

# Progettazione meccanica per la riduzione del rumore e delle vibrazioni: lo strumento della Statistical Energy Analysis

N. Baldanzini

*Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali  
Università degli Studi di Firenze  
Via di Santa Marta, 3 – 50139 Firenze  
email: niccolo.baldanzini@unifi.it*

**Keywords:** statistical energy analysis (SEA), mechanical design, vibroacoustic design

## Sommario

Nel corso degli ultimi anni i parametri di valutazione delle macchine sono cambiati a causa delle nuove normative emesse. In seguito a questi cambiamenti il comportamento vibroacustico ha assunto un'importanza fondamentale per il successo del prodotto. Una corretta progettazione delle macchine, quindi, deve soddisfare non solo i requisiti funzionali ma anche quelli di emissione sonora e di vibrazioni prodotte. La Statistical Energy Analysis (SEA) è un metodo fondamentale per il progettista meccanico, che voglia considerare il comportamento vibroacustico a partire dallo stadio iniziale della progettazione.

In questo articolo verranno trattati i concetti fondamentali di questo metodo, spiegandone i motivi che lo rendono necessario nel campo delle alte frequenze. Inoltre si presenteranno diversi esempi applicativi nei settori ferroviario e automobilistico, che ne mettano in luce le caratteristiche peculiari.

## Abstract

During the last years the parameters for the evaluation of the machine performance were modified because of new laws. As a consequence of these changes the vibroacoustical behavior became fundamental for the success of a product. Thus a correct machine design must accomplish not only functional requirements, but also others for the vibration and the acoustic emission. Statistical Energy Analysis (SEA) is a fundamental tool for the mechanical designer, who wants to include the vibroacoustical behavior since the very beginning of the design process.

In this paper the fundamental concepts of this method will be illustrated, explaining the reasons that push its use in the high frequency range. Besides we will present many examples of application in the railway and automotive sectors, which will highlight its peculiar characteristics.

## 1. INTRODUZIONE

Il costante sviluppo dei metodi e degli strumenti di progettazione ha portato a produrre sistemi meccanici dalle prestazioni sempre più elevate. Parallelamente a questo processo si è sviluppata una maggiore attenzione nei confronti dell'utente finale, a cui devono essere garantiti non solo requisiti di tipo funzionale. Fra gli altri requisiti, ormai ritenuti fondamentali, si può annoverare il comportamento vibroacustico del sistema meccanico, nel suo duplice aspetto di emissione acustica e livelli di vibrazione. Questa evoluzione dei criteri valutativi di una macchina è stato guidato dall'emanazione di leggi che hanno portato tali temi all'attenzione del mondo industriale. In particolare il D. Lgs. 277/91, relativo alla sicurezza nei luoghi di lavoro, dedica l'intero Capo IV (artt. 38-49) al problema del rumore, specificando nell'art. 41 comma 1 che "Il datore di lavoro riduce al minimo, in relazione alle conoscenze acquisite in base al progresso tecnico, i rischi derivanti dall'esposizione al rumore mediante misure tecniche, organizzative e procedurali, concretamente attuabili, privilegiando gli interventi alla fonte." Successivamente nell'art. 46 comma 3 si dice che "Il datore di lavoro privilegia, all'atto dell'acquisto di nuovi utensili, macchine, apparecchiature, quelli che producono, nelle normali condizioni di funzionamento, il più basso livello di rumore." Inoltre nel 1996 è stata emanata la Direttiva Macchine (D.P.R. n° 459/96), che nell'allegato I ai punti 1.5.8 e 1.5.9 riporta rispettivamente che "La macchina deve essere progettata e costruita in modo tale che i rischi dovuti all'emissione di rumore aereo siano ridotti al livello minimo, tenuto conto del progresso tecnico e della possibilità di disporre di mezzi atti a limitare il rumore, in particolare alla fonte." e "La macchina deve essere progettata e costruita in modo tale che i rischi dovuti alle vibrazioni trasmesse dalla macchina siano ridotti al livello minimo, tenuto conto del progresso tecnico e della disponibilità di mezzi atti a ridurre le vibrazioni, in particolare alla fonte."

Tali disposizioni hanno comportato un miglioramento delle macchine esistenti, che è stato necessariamente eseguito tramite interventi successivi alla fase di progettazione, essendo la produzione già avviata. Per quanto

riguarda le nuove macchine, invece, la normativa ha spinto i progettisti ad affrontarne la definizione del comportamento vibroacustico secondo una prospettiva diversa, essendo ormai poste le base per un confronto competitivo fra i vari produttori. In particolare esso deve essere considerato parte integrante del progetto, al pari dei requisiti funzionali, e come tale esaminato nella fase iniziale e concettuale della progettazione, così da produrre meno vibrazioni ed emettere meno rumore piuttosto che ridurre questi effetti a posteriori. Questo approccio al problema permette sicuramente di ottenere risultati migliori di quanto non sia possibile con un intervento successivo ed a costi decisamente inferiori.

In altri settori dell'ingegneria meccanica, come quello dei trasporti, l'importanza del comportamento vibroacustico deriva dall'attenzione verso gli utenti e dalla necessità di offrire una buona qualità di servizio prima che da norme specifiche. Tuttavia, pur essendo diverse le premesse, gli strumenti utilizzati ed i fini da conseguire rimangono identici a quelli precedentemente esposti.

Per progettare il comportamento vibroacustico di una macchina nel campo delle basse frequenze, esistono degli strumenti consolidati quali elementi finiti (FE) o elementi di contorno (BE). Tali strumenti, però, incontrano ben presto un limite pratico di utilizzo, derivante dalla necessità di descrivere appropriatamente il fenomeno. In particolare deve essere garantita la presenza di almeno 6 elementi per lunghezza d'onda [1]. Poiché al crescere della frequenza la lunghezza sia delle onde acustiche che di quelle strutturali (longitudinali, di taglio, torsionali o flessionali) [2] diminuisce, il numero degli elementi cresce rapidamente fino a creare dei modelli difficilmente utilizzabili. Nonostante ciò questo problema non è il motivo principale dell'abbandono dei suddetti metodi, dato che le risorse di calcolo sono in continuo sviluppo e non è difficile ipotizzare il superamento di questi limiti entro qualche anno.

Il secondo motivo per cui vengono abbandonati questi metodi di analisi deriva dalla risposta dinamica di un qualsiasi componente meccanico in alta frequenza. Diversamente da quanto avviene in bassa frequenza in questo caso la risposta è fortemente influenzata da fattori come i piccoli scostamenti delle proprietà del materiale rispetto alle proprietà nominali e/o le tolleranze di fabbricazione e di montaggio. La conseguenza è che sistemi nominalmente identici hanno risposte diverse. Ciò implica che un'analisi di tipo deterministico non è rappresentativa del comportamento del componente o sistema meccanico, poiché fornisce la risposta di un unico elemento e non di tutti gli esemplari, che sono descritti più appropriatamente utilizzando un valore medio ed una deviazione standard.

Per chiarire meglio i concetti si è simulato il comportamento dinamico di una piastra piana, essendone note analiticamente le frequenze proprie [3]. È stata, quindi, definita una distribuzione normale per ogni parametro (tab. 1), necessaria per effettuare una simulazione Montecarlo. Sono stati estratti 10.000 insiemi di parametri, che caratterizzano altrettante piastre nominalmente identiche. Analizzando i dati riportati in fig. (1), si nota come alle basse frequenze i modi siano ben separati e le distribuzioni normali ad essi associate abbiano una piccola deviazione standard. In questo caso un'analisi di tipo deterministico ha significato, in quanto l'approssimazione introdotta considerando un unico valore è trascurabile. All'aumentare della frequenza di analisi aumenta la variabilità della risposta, causando la sovrapposizione delle distribuzioni (fig. (1) – destra –). Inoltre in alta frequenza la sovrapposizione delle distribuzioni associate ai singoli modi propri è facilitata anche dall'incremento della densità modale. Tutto ciò comporta una maggiore indeterminazione nella risposta del sistema, potendosi anche avere l'inversione di due o più modi. Tali comportamenti non sono prevedibili tramite una singola analisi con i metodi FE o BE, che pertanto risultano inadeguati all'applicazione in questo campo di frequenze. Gli stessi effetti risultano ancora più evidenti in fig. (2), dove sono riportate tutte le risposte in frequenza (FRFs) delle piastre analizzate insieme alla loro media. In particolare si noti come al di sopra di 100 Hz non sia più possibile individuare un'unica risposta ma solo una fascia all'interno della quale sono inclusi tutti i tracciati, mentre fino a 30 Hz il valore medio coincide con le singole risposte.

| <b>Parametro</b>                           | <b>Valore nominale</b> | <b>Deviazione standard</b> |
|--|------------------------|----------------------------|
| <i>Lunghezza</i> [m]                       | 0,5                    | 0,10%                      |
| <i>Larghezza</i> [m]                       | 0,3                    | 0,13%                      |
| <i>Spessore</i> [m]                        | 8e-04                  | 1,25%                      |
| <i>Modulo di Young</i> [N/m <sup>2</sup> ] | 2,1e+11                | 0,25%                      |
| <i>Densità</i> [kg/m <sup>3</sup> ]        | 7800                   | 0,50%                      |

Tab. 1 Parametro, valore nominale del parametro e deviazione standard associata (espressa in percentuale del valore nominale)

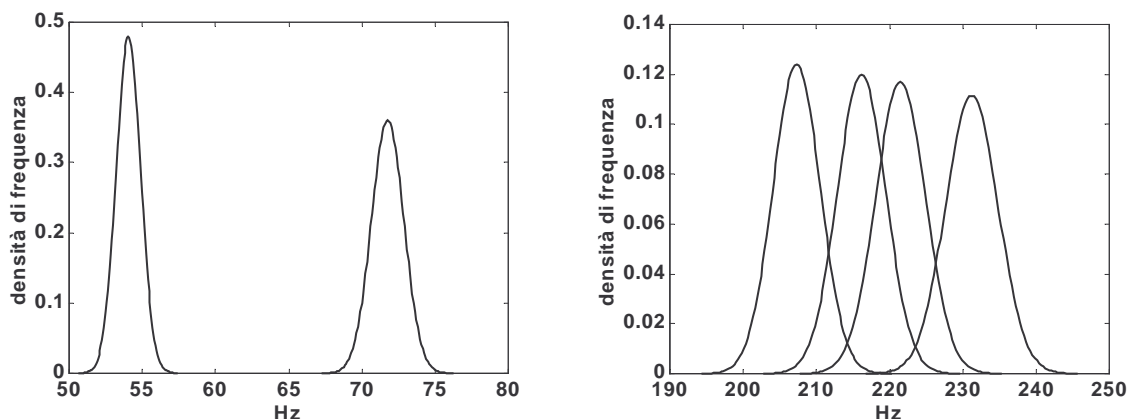


Fig. 1 Distribuzione di probabilità delle frequenze proprie della piastra piana analizzata

Da quanto detto si evince che i metodi FE o BE possono sempre essere applicati nel campo delle alte frequenze, ma solo in congiunzione ad un'analisi Montecarlo. Infatti i risultati di tutti i modelli devono essere elaborati per estrarre un valore medio ed una deviazioni standard. Per questi motivi sono stati sviluppati dei metodi, quali la SEA, capaci di utilizzare un approccio di tipo statistico a partire dalla creazione del modello del sistema, così da ridurre opportunamente i gradi di libertà presenti, limitandoli a quelli strettamente necessari. Questo approccio permette di ottenere dei risultati significativi (valori medi e deviazioni standard) in tempi estremamente ridotti e quindi di poter analizzare efficientemente più soluzioni costruttive fra loro alternative.

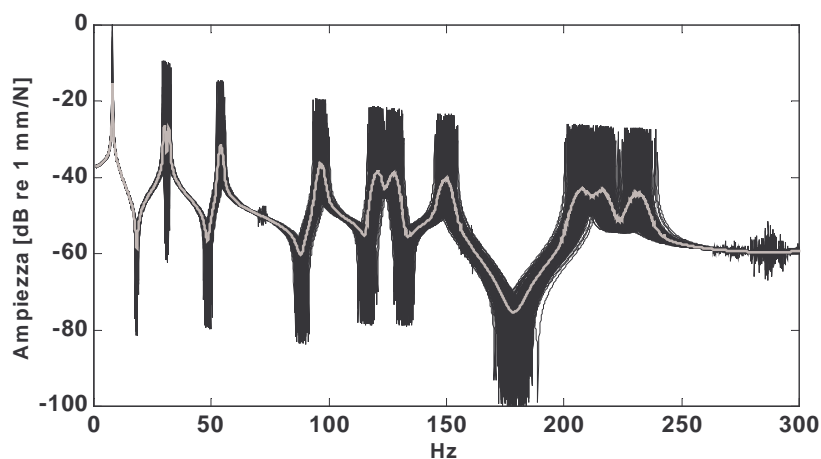


Fig. 2 Funzioni di risposta in frequenza della piastra piana al variare dei parametri (nero) e loro valore medio (grigio)

## 2. STATISTICAL ENERGY ANALYSIS

### 2.1 Fondamenti teorici

La SEA [4] è un metodo di analisi del comportamento vibroacustico dei sistemi meccanici ed acustici ad alta frequenza. Il limite inferiore di questo campo non è univoco, ma dipende dalle caratteristiche fisiche di ogni sistema meccanico. Qualitativamente si definisce come *alta frequenza* quel campo di frequenze in cui esiste un'elevata interazione fra i modi propri della struttura o sistema acustico, tanto che la risposta non è più caratterizzata dai singoli picchi e non sono più significative le differenze fra le risposte di punti appartenenti ad uno stesso componente. Una definizione quantitativa di tale limite può essere fatta tramite il fattore di sovrapposizione modale (Modal Overlap Factor – MOF –), definito nell'eq. (1):

$$MOF = \omega \cdot \eta(\omega) \cdot n(\omega) \quad (1)$$

dove  $\omega$  è la pulsazione,  $\eta$  è il fattore di perdita e  $n$  è la densità modale, cioè il numero di modi propri in un determinato intervallo di frequenza. Alle alte frequenze il MOF è maggiore di uno. Dall'equazione 1 è evidente come lo stesso valore di MOF possa essere ottenuto con una combinazione diversa di fattori, rendendo impossibile la definizione di un limite inferiore assoluto per l'inizio delle alte frequenze.

Per la tipologia di risposta dei sistemi meccanici e acustici in alta frequenza la SEA opera su valori medi delle variabili. A queste medie è attribuito il valore di media nel dominio spaziale, della frequenza e del tempo. Il significato di media nel dominio spaziale deriva dalla modellazione stessa del sistema, che viene suddiviso in componenti tali da verificare la definizione qualitativa di alta frequenza. Di conseguenza un unico valore è sufficiente a caratterizzare un'intera zona del sistema studiato, in quanto essa ha un comportamento omogeneo. I valori rappresentano anche una media in frequenza, poiché la SEA viene applicata utilizzando bande di ottava. La larghezza stessa della banda può essere scelta a discrezione del progettista, pur rispettando il requisito di avere almeno tre modi in ogni banda. Diversamente, al di sotto di questo limite, i valori derivati dall'analisi non sarebbero significativi per l'alta varianza associata ad essi. Infine i valori sono mediati nel tempo in quanto si ipotizza di eseguire l'analisi in condizioni stazionarie.

Le variabili fondamentali utilizzate dal metodo SEA sono energia e potenza. I principi fisici alla base di un modello SEA, che regolano la distribuzione dell'energia nel sistema, sono i seguenti:

- l'energia è immagazzinata nei modi propri della struttura;
- l'energia fluisce dai sottosistemi con alta energia modale a quelli con bassa energia modale (l'energia modale è l'energia immagazzinata da un singolo modo di un sottosistema). Nel trasferimento dell'energia i modi dei sottosistemi interagiscono fra di loro indipendentemente dalla presenza di altri modi, quindi il flusso di energia è indipendente dall'energia complessiva dei sottosistemi. Pertanto è possibile avere un flusso positivo di energia da un sottosistema con bassa energia complessiva ad uno con alta energia complessiva, qualora questo abbia una bassa energia modale ma un alto numero di modi risonanti.

Analiticamente un modello SEA è ottenuto scrivendo un bilancio energetico per ogni sottosistema in cui è stato suddiviso il sistema. Poiché si lavora in condizioni stazionarie la potenza in ingresso deve uguagliare la potenza in uscita, sia essa dissipata o trasmessa ad altri sottosistemi. Si consideri, per esempio, il sistema costituito da due sottosistemi rappresentato in fig.3. Il bilancio relativo al sottosistema 1 è riportato nell'eq. (2):

$$P_1 + \omega \eta_{21} E_2 = \omega \eta_1 E_1 + \omega \eta_{12} E_1 \quad (2)$$

dove  $P_1$  è la potenza immessa dalla sorgente nel sottosistema 1,  $\omega \eta_{21} E_2$  è la potenza trasferita dal sottosistema 2 al sottosistema 1,  $\omega \eta_1 E_1$  è la potenza dissipata dal sottosistema 1 e  $\omega \eta_{12} E_1$  è la potenza trasferita dal sottosistema 1 al sottosistema 2.

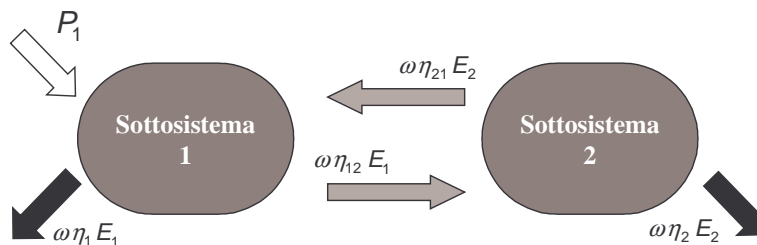


Fig. 3 Modello SEA costituito da 2 sottosistemi

Questo bilancio energetico può essere scritto per un qualsiasi numero di sottosistemi connessi fra di loro. Una volta che queste equazioni sono assemblate si ottiene la formulazione matematica di un modello SEA (eq. 3,4). Essa non è che un sistema lineare, il cui termine noto sono le potenze immesse nei vari sottosistemi ed il vettore delle incognite è costituito dalle energie dei sottosistemi (eq. 3). Potenze ed energie sono messe in relazione dalla matrice dei fattori di perdita, che include sia i fattori di perdita per dissipazione (Internal Loss Factors – ILFs –) che quelli per accoppiamento (Coupling Loss Factors – CLFs –). Questa relazione è integrata dall'equazione di reciprocità (eq. 4), derivata dall'uguaglianza della potenza netta scambiata in entrambi i sensi fra due sottosistemi in condizioni di giunzioni conservative.

Gli ILFs ( $\eta_i$ ) sono i fattori di perdita che vengono applicati anche nell'analisi modale classica e che caratterizzano le proprietà dissipative di un materiale. Contrariamente i CLFs ( $\eta_{ij}$ ) sono parametri propri della SEA e caratterizzano le giunzioni fra sottosistemi, definendone le proprietà di scambio energetico.

Dalla formulazione matematica del modello si comprende come sia possibile ottenere dei tempi di soluzione estremamente ridotti anche per grandi strutture. Ciò è facilitato anche dalla metodologia di modellazione utilizzata nella SEA.

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_n \end{Bmatrix} = \omega \cdot \begin{bmatrix} \sum \eta_{1i} & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{n1} \\ -\eta_{12} & \sum \eta_{2i} & \cdots & -\eta_{n2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1n} & -\eta_{2n} & \cdots & \sum \eta_{ni} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ \vdots \\ E_n \end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$n_i \cdot \eta_{ij} = n_j \cdot \eta_{ji} \quad (4)$$

In virtù della risposta dei sistemi in alta frequenza, nei modelli SEA non è necessario suddividere il sistema in tanti elementi come avviene per i metodi FE o BE, poiché è possibile individuare dei componenti, strutturali od acustici, caratterizzati da una risposta omogenea. Inoltre, diversamente da quanto avviene per altri metodi, la SEA permette di ottenere dei risultati migliori al crescere delle dimensioni, in quanto il numero di modi è una proprietà estensiva dei componenti ed il suo aumento causa un incremento del MOF e una conseguente diminuzione della variabilità della risposta. Individuati i componenti del sistema, i sottosistemi, che sono gli elementi del modello SEA, vengono definiti di conseguenza. Infatti un sottosistema è un gruppo di onde vibrazionali all'interno di un componente strutturale. All'interno del sottosistema le onde si devono poter propagare senza incontrare ostacoli (giunzioni o discontinuità), che generino riflessioni o trasmissioni. Per chiarire meglio questo concetto si consideri una piastra. Essa è un componente strutturale, ma in essa esistono tre sottosistemi costituiti rispettivamente dalle onde longitudinali, di taglio e flessionali. Questi tre sottosistemi saranno caratterizzati dalla stessa geometria, ma avranno diverse caratteristiche dinamiche (velocità di propagazione delle onde, densità modale, fattore di perdita, etc.). La SEA, quindi, permette di ridurre i gradi di libertà necessari per descrivere il sistema, sfruttando le caratteristiche della risposta in alta frequenza.

Sulla base di questo modello teorico possono essere creati due tipi di modelli SEA: analitico o sperimentale. I modelli analitici, detti anche predittivi, sfruttano le informazioni geometriche del modello e le proprietà dei materiali, per determinare analiticamente le densità modali dei sottosistemi, nonché i CLFs delle giunzioni. Per il tipo di informazioni necessarie, i modelli SEA analitici possono essere proficuamente impiegati a partire dalle fasi iniziali della progettazione e migliorati progressivamente mentre vengono definiti i dettagli del progetto. I modelli sperimentali, invece, necessitano di avere a disposizione il sistema fisico. Per la creazione di questo tipo di modelli a turno vengono eccitati tutti i sottosistemi, misurando sia la potenza immessa nel sottosistema eccitato che la risposta in tutti i sottosistemi. Sfruttando i dati sperimentali, il sistema del modello SEA viene riscritto in modo da poter ottenere i fattori di perdita del modello. Un esempio per un modello con due sottosistemi è riportato nell'eq. (5). Elaborando le informazioni sperimentali è possibile ottenere anche le densità modali dei sottosistemi [1].

$$\begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 & 0 \\ 0 & P_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_{11} & E_{12} \\ E_{21} & E_{22} \end{bmatrix}^{-1} \quad (5)$$

In questa sezione si è cercato di descrivere i principi fondamentali della SEA. La complessità dell'argomento, però, non consente di ridurlo facilmente in poche pagine senza perdere di dettaglio. Sull'argomento esistono numerose pubblicazioni sia articoli di riviste che monografie. Per un maggiore approfondimento dei temi trattati si consiglia una lettura dei testi specialistici riportati in bibliografia [1-5].

## 2.2 Applicazioni ingegneristiche

I modelli SEA possono essere impiegati proficuamente per definire o migliorare il comportamento vibroacustico di un sistema sia nella fase iniziale della progettazione che durante la vita stessa del prodotto. Di seguito viene fornita una breve descrizione delle principali analisi possibili.

- **Determinazione della risposta energetica:** note le potenze immesse in tutti i sottosistemi si ricava la risposta in termini energetici. Questi valori possono essere utilizzati per ricavare le velocità di vibrazione o le accelerazioni dei componenti strutturali o le pressioni sonore delle cavità acustiche. Queste informazioni permettono di mettere in atto degli interventi di riduzione delle vibrazioni o del rumore nei vari componenti, qualora i livelli ottenuti non fossero accettabili.
- **Localizzazione delle sorgenti:** noti i valori delle energie in tutti i sottosistemi si ricavano i valori delle potenze, risalendo, perciò, alle posizioni delle sorgenti. Con queste informazioni si può intervenire direttamente sulle sorgenti per eliminare gli effetti indesiderati.
- **Identificazione dei flussi di energia:** avendo risolto un modello SEA è estremamente facile identificare e classificare in ordine di importanza i percorsi di trasmissione dell'energia. Ciò permette di intervenire

selettivamente per ridurre la trasmissione lungo i percorsi più importanti. In questo modo si ottiene il massimo effetto con il minimo costo di intervento.

- **Analisi di sensibilità:** questa tipologia di analisi permette di identificare i parametri più significativi, che contribuiscono alla definizione della risposta in un determinato sottosistema. L'utilizzo di queste informazioni in parallelo con un'analisi dei flussi di energia permette di identificare non solo i componenti responsabili per il trasferimento energetico, ma anche i parametri di un componente su cui intervenire per avere il massimo miglioramento.

Dalle precedenti descrizioni appare chiaro come la SEA possa essere uno strumento di fondamentale importanza per la progettazione dei sistemi meccanici, qualora il comportamento vibroacustico sia uno dei parametri fondamentali per giudicarne le prestazioni.

### 3. CASI APPLICATIVI

#### 3.1 Applicazioni in campo ferroviario

Nel settore ferroviario la SEA è stata applicata prevalentemente per individuare i componenti su cui intervenire al fine di ridurre il rumore emesso. A questo scopo sono stati utilizzati sia modelli analitici che sperimentali.

Biolchini e Geoffroy [6] hanno utilizzato un approccio predittivo per modellare una carrozza di un treno per uso metropolitano. La carrozza è stata modellata utilizzando sia solo componenti acustici che componenti acustici e strutturali, necessari per considerare i percorsi di trasmissione delle vibrazioni. Quest'ultimo modello era costituito da 193 sottosistemi, 354 giunzioni e 3 sorgenti meccaniche. Il confronto dei due modelli ha evidenziato come la componente strutturale non sia trascurabile per il rumore all'interno della carrozza. Inoltre l'analisi condotta ha permesso di identificare il pavimento della carrozza, come il primo componente su cui intervenire per ridurre il livello di pressione sonora.

Grosjean e Borello [7] hanno sviluppato un modello predittivo della cabina del conducente e della consolle di guida all'interno di una locomotiva. Questo modello è stato integrato con misure sperimentali di ILFs e, dove la geometria era più complessa, anche di CLFs. Le sorgenti considerate sono state: l'interazione ruota-rotaia, la sala macchine ed i motori collocati sui due carrelli. Il modello così definito è stato utilizzato per ottimizzare il comportamento vibroacustico in condizioni operative. Sono stati pertanto fissati l'abbattimento desiderato del rumore e i limiti alle modifiche strutturali eseguibili. Successivamente è stata implementata una routine che sfruttasse le informazioni dell'analisi di sensibilità eseguita sul modello, per programmare una serie di modifiche strutturali adatte ad ottenere il miglioramento impostato.

Sempre in ambito ferroviario esiste un gruppo di lavori aventi per oggetto il TGV [8–10]. Un primo lavoro è relativo alla costruzione di un modello interamente sperimentale [8]. Tale modello ha un'utilità limitata, poiché non permette di verificare gli effetti delle modifiche strutturali, dato che i parametri del modello SEA non sono legati da relazioni esplicite con i parametri strutturali. Nonostante ciò è sempre possibile individuare le zone di intervento tramite un'analisi dei principali percorsi di trasmissione dell'energia. Gli altri lavori [9,10] hanno invece utilizzato una modellazione analitica rispettivamente della locomotiva (cabina conducente) e di una carrozza (fig. 4). In entrambi i casi i modelli sono stati confrontati con misure sperimentali per verificarne l'esattezza prima dell'utilizzo. Il modello della cabina è stato impiegato per programmare e verificare l'efficacia di modifiche strutturali per la riduzione del rumore [9], mentre il modello della carrozza è stato utilizzato per determinare l'importanza relativa, in condizioni operative, delle sorgenti. Questa analisi ha dimostrato che alla velocità di 300 km/h lo strato limite turbolento è la sorgente predominante di rumore alle alte frequenze.

La SEA in campo ferroviario è stata applicata con successo anche per effettuare uno studio parametrico del sistema composto da un carrello rivestito da un carter, rotaia e barriere fonoassorbenti posizionate in prossimità della rotaia [11]. Anche in questo caso è stato creato un modello analitico, tarato tramite misure sperimentali, per verificare i criteri di modellazione adottati. Successivamente sono stati simulati gli effetti della rimozione di alcune parti del carter, così come la presenza di barriere di altezze diverse.

Tutte le applicazioni sopracitate hanno applicato la SEA a partire da circa 200 Hz. I modelli erano già affidabili a partire da questa frequenza relativamente bassa date le grandi dimensioni dei componenti strutturali ed acustici dei sistemi oggetto di studio.

#### 3.2 Applicazioni in campo automobilistico

L'applicazione della SEA in campo automobilistico presenta delle caratteristiche diverse rispetto al settore ferroviario. In particolare un'autovettura ha delle dimensioni più ridotte rispetto ad una carrozza ferroviaria, comportando la necessità di dover analizzare il sistema partendo da frequenze più elevate, generalmente da 400 Hz. Inoltre un'autovettura è un sistema meccanico mediamente più complesso ed inoltre manca la possibilità di individuare simmetrie o moduli ripetitivi per semplificare la modellazione come viene fatto con le carrozze ferroviarie.

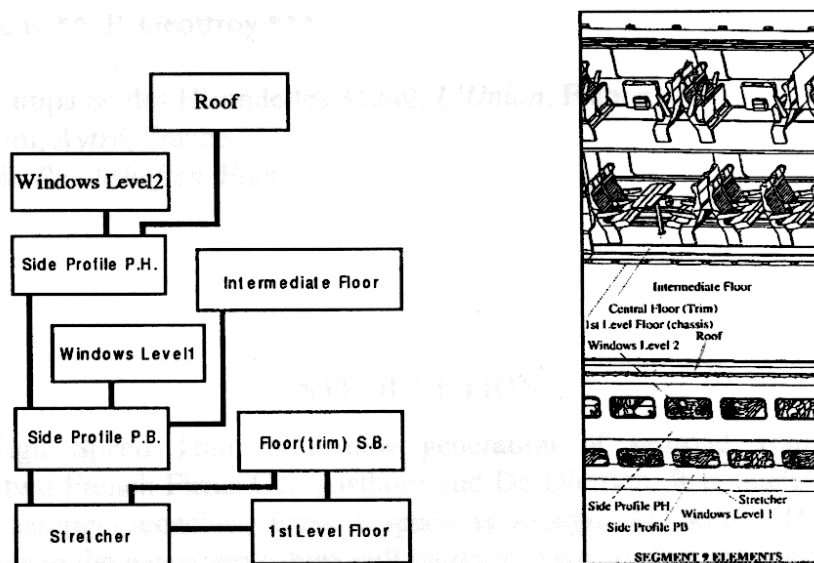


Fig. 4 Sezione di una carrozza del TGV (destra) e relativo modello SEA (sinistra) [10]

Nonostante queste difficoltà le prime applicazioni della SEA in campo automobilistico risalgono al 1985, con la modellazione di un'intera autovettura, sebbene utilizzando una discretizzazione molto approssimativa: solo 36 componenti [12]. Nel frattempo la SEA è stata applicata per modellare sia componenti che autovetture complete, utilizzando come sorgenti di eccitazione la strada, il vento ed il powertrain.

Limitandosi, in un primo momento, solo ai componenti, Keller e Huang [13] hanno elaborato un modello estremamente dettagliato di una portiera (fig. 5). Il modello è costituito da 95 componenti e oltre 350 giunti, includendo sia i principali componenti strutturali che le perdite acustiche (leakages), che assumono un'importanza rilevante alle alte frequenze. Data la complessità della struttura, alcuni CLFs sono stati ottenuti da misure sperimentali, per evitare di introdurre eccessive approssimazioni. Il modello è poi stato confrontato con dati sperimentali, per verificarne l'esattezza prima di utilizzarlo per un'ottimizzazione strutturale. La precisione con cui è stato modellato il sistema ha permesso di individuare possibili interventi anche su piccola scala, quale il miglioramento di alcune guarnizioni.

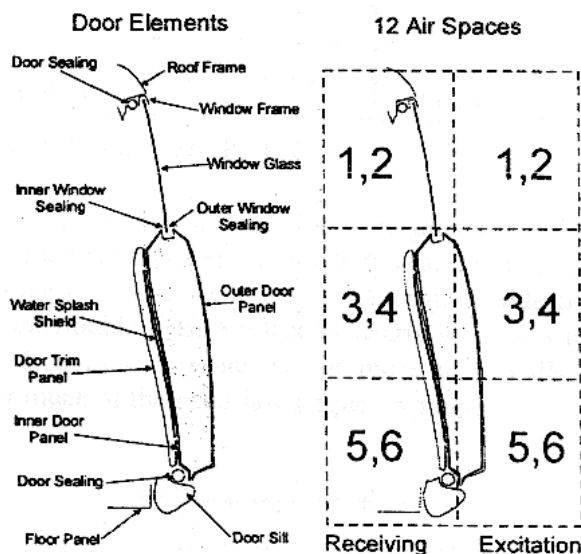


Fig. 5 Componenti principali del modello SEA di una portiera [13]

Sul tema delle perdite acustiche e della loro importanza nei modelli SEA hanno lavorato anche Liu et al. [14], concentrando la loro attenzione sul parafrangente dell'autovettura. In particolare hanno considerato gli effetti delle aperture per il passaggio dei cavi elettrici, della colonna dello sterzo e del comando del freno, cercando di elaborare dei criteri di modellazione.

Byam e Radcliffe [15] hanno sviluppato un modello teorico dei tasselli elastici comunemente impiegati nelle autovetture, dimostrando che la loro capacità di immagazzinare energia non è trascurabile rispetto agli altri componenti strutturali comunemente inclusi nei modelli SEA.

Moeller e Pan [16] hanno sviluppato un modello del telaio della vettura, mentre Steel [17] ha incluso nel suo modello anche la carrozzeria completa di materiali smorzanti e fonoassorbenti. L'inserimento di questi trattamenti all'interno di un modello SEA è stato storicamente sviluppato seguendo due diverse tipologie di modellazione. Cimerman et al. [18] hanno modellato questi materiali implicitamente, rappresentandone gli effetti acustici (assorbimento e perdita di trasmissione), invece Powell et al. [19] hanno modellato esplicitamente i diversi materiali utilizzando sottosistemi SEA. Entrambe le tecniche sono state utilizzate con successo [20–24], in relazione alla tipologia di modello sviluppato. Infatti la tecnica di Cimerman [18] può essere utilizzata solo in modelli SEA prettamente acustici, mentre quella di Powell [19] può modellare efficacemente i materiali anche all'interno di modelli sviluppati per simulare il comportamento strutturale del sistema.

Un altro componente di autovettura modellato con la SEA è stato il motore [25,26]. In questo caso i risultati ottenuti contengono delle approssimazioni maggiori, a causa delle difficoltà di individuare con esattezza la posizione delle sorgenti, nonché dell'eseguire una corretta suddivisione del sistema in componenti e sottosistemi SEA. Inoltre le ipotesi della SEA sono verificate a partire da frequenze più elevate (800 Hz). Per questi motivi sembra sicuramente più praticabile l'utilizzo di un approccio sperimentale [25] piuttosto di uno analitico [26].

I modelli completi di un'autovettura sono stati sviluppati impiegando sia l'approccio analitico [12, 20-24, 27] che quello sperimentale [28–30]. Tuttavia, anche quando è stato utilizzato l'approccio analitico, il modello è sempre stato verificato confrontandolo con misure sperimentali. In tutti i lavori i modelli sono stati impiegati per individuare possibili modifiche strutturali e valutarne gli effetti. In alcuni casi particolari le modifiche sono state eseguite ed i risultati confrontati con la previsione del modello SEA, evidenziando un buon accordo.

La necessità di verificare la correttezza dei modelli analitici utilizzando dati sperimentali ha portato ad elaborare dei criteri affidabili di confronto. In particolare Moeller et al. [31] e Manning [32] propongono di utilizzare la potenza modale, poiché è il parametro di un modello SEA, che ha la minima variabilità anche in presenza di ampie variazioni della risposta all'interno del componente. A supporto di quanto affermato Manning riporta un'elaborazione di dati sperimentali, che mostrano come la confidenza del 95% sui dati della velocità corrisponda ad un intervallo di ampiezza di 8 dB, mentre se si considera la potenza modale esso si riduca a soli 2 dB. Applicando quanto detto a misure sperimentali per la verifica di un modello analitico, è quindi possibile ottenere dei dati di confronto con una piccola deviazione standard, utilizzando un numero di punti inferiore a quelli necessari per ottenere la stessa confidenza impiegando come parametro di confronto la velocità di vibrazione. Questo metodo è stato poi applicato con ottimi risultati per la creazione di un modello della scocca di un'autovettura [31]. Wang et al. [33] propongono, invece, di verificare il modello analitico simulando le condizioni di prova riproducibili in laboratorio ed utilizzando come parametro di confronto la risposta dei componenti.

#### 4. LINEE DI RICERCA

Dalla breve presentazione delle applicazioni SEA in due settori dell'ingegneria meccanica si può evincere che la SEA non è una metodologia nuova. Nonostante ciò è ancora una metodologia in evoluzione, poiché non sono stati ancora risolti tutti gli ostacoli per una sua applicazione diffusa come per i metodi FE o BE. Allo stato attuale, infatti, esistono poche applicazioni della SEA predittiva per cui non è necessaria una verifica sperimentale del modello prima di utilizzarlo per successive elaborazioni. Ciò accade talvolta in campo aerospaziale o aeronautico, a cui la SEA viene ormai applicata da circa 30 anni. Questi settori sono caratterizzati da geometrie semplificate delle strutture meccaniche (geometrie pressoché ideali ed a simmetria cilindrica) oltre che dall'esistenza di una specifica banca dati di conoscenze.

In campo ferroviario e soprattutto in quello automobilistico, così come in tutti gli altri campi dell'ingegneria meccanica in cui la SEA non ha trovato ancora impiego, è necessario sviluppare dei criteri generali di modellazione, in modo da ridurre la necessità di verifiche sperimentali. Criteri generali di modellazione sono importanti anche per definire un livello minimo di discretizzazione capace di fornire risultati affidabili. Considerando i pochi esempi citati in precedenza si può notare che il numero di componenti utilizzati nella modellazione variava sensibilmente da un lavoro all'altro, senza un esplicito criterio di base. Tali criteri permetterebbero di svincolare la creazione di modelli SEA affidabili dall'esperienza di modellazione del progettista, che attualmente è l'elemento principale per una corretta e veloce applicazione del metodo.

Un'altra linea di ricerca di particolare interesse è l'estensione della SEA alle medie frequenze. In questo campo di frequenze, infatti, sia la SEA che i metodi FE o BE trovano difficoltà applicative a causa dei loro rispettivi limiti. Lo sviluppo di nuovi metodi di modellazione o la possibilità di estendere i limiti di quelli



esistenti permetterebbe di eseguire un'analisi vibroacustica completa di ogni sistema. Attualmente Manning [34] ha proposto di estendere la SEA alle basse frequenze integrando le informazioni dei modelli con misure di mobilità sperimentali o derivate da modelli FE dei singoli componenti.

Oltre a queste linee generali di ricerca è sempre necessario poter sviluppare trattazioni teoriche che permettano una migliore modellazione delle giunzioni, così da non dover ricorrere a misure sperimentali ogniqualvolta la geometria del modello diventi più complessa. Così facendo si cerca di rendere l'approccio analitico indipendente dalla presenza di un modello fisico da utilizzare per la verifica, in modo da poter applicare la SEA in tutti i casi e con ridotti margini di incertezza a partire dalle fasi iniziali della progettazione.

## 5. CONCLUSIONI

Nel corso di questo lavoro si è cercato di presentare una sintetica ma esaustiva panoramica della Statistical Energy Analysis (SEA). Si sono inizialmente analizzati i motivi che hanno spinto allo sviluppo di tecniche alternative per la modellazione del comportamento vibroacustico dei sistemi meccanici in alta frequenza. Successivamente sono stati esposti i fondamenti teorici della SEA, necessari per una corretta comprensione delle possibilità applicative del metodo. Infine sono stati presentati diversi esempi di utilizzo della SEA nel settore ferroviario ed automobilistico evidenziando i risultati ottenibili.

Da quanto esposto si può concludere che la SEA è una metodologia versatile, che permette di modellare in modo intuitivo i sistemi meccanici e di eseguire analisi estremamente utili per evidenziare eventuali problemi del comportamento vibroacustico. E' però necessario compiere un ulteriore sforzo di ricerca per potere applicare la SEA più diffusamente a tutti i problemi vibroacustici, senza dipendere da precedenti esperienze di modellazione dell'utilizzatore. Per questo motivo si ritiene che una delle principali linee di ricerca debba essere lo sviluppo di criteri oggettivi di modellazione, che permettano la creazione di modelli SEA analitici senza la necessità di ricorrere a continui e costosi confronti con dati sperimentali.

## Bibliografia

- [1] K. De Langhe, *High frequency vibrations: contributions to experimental and computational SEA parameter identification techniques*, Ph.D. thesis, Katholieke Universiteit Leuven, Leuven, Belgium, 1996.
- [2] S. De Rosa, F. Franco and F. Ricci, *Introduzione alla tecnica statistico-energetica (S.E.A.)*, Liguori Editore, Napoli, Italy, 1999.
- [3] L.L. Beranek, *Noise and vibration control*, McGraw Hill, New York, USA, 1988.
- [4] R.H. Lyon and R.G. DeJong, *Theory and Application of Statistical Energy Analysis*, 2nd edition, Butterworth-Heinemann, Newton, MA, USA, 1995.
- [5] R.J.M. Craik, *Sound transmission through buildings using Statistical Energy Analysis*, Gower Pub. Co., UK, 1996.
- [6] T. Biolchini, and P. Geoffroy, "Acoustic prediction in railway coaches", *proceedings of Transport noise '94*, Russia, 117-120, 1994.
- [7] G. Borello, and O. Grosjean, "Use of the S.E.A. to calculate and optimize the noise in the driver's cab of a locomotive", *proceedings of the World Congress on Railway Research - WCRR99*, Tokyo, Japan, 1999.
- [8] N. Cuny, K. De Meester, L. Hermans, and K. Wyckaert, "Experimental SEA on a highspeed train carriage", *proceedings of the ISMA21*, Leuven, Belgium, 1996.
- [9] G. Borello, and A. Fages, "Use of SEA to reduce the noise in the driver's cabin of a TGV high speed train", *proceedings of the ISMA21*, Leuven, Belgium, 1996.
- [10] G. Borello, N. Cuny, and P. Geoffroy, "System model of a high speed train passenger coach using S.E.A. and prediction in working conditions", *proceedings of InterNoise 95*, Newport Beach, CA, USA, 1243-1246, 1995.
- [11] A.E.J. Hardy, C.J.C. Jones, R.R.K. Jones, A. Wang, "Bogie shrouds and low track-side barriers for the control of railway vehicle rolling noise", *Journal of Sound and Vibration*, **193** (1), 427-431 (1996).
- [12] R.G. DeJong, "A study of vehicle interior noise using statistical energy analysis", SAE paper 850960, 1985.
- [13] H.P. Keller and L. Huang, "SEA model to improve sound transmission loss of a car door", *proceedings of the 1998 National Conference on Noise Control Engineering*, Ypsilanti, MI, USA, 1998.
- [14] W. Liu, D. Tao and G. Kathawate, "Use of Statistical Energy Analysis Method to Predict Sound Transmission Loss of Sound Barrier Assemblies", SAE paper 1999-01-1707 (1999).
- [15] B.P. Byam and C.J. Radcliffe, "Statistical energy analysis model and connectors for automotive vibration isolation mounts", *proceedings of the ASME Dynamics Systems and Control Division*, **61**, 751-756, (1997).
- [16] M. Moeller and J. Pan, "Statistical Energy Analysis for road noise simulation", SAE paper 971972 (1997).
- [17] J.A. Steel, "The prediction of structural vibration transmission through a motor vehicle using Statistical Energy Analysis", *Journal of Sound and Vibration*, **193** (3), 691-703 (1996).
- [18] B. Cimmerman, P. Bremner, Y. Qian and J. van Buskirk, "Incorporating layered acoustic trim materials in body structural-acoustic models", SAE paper 951307 (1995).
- [19] R. Powell, R. Zhu and J.E. Manning, "SEA modeling and testing for airborne transmission through vehicle sound package", SAE paper 971973 (1997).
- [20] B. Dong, M. Green, M. Voutyras, P. Bremner and P. Kasper, "Road noise modeling using Statistical Energy Analysis method", SAE paper 951327 (1995).
- [21] M.J. Moeller, J. Pan and R. DeJong, "A novel approach to Statistical Energy Analysis model validation", SAE paper 951328 (1995).
- [22] G. Borello, "Predicting noise transmission in a truck cabin using the Statistical Energy Analysis approach", *proceedings of the 1997 IUTAM Symposium on Statistical Energy Analysis*, Southampton, UK, 1997.
- [23] M. Botz and B. Shahidi, "High frequency NVH analysis of full size pickups using SEAM", SAE paper 971974 (1997).
- [24] X. Huang, M. Moeller, J. Lee and R. Powell, "Application of Statistical Energy Analysis (SEA) to the development of a light truck sound package", *proceedings of the 1997 IUTAM Symposium on Statistical Energy Analysis*, Southampton, UK, 1997.

- [25] L. Wu and A. Ågren, “Applicability of the experimental Statistical Energy Analysis to an engine structure”, SAE paper951304 (1995).
- [26] C. Kaminsky and R. Unglenieks, “ Statistical Energy Analysis of noise and vibration from an automotive engine”, SAE paper 971975 (1997).
- [27] M.G. Smith, N.S. Ferguson, L. Decker and U. Fingberg, “Validating a Statistical Energy Analysis Model of a saloon car”, *proceedings of InterNoise96*, Liverpool, UK, 1996.
- [28] S. Shaw, “Analysis and prediction of the acoustical characteristics of automobile bodies using Statistical Energy Analysis”, *proceedings of the Unikeller Conference*, Switzerland, 1997.
- [29] N. Lalor and T. Bharj, “The application of SEA to the reduction of passenger car interior noise”, *proceedings of the 27th ISATA Conference*, Belgium, 1994.
- [30] T. Bharj and H. Pham, “Application of Energy Flow Analysis (EFA) to reduce structure-borne noise inside a passenger vehicle”, *proceedings of InterNoise96*, Liverpool, UK, 1996.
- [31] M.J. Moeller, J. Pan and R.G. DeJong, “A novel approach to Statistical Energy Analysis model validation”, SAE paper 951328 (1995).
- [32] J.E. Manning, “Validation of SEA models using measured modal power”, SAE paper 1999-01-1703 (1999).
- [33] D. Wang, G.M. Goetchius and T. Onsay, “Validation of a SEA model for a Minivan: use of ideal air- and structure-borne sources”, SAE paper 1999-01-1697 (1999).
- [34] J.E. Manning, “Use of measured mobility to improve SEA predictions in the mid-frequency range”, *proceedings of Design Engineering Technical Conferences – DETC99*, Las Vegas, Nevada, USA, 1999.