezza, sebbene, per quanto sopra detto, delle funi opportunamente controllate dovrebbero presentare un’alta affidabilità, tuttavia tale freno può essere un’ulteriore sicurezza riguardo al superamento dei dazi di finecorsa ed extracorsa, come pure rispetto a fenomeni accidentali di deterioramento della fune oppure, se manovrato dal personale in vettura, da possibili imprevisti in linea.

- L’affidabilità dei singoli componenti il freno sulla fune portante influenza l’affidabilità del sistema complessivo; pertanto, soprattutto in presenza di numerosi componenti, è necessario valutare opportunamente l’affidabilità degli stessi.

- Per quanto riguarda l’impiego dei metodi probabilistici alla progettazione, resta qui confermato che:

1) l’impiego di questi da un punto di vista quantitativo è subordinato alla conoscenza di casistiche sperimentali non sempre disponibili da parte del normale progettista.

2) tuttavia l’indagine sistematica delle possibilità di guasto e dei parametri da cui queste dipendono, anche se non corredata da supporti numerici adeguati, permette un’analisi critica del progetto. Infatti questa consente almeno di prevedere in via qualitativa quali siano i parametri più significativi riguardo al cedimento oppure alla sopravvivenza dell’impianto medesimo, parametri i cui effetti devono quindi essere più approfonditi. Questo potrebbe essere condotto dando delle opportune variazioni ai singoli parametri che influenzano i fenomeni e vedere così, mediante confronti, l’importanza che tali parametri hanno sul cedimento della struttura.

**Appendice A** (V. /4/, /5/)

Data la grandezza funzione di n variabili xi ossia

  (A1)

si ha μy media della funzione y

 (A2)

scarto quadratico medio σy

 (A3)

Questo procedimento può anche essere eseguito per via numerica. Ossia stimati gli scarti quadratici medi dei singoli parametri che influenzano tutte le grandezze della funzione in oggetto, il calcolo può essere così condotto: i programmi precedente utilizzati per trovare il valore medio della funzione, possono essere adoperati per ottenere due valori a cavallo del valor medio stesso (introducendo una piccola variazione della grandezza considerata). Con i due valori della funzione considerata, è possibile eseguirne la derivata nel punto medio, variando un parametro alla volta di una quantità molto piccola. In questo modo può essere eseguita in via numerica la derivazione parziale della grandezza in oggetto rispetto al parametro considerato, derivazione che qui è stata eseguita con il metodo della derivazione centrale cioè facendo la differenza tra i due valori della funzione a cavallo del valor medio e dividendo tale differenza per il doppio dell’incremento.

**Appendice B**

Formule utilizzate per il calcolo delle molle a tazza.

Queste sono state ricavate applicando la teoria del Grammell ( V. /1/, /2/) al calcolo di tali componenti (V. /16/). Come la più nota teoria di Almen-Laszlo, anche questa, che però è più generale perché riguarda gli anelli soggetti a flessione “torica”, cioè a momenti radiali uniformemente distribuiti, senza limitazione degli spostamenti compiuti dalla sezione, ammette che ogni sezione radiale della molla ruoti rigidamente nel proprio piano attorno ad un certo punto, giacente su una circonferenza con centro sull’asse della molla stessa. Punto che viene determinato dall’equilibrio alla traslazione circonferenziale della sezione. Per effetto di tale rotazione le fibre circonferenziali subiscono una variazione di lunghezza che dà adito a delle tensioni circonferenziali, variabili da punto a punto della sezione. Questa risulta così inflessa.

Indicati quindi con:

**α** la rotazione compiuta dalle sezioni radiali della molla

**β** l’inclinazione della molla scarica, sul piano normale al proprio asse. Ossia a questa corrisponde l’angolo di conicità 90° -  (V. figura 10).

**Ri** Raggio interno della molla

**Re** Raggio esterno della molla

**R** Raggio della circonferenza su cui giacciono i centri di

rotazione delle sezioni della molla.

**h** Freccia della molla

**F** Carico agente sulla molla

**E** modulo di elasticità longitudinale

**ν** coefficiente di Poisson

**E\*** E/(1-ν2)

**t,t’** spessori della sezione rispettivamente per molle rettangolari ed a spigoli smussati

si ottiene nel caso di molle a sezione rettangolare:

 B1)

dove con p e q si intendono gli assi, paralleli alle mediane della sezione, con origine nel centro di rotazione della sezione stessa.

Il raggio della circonferenza su cui giacciono i centri è dato dalla B2):

 B2)

Mediante l’equilibrio alla rotazione attorno al raggio della generica sezione è possibile ricavare il legame caratteristico tra frecce e carichi applicati. Infatti, indicando con M il momento dell’azione interna attorno al raggio della sezione che passa per il centro di rotazione della medesima si ha:

 B3)

 B4)

 B5)

 B6)

momento che può essere messo in relazione col carico F come sotto indicato:

 B7)

Da qui col legame rotazioni-frecce

 B8)

il problema sarebbe completamente risolto. Tuttavia il procedimento diretto di trovare data la forza F la corrispondente freccia f che richiederebbe l’introduzione della B7) e della B8) nella B3) porterebbe ad un’equazione di tipo trascendente. Quindi, per semplicità di programmazione si preferisce risolvere il problema inverso: ossia imposti un certo numero di valori di frecce mediante la B8), ricavare le corrispondenti rotazioni α che introdotte nella B3) danno il momento dell’azione interna da cui si ottiene il corrispondente carico applicato alla molla. Quindi noto da questa relazione numerica il legame F-f è possibile per ogni valore del carico determinare la corrispondente freccia, da questa la rotazione α, che introdotta nella B1) permette di calcolare le tensioni nei vari punti della molla.

Naturalmente il procedimento qui seguito si riferisce a molle di sezione rettangolare. In caso di molle spianate (V. figura 11), con spianatura pari a 1/150 del diametro esterno, è possibile ripetere il procedimento sopra seguito ricordando che:

- la B2) risulta poco influenzata da questa piccola variazione geometrica

- la B1) non è legata alla forma della sezione

- I1, I2 eI3 sono anch’essi poco influenzati dato che, come già detto, la variazione è piccola

Si considerano solo variati i punti di applicazione delle forze e delle relative reazioni. Di conseguenza le frecce rappresentano gli spostamenti assiali di tali punti.



**figura 10**: molla a tazza a sezione rettangolare

**figura 11**: molla a tazza a sezione rettangolare con spigoli di appoggio smussati

**Bibliografia**

/1/ BIEZENO C.B., GRAMMEL R., Technische Dinamik, Springer, Berlin.

/2/ BIEZENO C.B., GRAMMEL R., Engineering Dynamics, Blackie and Son Limited, Vol. 2, London, Traduzione dell’edizione originale /3/, 1956

/3/ ROTH M., Coefficient of Friction Between Rope and Clip, Internationale Seilbahan-Rundschau, n.3, 1973

/4/ TOGLIATTI G. Fondamenti di statistica, III Ed., Milano, CLUP, 1976

/5/ HAUGEN E.B., Probabilistic Mechanical Design, New York, John Wiley & Sons, 1976

/6/ PAOLINI G., Il problema dell’affidabilità strutturale negli apparecchi di sollevamento, in Giovannozzi R., (ed), Affidabilità strutturale degli organi delle macchine, Bologna, Pitagora, 1979

/7/ CARTER A.D., Mechanical Reliability, II ed., London, Macmillan Education ltf, 1982

/8/ NELSON W., Applied life data analysis, New York, John Wiley & Sons, 1982

/9/ PAOLINI G., Il problema dell’Affidabilità strutturale, Atti del XVII Convegno Nazionale A.I.A.S., Ancona, 1989

/10/ O’CONNOR P.D.T., Practical reliability engineering, III Ed., New York, John Wiley & Sons, 1991

/11/ PAOLINI G., General Concepts on C.P.T.’s reliability, XII Congresso Internazionale dei Trasporti a Fune, organizzato dalla OITAF, Barcellona, 2-5 Giugno, 1993

/12/ PAOLINI G., BAZZARO E., Applicazione di metodi affidabilistici allo studio di veicoli per impianti monofuni ad agganciamento automatico, Elevatori, Novembre/Dicembre, 1993

/13/ FEYRER K., Endurance formula for wire ropes under fluctuating tension, OIPEEC Technical Meeting, “Endurance of Wire Ropes under Fluctuating Tension”, Universitat of Stuttgart, 21st-22nd September 1995

/14/ MURTY A.S.R., NAIKAN V.N.A., Reliability Strength design through inverse distributions-exponential and Weibull cases, Reliability Engineering and System Safety, Vol. 54, 1996

/15/ OPLATKA G., ROTH M., Endurance of steel wire ropes under fluctuating tension and twist: influence of the rope lay, Bollettino OIPEEC, n° 71, 1996

/16/ BAZZARO E., GORLA, C., MICCOLI, S., Lezioni di Tecnica delle Costruzioni Meccaniche, Milano, Edizioni Spiegel, 1997

/17/ MINISTERO DEI TASPORTI-DIREZIONE GENERALE M.C.T.C., D.M. 15 Febbraio 1969, n. 815, Prescrizioni Tecniche Speciali per le Funivie Bifuni con Movimento a va e vieni.

/18/ Dipartimento Federale Svizzero dei Trasporti, delle Comunicazioni e dell’Energia, Ordonnance sur le téléphériques à va-et-vient, 1988.

/19/ OPLATKA G., ROTH M., Equipment for investigating wire ropes used by the Institute for Construction Equipment and Transportation Machinery, Swiss Federal Institute of Technology Zurich, ristampa da WIRE Issue, 1981.

Norme dell’ENTE NAZIONALE ITALIANO DI UNIFICAZIONE - UNI

/18/ UNI 8736

/19/ UNI 8737

Norme DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG - DIN

/20/ DIN 2092

/21/ DIN 2093

**=========================================================**

Indirizzo del referente ed autore:

Prof. dott. ing. Enrico Bazzaro

Dipartimento di Meccanica

Politecnico di Milano

Piazza Leonardo da Vinci, 32

# I-20133 MILANO