

PROBLEMATICHE DI PROGETTAZIONE A FATICA DI GIOSTRE: SVILUPPO DI UNA PROCEDURA DI VALUTAZIONE DEL DANNEGGIAMENTO IN AMBIENTE DI SIMULAZIONE MULTICORPO

C. Braccesi^a, F. Cianetti^a, G. Manara^b

^a *Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Perugia,
Via G. Duranti 67 - 06125 Perugia, e-mail: cianfi@unipg.it*

^b *ANTONIO ZAMPERLA S.p.A.,
Via Monte Grappa 15 – 36077 Altavilla Vicentina (VI), e-mail: gmanara@zamperla.it*

SOMMARIO

Il presente lavoro prende in esame la progettazione e la verifica a fatica nel settore industriale della produzione di giostre. L'attività di ricerca è nata dalla esigenza di una delle aziende del settore più prestigiose a livello internazionale, la *ANTONIO ZAMPERLA S.p.A.*, di analizzare criticamente ed eventualmente migliorare una procedura di modellazione del sistema giostra e di valutazione del danneggiamento di suoi componenti sviluppata al suo interno utilizzando la modellazione multicorpo di tipo tradizionale combinata con la modellazione agli elementi finiti dei suoi componenti ed infine integrata con l'adozione di una normativa di riferimento mediante lo sviluppo di routine dedicate. L'attività ha permesso di sviluppare e valutare una metodologia di modellazione di giostre che integra la flessibilità dei suoi componenti (mediante approccio modale) all'interno del modello dinamico multicorpo, consentendo una più fedele simulazione del comportamento reale e permettendo, al contempo, di valutare direttamente l'andamento nel tempo dello stato tensionale/deformativo dei suoi elementi strutturali con un approccio di tipo modale (congruentemente alla modalità di modellazione), mediante l'utilizzo o di algoritmi sviluppati in precedenti lavori dagli autori o di codici di calcolo commerciali dedicati alla valutazione del danneggiamento a fatica. Le due procedure sono state valutate analizzando un caso significativo quale il modello di giostra denominato *Baloon Race*.

ABSTRACT

This paper deals with the design and fatigue strength verification of amusement rides. The present research started from the request of one of the most internationally renowned manufacturers of amusement rides, *ANTONIO ZAMPERLA S.p.A.*, of a critical analysis and possibly improvement of its own internal procedure for virtual modelling of rides and calculation of fatigue damage of their components. Such procedure relies on a traditional multi-body approach, combined with finite element models of the ride components and with a

final verification procedure according to a reference standard, carried out by means of routines worked out specifically for this purpose. This research work made possible the development and evaluation of a new procedure for modelling of amusement rides which integrates the flexibility of the components (by means of a modal approach) inside the dynamic multi-body model. This permits a more faithful simulation of the actual behaviour of the ride and a direct accounting of the time history of stresses and strains, carried out by means of a modal methodology (consistent with the modelling approach). Algorithms developed by the authors in previous works or commercial computer codes devoted to the calculation of fatigue damaging have been applied. The two procedures have been compared by analysing a representative ride model such as the *Balloon Race*.

1. INTRODUZIONE

La valutazione dell'affidabilità di sistemi meccanici mediante l'utilizzo della simulazione numerica ed in particolar modo dell'analisi dinamica multicorpo (MBS) combinata a quella più tradizionale agli elementi finiti (FEM) si sta affiancando in maniera competitiva con sempre maggiore importanza ai tradizionali approcci che utilizzano prove sperimentali realizzate su prototipi fisici in laboratorio o sul campo. Questa tendenza che trova la sua più naturale motivazione nell'esigenza di diminuire sostanzialmente i costi fissi del prodotto aumentando, in tal modo, la competitività sul mercato delle aziende, è evidente in settori industriali estremamente competitivi come quello automobilistico, sebbene in codesti ambiti la produzione di serie giustifichi un congruo impiego di risorse per la realizzazione di prototipi e per la loro verifica sperimentale. L'esigenza di sviluppare l'attività di verifica del sistema sia di tipo funzionale che strutturale in ambiente di prototipazione virtuale è ancor più estremizzata, fino a diventare indispensabile, in quelle aziende di nicchia che, lavorando su commessa, si concentrano su prodotti unici, per lo studio dei quali non è concepibile la realizzazione di uno o più prototipi.

In particolare il presente lavoro prende in esame la progettazione e la verifica a fatica nel settore industriale della produzione di giostre. L'attività di ricerca è nata dalla esigenza di una delle aziende del settore più prestigiose a livello internazionale, la ANTONIO ZAMPERLA S.p.A., di analizzare criticamente ed eventualmente migliorare una procedura di modellazione del sistema giostra e di valutazione del danneggiamento di suoi componenti sviluppata al suo interno. Tale procedura utilizza la modellazione multicorpo di tipo tradizionale combinata con la modellazione agli elementi finiti dei componenti ed è infine integrata con l'adozione di una normativa di riferimento [1-2] mediante lo sviluppo di routine dedicate.

Ulteriore motivazione alla presente attività di ricerca è la necessità di adeguare le metodologie di progettazione e verifica, per ora legate tradizionalmente alla normativa tedesca per organi di sollevamento [1], ad una norma europea dedicata a questo settore industriale in fase di gestazione (prEN 13814) nonché a normative internazionali, sempre dedicate, in corso di definizione, quale ad esempio quella americana (ASTM F2291); queste ultime risultano importanti per i risvolti commerciali legati ai paesi nei quali tali normative saranno adottate. Tali norme saranno caratterizzate da criteri di verifica a fatica più vicini agli approcci consolidati di tradizione italiana (UNI 10011 e UNI 10021) e, per obbligo di armonizzazione, di tradizione comunitaria (EC3) ed accetteranno sia l'analisi a vita infinita in termini di coefficienti di sicurezza (*safety factor*) sia l'analisi nel tempo a vita definita, assumendo spettri di carico di riferimento o conteggio dei cicli ad esempio di tipo *RainFlow* [3] e leggi del danno quale quella di cumulazione di *Palmgren-Miner* [3].

L'attività ha permesso di sviluppare e valutare una metodologia di modellazione di giostre che integra la flessibilità dei suoi componenti all'interno del modello dinamico multicorpo (mediante approccio modale [4]), consentendo una più fedele simulazione del comportamento

reale e permettendo, al contempo, di valutare direttamente l'andamento nel tempo dello stato tensionale/deformativo degli elementi strutturali con un approccio di tipo modale (congruentemente alla modalità di modellazione [5]). Allo scopo è stato fatto uso o di algoritmi sviluppati in precedenti lavori dagli autori [6] o di codici di calcolo commerciali dedicati alla valutazione del danneggiamento a fatica, e viene quindi calcolato il danneggiamento o la vita del componente assumendo opportune ipotesi di danneggiamento del materiale.

Le due procedure sono state quindi valutate in maniera comparata, anche alla luce delle precedenti considerazioni, in occasione di un'attività aziendale di ottimizzazione progettuale di un modello esistente di giostra, denominato *Baloon Race*, analizzando così un caso significativo e valutando le prestazioni a fatica della nuova soluzione sia in termini di coefficiente di sicurezza sia in termini di danneggiamento.

2. ANALISI CRITICA DELLA PROCEDURA CONSOLIDATA PRESSO L'AZIENDA

L'attività di modellazione e simulazione presso l'ufficio progettazione della ANTONIO ZAMPERLA per lo sviluppo di una generica giostra fa largo uso della simulazione sia multicorpo di tipo canonico (MBS) che strutturale (FEM) al fine di prevedere il più fedelmente possibile il comportamento della macchina sia dal punto di vista funzionale che affidabilistico; questa attività vanta una affermata e consolidata tradizione. L'esigenza, però, di migliorare continuamente il livello di fedeltà della simulazione nei confronti della realtà fisica ha spinto l'Ufficio Progettazione della società di Altavilla Vicentina a voler valutare la possibilità di utilizzare, nella modellazione multicorpo di tipo standard (cioè a corpi rigidi) della giostra, la modellazione modale di quei componenti strutturali che vedono coinvolta nella dinamica del sistema la loro flessibilità al fine anche di tener conto direttamente di eventuali condizioni di iperstaticità della struttura.

Questo è il primo obiettivo della presente attività di ricerca: *analizzare l'influenza della flessibilità nel comportamento della generica giostra, nonché ottimizzare l'attività di modellazione MBS e FEM al fine di valutare direttamente comportamenti di tipo iperstatico non modellabili se non attraverso una molteplicità di modelli ed una ricostruzione indiretta delle azioni interne.*

Per lo sviluppo di una giostra rotante (tipo *Baloon Race*), vengono sviluppati nella procedura attuale (che da qui in avanti definiremo Z_{std}) vari modelli virtuali: modelli dinamici multicorpo standard (MBS_r) per determinare lo sviluppo e l'evoluzione delle forze sugli elementi strutturali ed organi meccanici della macchina durante il ciclo di lavoro della stessa e nelle varie condizioni di carico prevedibili; macromodelli strutturali (FEM_m) che permettano di studiare il comportamento statico globale del sistema e la ripartizione dei carichi tra i componenti in base alle rispettive rigidità ed in particolare in presenza di condizioni di iperstaticità; modelli strutturali di dettaglio (FEM_f) dei vari componenti, per l'analisi delle tensioni su scala locale in corrispondenza di giunti saldati, forature ed discontinuità geometriche varie, al fine di verificare la resistenza a fatica dei componenti stessi.

Risulta evidente come l'introduzione nel modello multicorpo di componenti flessibili (MBS_f) permetterebbe l'eliminazione di modelli accessori quali i suddetti macromodelli strutturali. E' comunque evidente ed importante sottolineare che qualsiasi procedura di modellazione e simulazione si consideri questa risulterà, seppur ottimizzata, di per sé legata in maniera inscindibile al tipo di giostra analizzata e non sarà né generalizzabile né automatizzabile se non nella fase di valutazione del comportamento a fatica dei suoi componenti.

Nell'ultima fase del progetto ed in particolare nella verifica a fatica dei componenti, in ottemperanza alla normativa tedesca DIN 4112 [2] che tradizionalmente regola il settore, si conduce la verifica a fatica applicando i criteri ed i valori prescritti dalla normativa DIN15018

[1], sviluppando la verifica a fatica nel campo delle tensioni (*stress life*) con approccio a coefficiente di sicurezza (vita infinita).

Questa ultima parte dello sviluppo di un progetto è del tutto generalizzata ed automatizzata; a partire dai risultati integrati MBS/FEM la procedura Z_{std} , utilizzando delle routine dedicate sviluppate in azienda, adotta la citata norma eseguendo le verifiche da essa indicate ed introduce correzioni cautelative al fine di adattare una legislazione nata per organi di sollevamento a macchine di tipo ed impatto sociale sensibilmente diverso.

Infatti, la procedura di verifica Z_{std} è stata sviluppata seguendo, quanto più possibile, la normativa DIN, inserendo le opportune modifiche per poter utilizzare i risultati provenienti dalle analisi strutturali FEM. In particolare, a partire dai risultati delle simulazioni che restituiscono per ogni condizione di carico considerata e per ogni nodo dei modelli strutturali di dettaglio dei vari componenti il tensore di tensione, essa calcola per ciascun punto del modello e per ciascuna componente di tensione il rapporto fra la tensione massima e minima in ciascuna condizione di carico. Determinato il rapporto più danneggiante per ogni componente di tensione, questo viene definito come “*rapporto di fatica*” per la componente stessa. Quindi a ciascun punto viene attribuita una classe d’intaglio secondo la norma citata, in base anche alla direzione della componente di tensione rispetto all’intaglio stesso (ad esempio, rispetto al cordone di saldatura). In base al cumulativo di carico, alla classe d’intaglio ed al “*rapporto di fatica*”, viene calcolata la tensione ammissibile (adottando il diagramma di *Smith* [1] per la relazione tra componenti medie ed alterne delle tensioni). Infine, sempre per ogni punto ed ogni componente, viene calcolato il rapporto tra ogni valore massimo della componente di tensione e il corrispondente valore ammissibile. Tale rapporto è chiamato “*coefficiente d’utilizzo*” e la procedura verifica che sia minore di uno. Inoltre, dove si presentino stati multi-assiali di tensione, la verifica deve essere condotta anche nei riguardi della formula di combinazione delle tensioni proposta dalla stessa norma e formalmente simile a quella di *Gough e Pollard* [7]. Poiché però il risultato di tale formula dipende dal piano di giacitura in cui sono state calcolate le componenti di tensione, tutta la procedura precedente viene reiterata calcolando le componenti in vari sistemi di riferimento locali diversamente orientati ed opportunamente scelti. Per ciascuno viene determinato il coefficiente d’utilizzo delle tensioni combinate ed il coefficiente massimo tra questi è quello scelto per la verifica.

A tal proposito, si osserva che viene fatto uso delle componenti di tensione e non delle tensioni principali (che semplificherebbero il calcolo) per due motivi: perché raramente queste si dispongono rispetto all’intaglio come indicato dai dettagli classificati nella normativa [1] e ciò rende difficile l’individuazione delle tensioni ammissibili; perché frequentemente le tensioni principali cambiano direzione da un istante di calcolo all’altro e da una condizione di carico all’altra.

A titolo di esempio si riporta l’espressione della formula di combinazione utilizzata nella procedura sviluppata a partire dalle indicazioni di normativa ed adottabile per un generico modello FEM:

$$n.e.s. = \left(\frac{|\sigma_x|}{zul \sigma_x} \right)^2 + \left(\frac{|\sigma_y|}{zul \sigma_y} \right)^2 + \left(\frac{|\sigma_z|}{zul \sigma_z} \right)^2 - \left(\frac{\sigma_x \sigma_y}{zul \sigma_x zul \sigma_y} \right) - \left(\frac{\sigma_y \sigma_z}{zul \sigma_y zul \sigma_z} \right) + \left(\frac{\sigma_x \sigma_z}{zul \sigma_x zul \sigma_z} \right) + \left(\frac{|\tau_{xy}|}{zul \tau_{xy}} \right)^2 + \left(\frac{|\tau_{yz}|}{zul \tau_{yz}} \right)^2 + \left(\frac{|\tau_{xz}|}{zul \tau_{xz}} \right)^2 \quad (1)$$

Tale espressione valuta una *tensione equivalente normalizzata* (*n.e.s.*) legata al cosiddetto *fattore di utilizzazione combinato* (*u.f.*) attraverso la seguente espressione:

$$u.f. = \frac{n.e.s.}{1.1} \quad (2)$$

In accordo con la normativa DIN il coefficiente $u.f.$ dovrà risultare inferiore a 1.0 (cioè $n.e.s. < 1.1$). Nelle precedenti espressioni σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{xz} sono per ciascun nodo le componenti delle tensioni e $zul\sigma_x$, $zul\sigma_y$, $zul\sigma_z$, $zul\tau_{xy}$, $zul\tau_{yz}$, $zul\tau_{xz}$ rappresentano le tensioni ammissibili più cautelative.

Dalla descrizione sommaria della procedura Z_{std} risulta evidente la sua onerosità, dettata essenzialmente dal tentativo sia di ricostruire, anche se in maniera discreta, le storie di carico, ossia gli spettri di tensione (attraverso la scelta di un set numeroso di condizioni di carico significative in maniera tale da ottenere una valutazione del danneggiamento realistica), sia dalla volontà di automatizzare quanto più possibile il calcolo.

In quest'ottica l'adozione della modellazione modale e della conseguente ricostruzione modale del campo di tensione permetterebbe la ricostruzione completa nel tempo delle storie di carico e, quindi, degli spettri di carico direttamente dai risultati della simulazione multicorpo superando la limitazione di una ricostruzione a "fotogrammi" della storia di sollecitazione.

Si individua così l'ulteriore obiettivo della presente attività di ricerca: *sviluppare una nuova procedura di modellazione ed analisi che permetta l'adozione, per la verifica a fatica dei componenti, sia della norma sin qui utilizzata (che sviluppa la verifica in termini di safety factor) sia di un eventuale altra normativa (ad esempio la norma in fase di approvazione presso la comunità europea prEN 13814) che preveda l'adozione di criteri di conteggio di cicli quale il conteggio RainFlow e l'assunzione di leggi del danno quale quella di cumulazione di Palmgren-Miner.*

3. DESCRIZIONE DELLA PROCEDURA SVILUPPATA

La metodologia alternativa di modellazione ed analisi sviluppata in questo lavoro (Z_{flex}) risulta più snella della precedente consentendo di ottenere direttamente le storie di carico in ogni punto del componente senza dover utilizzare modelli differenziati e fra di loro non congruenti nonché individuando automaticamente le zone più danneggiate. La procedura Z_{flex} consta della generazione dei modelli modali dei componenti a partire dal modello strutturale dettagliato (FEM_f) adottando il criterio di sintesi modale noto in letteratura come l'approccio di *Craig-Bampton* [8], dello sviluppo del modello multicorpo con l'inserimento dei componenti flessibili (MBS_f) e dell'analisi dinamica.

Nell'approccio modale seguito per descrivere il corpo flessibile le deformazioni vengono stimate mediante una funzione di spostamenti \mathbf{u} ottenuta moltiplicando la funzione di forma Φ con le coordinate generalizzate \mathbf{q} [9-11]. Si utilizza quindi la seguente relazione:

$$\mathbf{u}(\mathbf{c}, t) = \Phi(\mathbf{c}) \cdot \mathbf{q}(t) \quad (3)$$

nella quale \mathbf{c} è il vettore posizione del punto materiale, Φ è la funzione di forma espressa in termini di spostamento e rotazione e \mathbf{q} è il vettore delle coordinate generalizzate. Nel caso specifico la funzione di forma Φ è ottenibile seguendo l'approccio della Component Mode Synthesis di *Craig-Bampton*. Per la descrizione delle peculiarità di tale approccio si rimanda alla letteratura scientifica [4-6,8].

Primo e non indifferente risultato dell'indicata procedura è la maggior fedeltà del modello al comportamento reale sia statico che dinamico del sistema. Ulteriore risultato è la valutazione della distribuzione delle caratteristiche di sollecitazione anche in condizioni di evidente iperstaticità del sistema senza passare attraverso ipotesi semplificative e modelli accessori. Questi due risultati rispondono al primo obiettivo della presente attività di ricerca.

Una modellazione di questo tipo permette inoltre di ricostruire con un approccio di tipo modale [5] sia l'andamento nel tempo della deformazione del componente che del suo stato di sollecitazione (tensori di tensione e deformazione). Richiamando quanto descritto nel lavoro [5] si può legare la funzione di forma espressa in termini di spostamento/rotazione con un'altra espressa in termini di tensione/deformazione $\Phi^{\sigma,\varepsilon}$ mediante una matrice D che rappresenta niente altro che un operatore differenziale lineare:

$$\Phi^{\sigma,\varepsilon}(c) = D \cdot \Phi(c) \quad (4)$$

Risulta, quindi, immediato individuare una relazione che lega direttamente lo stato tensionale e deformativo alla combinazione della nuova funzione di forma con le stesse coordinate generalizzate q utilizzate per ricostruire il campo di spostamento del corpo:

$$\sigma(c, t) = \Phi^{\sigma,\varepsilon}(c) \cdot q(t) \quad (5)$$

Le tensioni sono quindi ottenibili mediante il cosiddetto *approccio modale* [5-6] come combinazione lineare secondo coefficienti noti di grandezze dipendenti dal tempo rappresentate dalle coordinate modali.

A partire da questo fondamentale risultato è possibile affrontare la valutazione della resistenza a fatica con i molteplici approcci noti in letteratura [3,12] ed implementati in strumenti di calcolo dedicati che ormai si integrano perfettamente con i due ambienti di calcolo citati.

I passi caratterizzanti la procedura sono quindi oltre all'esecuzione delle opportune analisi, l'esportazione dall'analisi MBS delle time histories delle coordinate lagrangiane del corpo flessibile, l'esportazione dall'analisi FEM delle forme modali di tensione per tutto il modello o parti di esso, l'importazione nell'ambiente dedicato di calcolo a fatica di questi risultati e lo sviluppo della verifica a fatica successivamente all'effettuazione della combinazione lineare descritta dalla (5).

Nell'ottica di definire una procedura facilmente traducibile nell'azienda ci si è preoccupati di utilizzare i programmi commerciali utilizzati normalmente presso l'azienda stessa in particolare MSC/Adams (MBS), Ansys (FEM), introducendo come software di valutazione del danneggiamento *n-Code*. Sono quindi stati definiti tutti i link di tipo software tra i prodotti citati.

4. TEST CASE: GIOSTRA *BALLOON RACE*

Le due procedure sono state confrontate analizzando un caso significativo quale il modello di giostra denominato *Balloon Race* appartenente al gruppo delle grandi giostre (*major rides*) prodotte dall'azienda. Questa giostra risulta significativa nell'analizzare criticamente la procedura Z_{std} e nell'evidenziare le peculiarità della nuova procedura alla luce del suo schema strutturale il quale presenta un'evidente condizione di iperstaticità. In particolare si sono utilizzate entrambe le procedure all'interno di un processo di ottimizzazione strutturale del prodotto operato in termini di riduzioni di masse e, quindi, di spessori dei principali componenti strutturali.

4.1. Descrizione della giostra e del suo funzionamento

La giostra *Balloon Race* è rappresentata in figura 1. È caratterizzata da un mozzo rotante centrale il quale viene sollevato lungo una colonna che, nella parte terminale, è inclinata. Perciò il mozzo ruota a regime su un piano inclinato così come gli otto bracci che esso supporta. A tali bracci sono sospese altrettante vetture che pendolano sotto l'azione combinata della forza generata dalla rotazione e della forza di gravità, la quale cambia

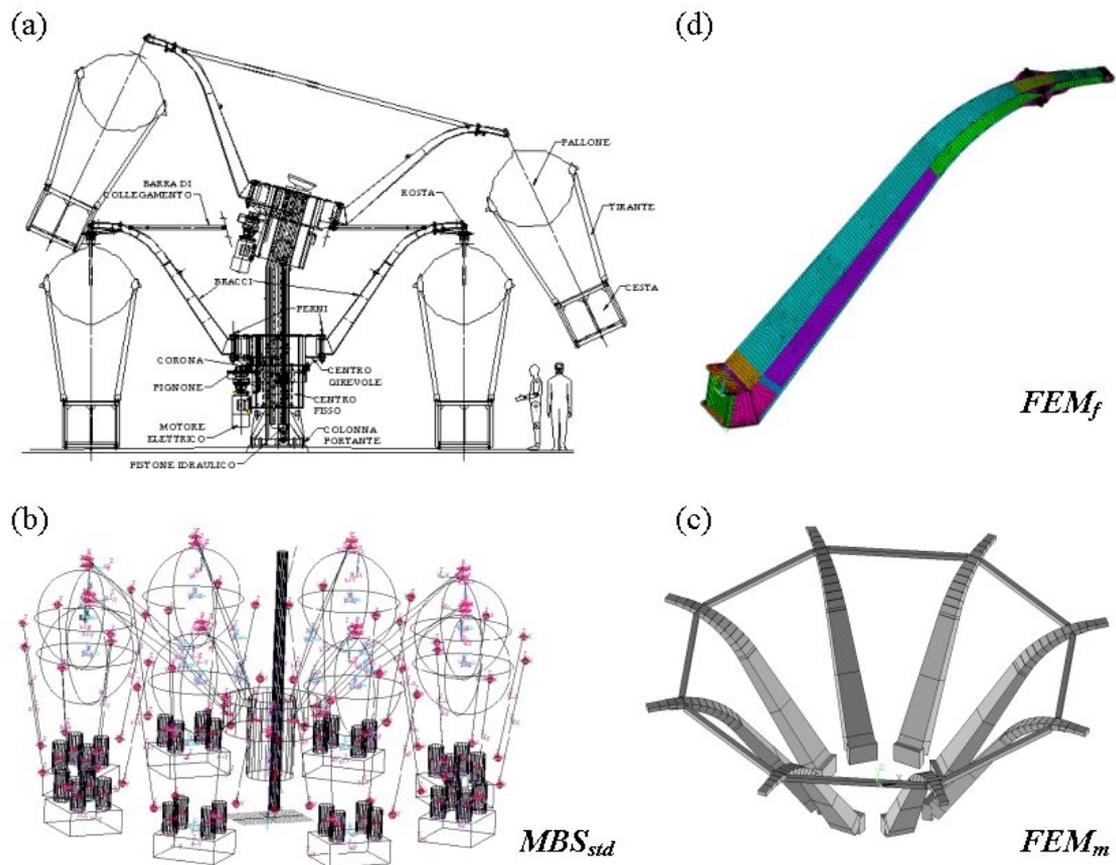


Fig. 1 – Rappresentazione della giostra *Baloon Race* e dei modelli virtuali Z_{std}

orientazione rispetto alla forza centripeta per via dell'inclinazione dell'asse di rotazione rispetto alla verticale. E' importante sottolineare la presenza di tiranti (*rim bar*) disposti circolarmente tra le teste degli otto bracci. L'insieme di questi elementi strutturali, i quali sono causa dell'insorgere di uno stato di sollecitazione di tipo iperstatico nello schema strutturale della macchina, crea un anello di rinforzo che consente una più uniforme distribuzione del carico e limita l'abbassamento dei bracci. Ciò è particolarmente importante non solo per le forze verticali, ma anche per le forze tangenziali applicate durante l'avviamento e l'arresto della giostra.

L'oggetto principale dell'attività di verifica ed ottimizzazione è il braccio. In maniera schematica può essere descritto come una trave a cassone rastremata, ad asse curvilineo e provvista di setti interni di rinforzo. La struttura è realizzata con piastre piane e piastre calandrate di spessore variabile, saldate tra loro per formare una piattabanda superiore, una piattabanda inferiore, e due anime laterali unite in un profilo chiuso di forma rettangolare.

Dal punto di vista funzionale, la giostra è caratterizzata da una corsa con durata di 75 secondi. Il gruppo di vetture inizialmente si solleva verso l'alto e dopo i primi 5 secondi ha inizio la rotazione; la velocità angolare aumenta gradualmente fino a stabilizzarsi intorno ai 54 gradi/s, vale a dire 9 giri/minuto. Il moto verticale si realizza in salita per i primi 22 s ed in discesa per gli ultimi 22 s. La rotazione avviene dapprima intorno ad un asse verticale poi, dopo circa 14 s si ha un'inclinazione dell'asse di rotazione fino a raggiungere 15° rispetto alla verticale.

4.2. Descrizione della modellazione

Per lo sviluppo di questa giostra, nonché per la sua ottimizzazione, sono stati utilizzati nell'ambito della procedura Z_{std} i seguenti modelli virtuali: un MBS_{std} (fig. 1b) per

determinare lo sviluppo e l'evoluzione delle forze sugli elementi strutturali (bracci e centro girevole) della macchina durante la corsa, in varie condizioni di carico (vedi paragrafo successivo); un FEM_m (fig. 1c) sviluppato utilizzando elementi tipo trave che permette di studiare il comportamento statico globale del sistema e la ripartizione dei carichi tra i componenti (bracci e *rim bars*) in base alle rispettive rigidezze ed in particolare in presenza della citata condizione di iperstaticità; un FEM_f (fig. 1d) del componente braccio, per l'analisi delle tensioni su scala locale in corrispondenza di giunti saldati, forature e discontinuità geometriche, al fine di verificarne la resistenza a fatica. Quest'ultimo, realizzato utilizzando elementi tipo *shell* e tipo *brick* è caratterizzato da 11806 elementi e 10640 nodi cui corrispondono quasi 65000 gradi di libertà.

Per ciò che riguarda invece la procedura Z_{flex} a partire dai modelli sviluppati presso l'azienda si è generato il modello modale del braccio utilizzando il relativo FEM_f . A tal fine si sono effettuate modifiche non sostanziali ma funzionali alla generazione del modello modale stesso. Il modello così realizzato è caratterizzato da 45 gradi di libertà; facendo riferimento all'approccio di *Craig-Bampton*, 30 derivano dall'aver individuato 5 nodi di interfaccia (*boundary*) a cui sono associati 6 gradi di libertà ciascuno e, quindi, da altrettanti modi di correzione statica (*static correction modes*) ed il rimanente numero (pari a 15) è stato definito arbitrariamente associando ad esso altrettanti modi normali vincolati (*normal modes*). Si è inoltre generato il modello modale della *rim bar* a partire da un semplice modello FEM realizzato mediante elementi trave nell'ipotesi di condizione di vincolo cerniera-cerniera.

Entrambe i modelli sono stati assemblati al preesistente modello MBS_r , così da realizzare il modello MBS_f (fig. 2) utilizzato nelle successive simulazioni.

Nell'ambito del modello FEM_f modificato si sono inoltre individuati dei sottoinsiemi di elementi in corrispondenza delle zone maggiormente critiche per un componente strutturale di questo tipo (es. zone di saldatura) utili a snellire le successive valutazioni a fatica (fig.4).

4.3. Descrizione delle analisi condotte e delle ipotesi adottate

Si è sviluppata una valutazione comparata delle due procedure analizzando le principali condizioni di esercizio (si sono analizzate quattro ipotesi di funzionamento) (fig. 2).

In particolare, per quanto riguarda la Z_{std} vengono applicate al FEM_m le forze, sia quelle d'inerzia agenti sugli elementi stessi che quelle agenti all'estremità di ogni braccio trasmesse dalle vetture, calcolate dall'analisi dinamica, condotta per ciascuna condizione di esercizio sul modello MBS_r , scegliendo un arbitrario numero di istanti della simulazione. Nel caso in esame sono state considerate un numero di istanti e, quindi, di condizioni di carico pari a 109 ottenendo dalle conseguenti analisi strutturali le azioni interne di tipo iperstatico altrimenti non ottenibili dall'analisi dinamica sul modello MBS_r . Considerando un singolo braccio, un'analisi successiva dell'insieme dei carichi ottenuti dalle condizioni di carico e provenienti sia dalle analisi dinamiche che da quelle strutturali ha condotto ad una riduzione del set di condizioni di carico da 109 a 14, effettuata sulla base di considerazioni legate all'individuazione delle condizioni di carico plausibilmente maggiormente danneggianti a fatica. Si hanno così a disposizione le sollecitazioni, note in modulo, direzione e verso, che possono descrivere i cicli di carico a cui il braccio è sottoposto. Queste condizioni di carico vengono applicate al modello FEM_f così da individuare i corrispondenti stati di sollecitazione in termini di tensione o deformazione. L'analisi di tutti i risultati consente di individuare i nodi maggiormente danneggiabili in corrispondenza dei cicli isteretici chiusi più ampi. La verifica a fatica viene condotta a *safety factor* seguendo la procedura descritta nel paragrafo 2. Nel caso in esame, essendo di fronte ad una ottimizzazione strutturale che mirava alla riduzione degli spessori, la ZAMPERLA, sensibile all'eventuale riduzione della resistenza strutturale, ha operato una modifica alla procedura standard introducendo una classe di carico aggiuntiva a quelle definite dalla normativa di riferimento (gruppi di carico da B1 a B6)

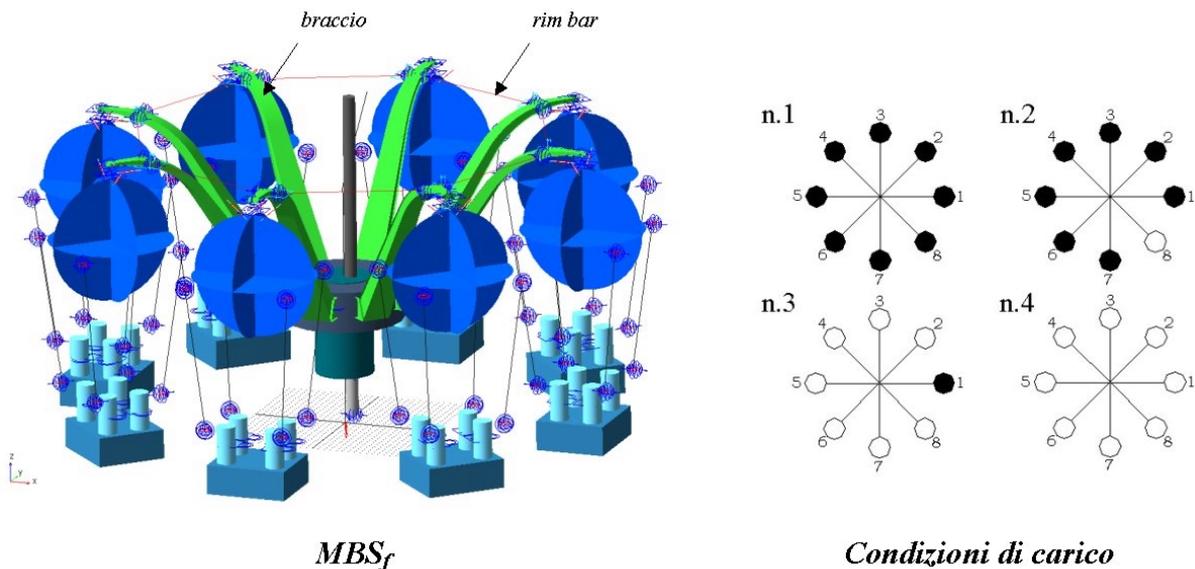


Fig. 2 – Rappresentazione del modello multicorpo flessibile MBS_f e delle condizioni di carico

definita B7 ipotizzando che i cumulativi di carico per le sue macchine fossero più gravosi di quelli peggiori per gli apparecchi di sollevamento. Essendo a parità di classe di saldatura il rapporto tra le tensioni ammissibili di gruppi di carico consecutivi (es. B5/B4) costante e pari a $1/\sqrt{2} \approx 0.7$ la definizione del gruppo B7 ha comportato l'adozione di un ulteriore coefficiente di sicurezza che va a ridurre la tensione ammissibile minima prevista dalla norma del 30 %.

La procedura Z_{flex} applicata al caso in esame risulta evidentemente più semplice da sviluppare. Stante l'utilizzo da parte del costruttore nella procedura standard di 4 condizioni di carico ritenute significative e caratterizzanti l'affidabilità del componente, l'analisi secondo la nuova procedura si è sviluppata realizzando un sola analisi dinamica sul modello MBS_f che prevede la salita dei passeggeri, la corsa e la discesa degli stessi assumendo di volta in volta le stesse condizioni di carico previste dalla azienda. Prendendo in esame lo stesso braccio ed esportando le forme modali di tensione per tutto o parte del modello modale e le coordinate lagrangiane per il braccio considerato, rispettivamente dall'ambiente FEM e MBS, a quello del codice di calcolo a fatica si ottiene per combinazione lineare lo stato di sollecitazione espresso in termini di tensore di tensione nel tempo dell'intero modello o parte di esso. La valutazione realizzata è così facendo del tutto analoga a quella standard. Al fine di effettuare il confronto con la procedura standard è stata effettuata una verifica a *safety factor* individuando per ogni elemento il ciclo alterno equivalente di ampiezza massima (utilizzando il criterio di *Goodman*) mediante conteggio *Rainflow* applicato alla storia di tensione equivalente considerata, congruentemente al criterio di verifica a fatica scelto (fig.3). Si sono considerati nella fattispecie le time histories della tensione principale massima per l'omonimo criterio, della tensione equivalente di *von Mises*, presa con il segno della tensione principale massima, per l'omonimo criterio e della componente normale della tensione al generico piano di giacitura degli elementi tipo *shell* per il criterio definito all'interno del codice di calcolo a fatica come "critical plane". Tale valore di tensione alterna è stato confrontato con la tensione ammissibile definita dalla norma per un ciclo puramente alterno, per la classe di saldatura a cui ricondurre l'elemento considerato e per il gruppo di carico B7. Quindi, il confronto tra le due procedure è stato ricondotto al confronto tra i valori del *safety factor* appena descritto (rapporto tra il ciclo alterno equivalente ed il valore ammissibile) e il valore del *fattore di utilizzazione combinato u.f.*

Per ciò che concerne la procedura Z_{flex} avendo a disposizione la storia dello stato tensionale è

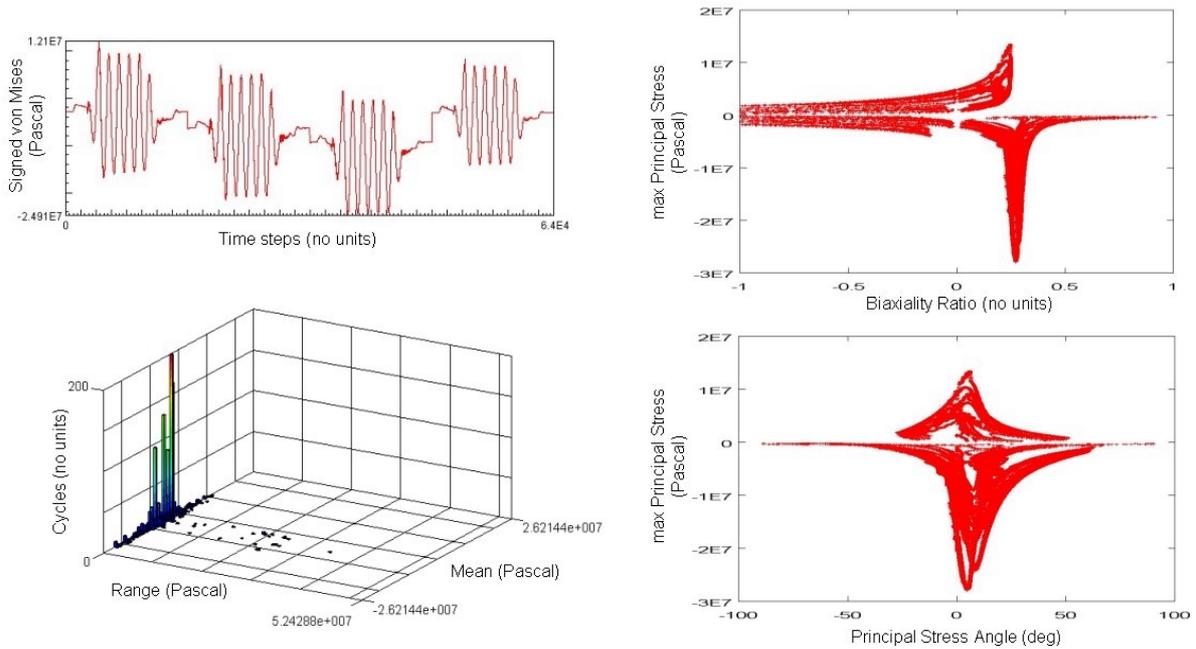


Fig. 3 – Analisi dello stato tensionale dell'elemento n. 300095 (procedura Z_{flex})

stato, inoltre, possibile condurre l'analisi a danneggiamento per valutare la vita a fatica del componente ipotizzando una curva di *Wöhler* del materiale estrapolata dalle indicazioni fornite dalla normativa e corretta mediante la correzione di *Haibach*. A tal fine si sono considerati vari criteri di verifica adottando la legge di cumolazione del danno di *Palmgren-Miner*. Si è utilizzata un'ipotesi di funzionamento e di vita di progetto definita dal costruttore per avere un valore ammissibile di confronto con la valutazione numerica. Si ipotizzano 16 ore di lavoro al giorno, 365 giorni all'anno, per 20 anni per gli elementi principali (es. braccio e centro girevole), 10 anni per gli elementi rimpiazzabili (es. perni, alberi, snodi, ralle), valutando (a fronte dei tempi morti di carico/scarico dei passeggeri) di poter compiere al più 24 corse ogni ora e, per ipotesi, 6 ripetizioni del gruppo di corse costituito dalle 4 condizioni di carico utilizzate per la verifica. Con questo limite di progetto si intende il tempo che deve trascorrere prima che si manifestino cricche o rotture in genere. In questo settore industriale tradizionalmente non si parla di "*damage tolerance*" ma si stabilisce che il componente abbia finito la sua vita di progetto quando la cricca insorge.

E' da sottolineare la scelta, nella nuova procedura proposta all'azienda, di considerare lo stato di tensione valutato al centroide e non ai nodi dell'elemento. Nella procedura standard la valutazione dello stato tensionale viene invece effettuata ai nodi prendendo i valori nelle "*subrigid locations*" *top* e *bottom* di ogni nodo, cioè delle estrapolazioni alle superfici positive e negative dell'elemento, per ogni piano di giacitura degli elementi concorrenti al nodo stesso, ma avendo cura di non mediare i valori nei nodi quando i nodi stessi appartengono ad elementi non complanari (opzione "*Power Graphics*" di *Ansys*).

5. ANALISI DEI RISULTATI E CONCLUSIONI

L'attività di ricerca sviluppata ha ricevuto ampia giustificazione dai risultati ottenuti.

In termini di semplicità ed immediatezza della procedura, la metodologia implementata è risultata estremamente più snella e flessibile della standard. Utilizzando le potenzialità della modellazione modale e la ricostruzione modale delle tensioni l'utilizzo di codici dedicati alla valutazione a fatica delle tensioni consente di poter sviluppare una molteplicità di analisi che rendono sicuramente più potente la procedura sviluppata.

Tab. 1 – Esempio di risultato espresso in termini di fattori di utilizzazione ed ottenuti con le procedure Z_{flex} e Z_{std} per un set di elementi della base del braccio n. 1

ID Elementi	Fattori di utiliz. Z_{flex}			ID Nodi adiacenti agli elementi	Fattori di utiliz. Z_{std}	
	Safety Factor				r	$u.f.$
	C.P.	T.P.M.	V.M.S.			
30867	1,09	1,10	1,13	4111	0,94	0,75
				28620	0,91	0,65
30095	1,09	1,09	0,99	9140	0,87	0,53
30563	1,05	1,06	1,08	28347	0,92	0,66
				578	0,88	0,68
31192	1,05	1,05	1,02	28620	0,91	0,65
				28608	0,84	0,6

A livello di comportamento globale (campo di forze e spostamenti) l'introduzione della flessibilità consente di individuare a pieno il comportamento dinamico del braccio e del sistema nel suo complesso per definizione non individuabile dal modello MBS_r combinato con quello FEM_m .

A livello di comportamento a fatica il confronto dei risultati ha evidenziato la sostanziale comparabilità dei risultati sia in termini qualitativi (individuazione zone critiche) che quantitativi (coefficienti di sicurezza). E' però importante notare che tale confronto ha evidenziato la non completa cautelatività della previsione del comportamento a fatica del componente da parte della procedura standard nei confronti di quella sviluppata in questa attività di ricerca (tab.1). Bisogna sottolineare come il confronto in termini quantitativi sia stato fatto tra valutazioni ai nodi (Z_{std}) e valutazioni agli elementi (Z_{flex}) e che comunque siano stati considerati, come illustrato in tabella, nodi appartenenti agli elementi considerati.

La valutazione del danneggiamento e della conseguente vita del componente ha mostrato come di fronte ad un ipotesi alquanto cautelativa come quella adottata (curva di *Wöhler* del materiale corretta mediante la correzione di *Haibach*) venga rispettato il limite progettuale di durata imposto (20 anni).

Anche in termini di individuazione delle zone critiche va notato come la procedura Z_{flex} individui non solo le stesse zone critiche individuate da quella standard (base del braccio) ma

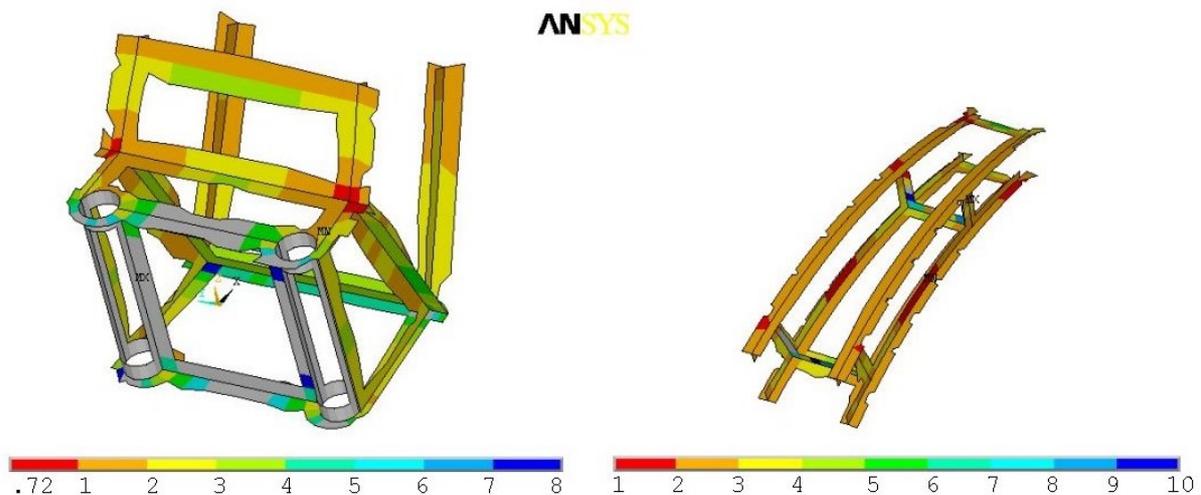


Fig. 4 – Mappa del coefficiente di sicurezza (1/Safety factor) per i gruppi base e collo del braccio n.1; procedura Z_{flex}

ulteriori zone del braccio (ad esempio il collo) altrimenti non considerate a rischio (fig.4). I valori non ammissibili individuati dalla procedura Z_{flex} che potrebbero accendere un importante campanello di allarme devono essere però analizzati alla luce di due considerazioni. La prima è legata alle ipotesi di calcolo adottate dal costruttore che ha voluto considerare nella verifica una classe di carico non presente nella norma (B7) introducendo un coefficiente di sicurezza aggiuntivo pari a 0.7 che, se non applicato, riporterebbe i valori ottenuti nella norma. La seconda ha una valenza più generale ed è legata ad una carenza normativa propria sia della DIN che delle altre normative nazionali ed internazionali. I valori delle tensioni ammissibili sono comprensivi degli effetti di intaglio e di discontinuità geometrica legati alla tipologia di collegamento considerata. I valori ottenuti attraverso l'uso della modellazione virtuale (FEM) sono già comprensivi degli effetti di concentrazione di tensione legati alla discontinuità geometrica e difficilmente riconducibili a valori nominali. Si è quindi costretti in carenza di indicazioni normative a considerare due volte la *gross discontinuity* introducendo un ulteriore contributo alla cautelatività del calcolo già garantita di per sé dalla norma. Ulteriore importante considerazione è da fare in relazione ai criteri di verifica a fatica adottati. Analizzando, gli andamenti del *biaxiality ratio* [13] nonché della direzione delle tensioni principali (fig.3) si può notare come si sia in presenza di stati biassiali di tensione di tipo non proporzionale. Quindi, la scelta del criterio di verifica a fatica da adottare è alquanto delicata come dimostra la variabilità dei risultati ottenuti con i tre criteri utilizzati per la verifica a fatica con la nuova procedura. Quest'ultima considerazione e la precedente, legata alla norma, sono motivazione e oggetto di un'ulteriore attività di ricerca che il Dipartimento di Ingegneria Industriale sta iniziando in collaborazione con la società ANTONIO ZAMPERLA S.p.A.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DIN 15018 Part 1, Cranes - steel structures - verification and analyses, 1984;
- [2] DIN 4112, Temporary structures – Code of practice for design and construction, 1983;
- [3] J.A. Collins, Failure of materials in mechanical design, John Wiley & Sons, 1992;
- [4] C. Braccesi, F. Cianetti, “An interaction model between flexible structures and piezoelements useful in multibody modeling”, *Journal of Multi-body Dynamics*, Vol.215, No. K4, 2001, pp.207-217;
- [5] C. Braccesi, F. Cianetti, “Sviluppo e verifica sperimentale di una procedura di valutazione virtuale dello stato di sollecitazione di componenti meccanici in campo automobilistico”, *Atti del XXXI Convegno nazionale AIAS*, Parma, 2002;
- [6] F. Ambrogi, C. Braccesi, F. Cianetti, “Valutazione dello stato tensionale di elementi strutturali mediante sintesi modale”, *Atti del XXIX Convegno Nazionale AIAS*, Lucca, 2000;
- [7] H.J. Gough, H.V. Pollard, “Engineering steels under combined cyclic and static stresses”, *J. of Appl. Mechanics, Series E of the Transaction of ASME*, Vol. 72, pp.113-125, 1950;
- [8] R.R. Craig, M.C.C. Bampton, “Coupling of substructures for dynamic analyses”, *AIAA Journal*, Vol. 6, No. 7, 1968;
- [9] A.A. Shabana, Dynamics of multibody systems, John Wiley & Sons, 1998;
- [10] W. Schiehlen, “Multibody Systems Dynamics: Roots and perspective”, *Multibody system dynamics*, Vol.1, 1997, pp.149-188;
- [11] A.A. Shabana, “Flexible Multibody Dynamics: Review of past and recent developments”, *Multibody system dynamics*, Vol.1, 1997, pp.189-222;
- [12] D.F. Socie, G.B. Marquis, Multiaxial fatigue, Soc. of Automotive Engineers Inc., 2000;
- [13] P.S. Leever, J.C. Radon, “Inherent stress biaxiality in various fracture specimen geometries”, *Int. J. Fracture*, Vol. 19, 1982, pp. 311-325.