

复杂耦合系统的统计能量分析及其应用

盛美萍

(西北工业大学, 西安 710072)

[摘要] 文章综合导纳分析法、经典统计能量分析方法和经典功率流理论的各自优点, 提出适合复杂耦合系统的统计能量分析方法, 为研究实际机械结构之间的振动传递规律、复杂机械系统的声辐射特性提供理论依据, 为实际工程结构的振动隔离、噪声治理提供理论指导。文章首次提出统计能量分析参数必须统一定义, 将影响实际机械结构相互之间能量传递的若干要素各自分离, 并引入相应的参数分别开展研究。利用理论研究的成果, 发展后的统计能量分析首次应用于水下航行器振动和噪声特性分析, 预报了水下航行器的振动传递规律和辐射噪声级。理论分析与实验测试结果符合较好。文章指出了水下航行器噪声治理的方向。

[关键词] 功率流; 统计能量分析; 导纳; 耦合

[中图分类号] TB53 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2002)06-0077-08

1 统计能量分析参数必须统一定义

继经典统计能量分析之后, 统计能量分析研究较多的就是非保守耦合问题。对如图1所示的非保守耦合系统, 大致有三种研究方法。

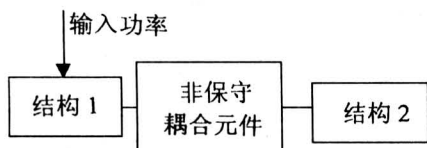


图1 双结构非保守耦合系统示意图

Fig.1 Two non-conservatively coupled structures system

第一种方法认为, 非保守耦合相当于增加了两个结构的内损耗, 将非保守耦合的损耗按一定比例附加到两个结构的内损耗上, 即提高结构内损耗因子, 称为结构等效内损耗因子, 而此时结构间的能量传递规律不变, 即耦合损耗因子不变, 能量平衡方程仍可采用经典统计能量分析的形式^[1]

$$P_1 = \omega(\eta'_1 + \eta_{12})E_1 - \omega\eta_{21}E_2, \quad (1)$$

其中等效内损耗因子 $\eta'_1 = \eta_1 + \Delta\eta_1$ 。增量 $\Delta\eta_1$ 表示非保守耦合的影响。当耦合阻尼较小时, 这种方法

有效。这种方法将研究领域从保守耦合系统拓展到非保守耦合系统, 在较长时期内成为分析非保守耦合系统的有效工具。按照这种方法, 非保守耦合使得等效内损耗因子提高。但在以后的实验中, 意外地获得了“负损耗因子”, 即等效内损耗因子小于零^[2]。这种看似不合理、无法解释的现象被一些研究者所忽略, 认为“负损耗因子”系由测量误差引起。实际上, 结构之间的耦合造成振动能量的传输规律更复杂, $\Delta\eta_1$ 不一定是一个增量。

第二种方法认为, 既然耦合元件损耗能量, 就引入参数“消耗耦合损耗因子”表示非保守耦合元件的损耗特性, 能量平衡方程改写为^[3]

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

式中, 内损耗因子仍为结构本身的内损耗因子, 耦合损耗因子仍为保守耦合系统的耦合损耗因子, “消耗耦合损耗因子” ζ_{12} 表示非保守耦合的影响, 是一个正量。这种看似不同的方法, 本质上与第一种方法无异, “消耗耦合损耗因子”起着和增量 $\Delta\eta_1$ 完全一样的作用。

鉴于此, 笔者提出了第三种方法。这种方法的基本思想是: a. 引入等效内损耗因子, 但它不是在结构内损耗因子之上附加一个简单的正增量; b.

[收稿日期] 2001-11-02; 修回日期 2002-01-30

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目(59805013), 全国优秀博士学位论文作者专项基金资助项目

[作者简介] 盛美萍(1970-), 女, 浙江宁波市人, 西北工业大学教授, 博士

必须修正保守耦合损耗因子为非保守耦合损耗因子。此时，稳定的能量平衡方程仍然适用

$$P_1 = \omega(\eta'_1 + \eta'_{12})E_1 - \omega\eta'_{21}E_2, \quad (3)$$

其中 η'_1 为等效内损耗因子， η'_{12} 和 η'_{21} 为非保守耦合损耗因子。非保守耦合系统的耦合损耗因子反映了经过非保守耦合元件之后到达相邻结构的功率流传输特性；等效内损耗因子则在结构内损耗因子的基础上多了一个修正项，它代表耦合元件两端的能量传输特性差异，修正项可正可负，甚至可能使等效内损耗因子出现负值。经过第三种方法的修正，不但“负损耗因子”问题迎刃而解，而且等效内损耗因子和耦合损耗因子都有明确的物理意义。

2 非保守耦合振子的等效内损耗因子

对于如图 2 所示的双振子非保守耦合系统，建立如图 3 所示的分析模型，则振子 1 和振子 2 的功率流平衡方程按第二种经典定义可以写为

$$\begin{cases} P_1 = \omega_1(\eta_1 + \eta_{12}^I)E_1 - \omega_2\eta_{21}^I E_2 \\ P_2 = \omega_2(\eta_2 + \eta_{21}^{II})E_2 - \omega_1\eta_{12}^{II} E_1 \end{cases} \quad (4)$$

式中 η_{ij}^I 表示在界面 I 上发生的从结构 i 到结构 j 的耦合损耗因子， η_{ij}^{II} 表示在界面 II 上发生的从结构 i 到结构 j 的耦合损耗因子。这里 $i, j = 1, 2$ 。

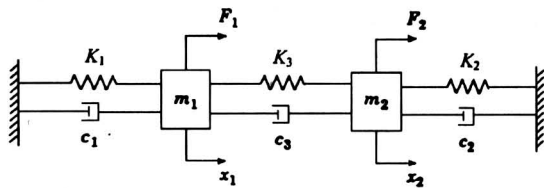


图 2 双振子非保守耦合系统模型

Fig.2 Two non-conservatively coupled oscillators system

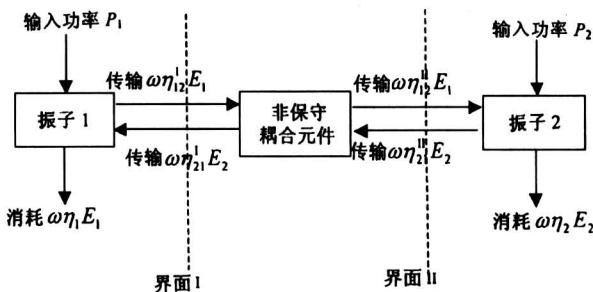


图 3 非保守耦合系统的统计能量分析模型

Fig.3 SEA model of non-conservatively coupled system

对于同样的系统，如果采用如图 4 所示的等效分析模型，则得到

$$\begin{cases} P_1 = \omega_1(\eta'_1 + \eta'_{12})E_1 - \omega_2\eta'_{21}E_2 \\ P_2 = \omega_2(\eta'_2 + \eta'_{21})E_2 - \omega_1\eta'_{12}E_1 \end{cases} \quad (5)$$

由式 (4)、式 (5) 得到等效内损耗因子和非保守耦合损耗因子分别为

$$\begin{cases} \eta'_{12} = \eta_{12}^{II} \\ \eta'_{21} = \eta_{21}^I \\ \eta'_1 = \eta_1 + (\eta_{12}^I - \eta_{12}^{II}) \\ \eta'_2 = \eta_2 + (\eta_{21}^{II} - \eta_{21}^I) \end{cases} \quad (6)$$

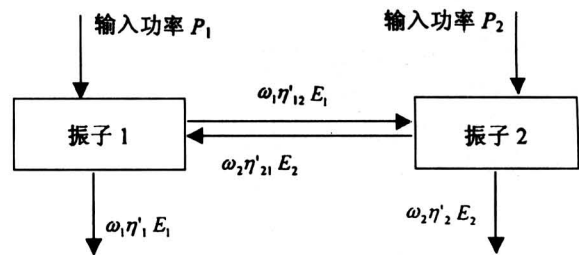


图 4 非保守耦合系统的统计能量分析等效模型

Fig.4 The effective SEA model of non-conservatively coupled system

对于非保守耦合系统，等效内损耗因子不等于子结构的内损耗因子，耦合特性对于等效内损耗因子具有重要影响^[4]。只有耦合阻尼很小时，等效内损耗因子才接近子结构的内损耗因子。

为便于数值分析，建立如图 2 所示的双振子非保守系统力学模型。记振子受到的外激励频率为 f ，振子参数为确定值，假设振子 1 的质量 $m_1 = 1.5 \text{ kg}$ ，刚度 $K_1 = 400 \text{ N/m}$ ，阻尼系数 $c_1 = 0.5 \text{ Ns/m}$ ；振子 2 的质量 $m_2 = 2.0 \text{ kg}$ ，刚度 $K_2 = 200 \text{ N/m}$ ，阻尼系数 $c_2 = 1.0 \text{ Ns/m}$ 。

图 5 给出了耦合阻尼 c_3 对等效内损耗因子 η'_1 的影响曲线。等效内损耗因子 η'_1 在振子 2 的共振频率处发生突变，激励频率 f 略低于振子 2 的固有频率 f_2 时， η'_1 出现谷点； f 略高于振子 2 的固有频率 f_2 时， η'_1 出现峰值点。耦合阻尼越大，突变越显著。而在共振频率范围以外，正如所预见的那样，耦合阻尼越大则等效内损耗因子也越大。

图 6 给出了耦合刚度 K_3 对等效内损耗因子 η'_1 的影响曲线。曲线显示，耦合刚度越大，峰和谷之间的落差就越大，说明耦合刚度对等效内损耗因子的变化起催化作用。此外，分析表明， η'_1 的峰对应 η'_2 的谷， η'_1 的谷对应 η'_2 的峰。

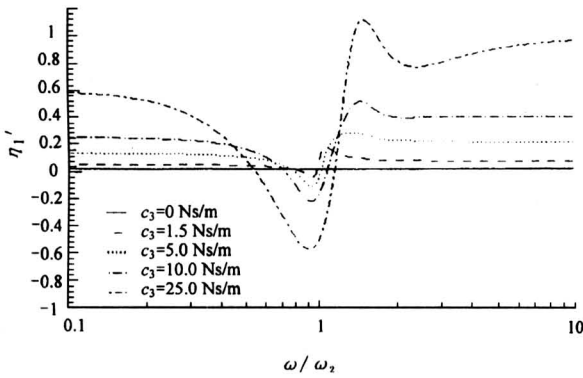


图 5 耦合阻尼对等效内损耗因子的影响

Fig.5 The influence of coupling damping on effective loss factor

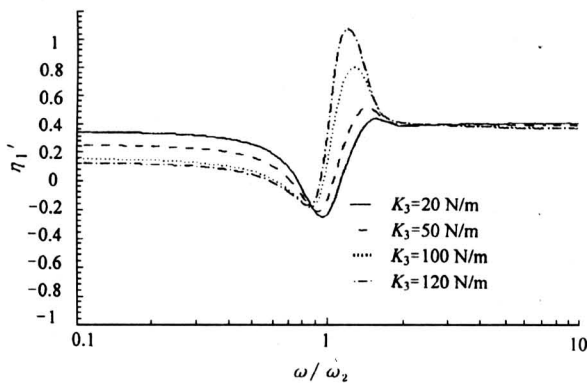


图 6 耦合刚度对等效内损耗因子的影响

Fig.6 The influence of coupling stiffness on effective loss factor

以上研究得到的重要结论是：非保守耦合系统的等效内损耗因子不仅包含了结构本身的内损耗，还包括了进出非保守耦合元件两端的功率流特性的差异。对于保守耦合系统，进出耦合元件两端的功率流相等，其差值为零，因此等效内损耗因子就是结构的内损耗因子。

这一结论对非保守耦合系统统计能量分析参数的确定具有指导意义。然而，由振子功率流研究得到的规律不能直接用于实际系统的统计能量分析，实际系统由多模态的连续结构组成，连续结构的振动响应特性比较复杂，不能用简单的振子代替。

3 点、线连接系统

对于一质量为 m ，损耗因子为 η 的结构，记平均输入点导纳 Y 的实部为 G ，平均传递点导纳为 y ，则如下关系成立^[5]：

$$G = \frac{n}{4m}, \quad |y|^2 = \frac{G}{\omega\eta m}, \quad (7)$$

式中 n 表示模态密度。

对于两个连续结构通过单点连接的保守耦合系统，假设结构 1 上受到外力激励，通过四端网络法，可以得到从结构 1 到结构 2 的平均传递导纳为

$$y_{12} = \frac{y_1 y_2}{Y_1 + Y_2}, \quad (8)$$

式中 y_{12} 为结构间传递导纳， Y_1 和 Y_2 分别表示结构 1 和结构 2 连接处的输入导纳， y_1 和 y_2 分别表示结构 1 和结构 2 的平均传递导纳。仅结构 1 受到激励时，结构 2 与结构 1 的平均振动能量之比为

$$E_{21}^{(1)} = \frac{G_2}{\omega\eta_2 m_1 |Y_1 + Y_2|^2}. \quad (9)$$

同样也可获得仅结构 2 受到激励时，结构 1 与结构 2 的振动能量之比 $E_{12}^{(2)}$ ，利用统一后统计能量分析的能量平衡方程，可以得到耦合损耗因子为

$$\begin{cases} \eta_{12} = \frac{\eta_2}{1/E_{21}^{(1)} - \eta_1 E_{12}^{(2)}} \\ \eta_{21} = \frac{\eta_1}{1/E_{12}^{(2)} - \eta_2 E_{21}^{(1)}} \end{cases} \quad (10)$$

对于两个连续结构通过 N 个独立连接点连接的保守耦合系统，利用四端网络法，可以得到结构间传递导纳 y'_{12} 为

$$y'_{12} = \frac{y_{12}}{p}, \quad (11)$$

定义 p 为连接方式系数，

$$p = \frac{1}{N} + \frac{N-1}{N} \cdot \frac{y_1 + y_2}{Y_1 + Y_2}, \quad (12)$$

假设传递导纳远小于输入导纳，可以得到结构振动能量比为

$$E_{21}^{(1)'} = \left| \frac{1}{p} \right|^2 \cdot E_{21}^{(1)}. \quad (13)$$

对于线连接系统，其连接点数 N 为

$$N = \frac{\pi L}{4\lambda}, \quad (14)$$

式中 L 为线连接的长度， λ 为波长。

对如图 7 所示的系统做验证实验，测试结果与理论预报结果一致性较好。图 8 给出了预报的振动能量比与实测获得的振动能量比，除了在中频测量值略微偏低之外，测量得到的结构振动能量比基本上围绕理论预测曲线波动，由此判定笔者提供的理论分析方法和计算公式可靠，能够用于工程结构中多点耦合系统的振动分析。

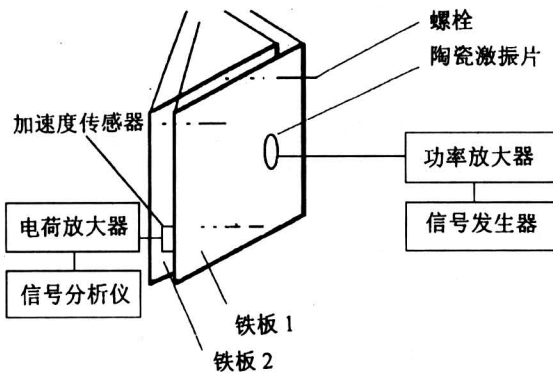


图 7 验证性实验系统
Fig.7 Experimental system

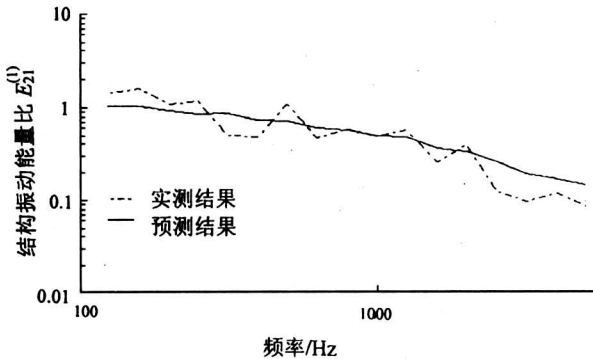


图 8 结构振动能量比曲线
Fig.8 Energy ratio of structures

4 非保守耦合系统

随着轻质薄壳结构在工程设备中的广泛应用，振动和噪声辐射也日趋严重。为解决这类结构的振动和噪声污染问题，普遍采用了隔振、减振措施，在船舶结构上还使用了浮筏隔振系统。连续结构的非保守耦合是统计能量分析一直想解决的问题。统计能量分析要真正广泛应用于实际工程结构，必须解决非保守耦合系统的振动分析和预测问题。

对于如图 9 所示的连续结构非保守耦合系统的统计能量分析模型，其能量平衡方程可以用方程 (5) 表示。假如其中仅结构 1 受到激励，则方程 (5) 可演变成

$$\begin{cases} \eta_{1s} = \eta'_1 + \eta'_{12} - \eta'_{21} E_{21}^{(1)} \\ 0 = \eta'_2 + \eta'_{21} - \eta'_{12} / E_{21}^{(1)} \end{cases} \quad (15)$$

其中 η_{1s} 为子结构 1 的总损耗因子。同样地，在仅子结构 2 受激励的情况下，可以得到一组类似的方程，联立这两个方程组得到等效内损耗因子和耦合损耗因子分别为

$$\begin{cases} \eta'_1 = \frac{\eta_{1s} + \eta_{2s} E_{21}^{(1)}}{1 - E_{21}^{(1)} E_{12}^{(2)}} & \eta'_2 = \frac{\eta_{2s} + \eta_{1s} E_{12}^{(2)}}{1 - E_{21}^{(1)} E_{12}^{(2)}} \\ \eta'_{12} = \frac{E_{21}^{(1)}}{1 - E_{21}^{(1)} E_{12}^{(2)}} \eta_{2s} & \eta'_{21} = \frac{E_{12}^{(2)}}{1 - E_{21}^{(1)} E_{12}^{(2)}} \eta_{1s} \end{cases} \quad (16)$$

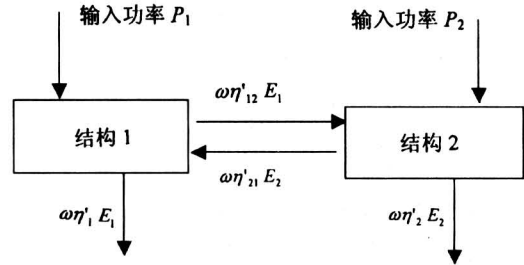


图 9 连续结构非保守耦合系统的统计能量分析模型

Fig.9 SEA model of non-conservatively coupled machine system

从以上两式可以看到：要解决非保守耦合系统的等效内损耗因子和耦合损耗因子的计算问题，必须首先解决单激励下的结构振动能量比和总损耗因子的计算问题。结构振动能量比和总损耗因子可以通过导纳分析的方法获得。

用 Y_c 表示非保守耦合元件的导纳，则非保守耦合结构之间的传递导纳为

$$y_{12} = \frac{y_1 y_2}{Y_1 + Y_2 + Y_c} \quad (17)$$

引入并定义非保守耦合系数为

$$q = \frac{y_{12}(\text{保守})}{y_{12}(\text{非保守})} = 1 \frac{Y_c}{Y_1 + Y_2} \quad (18)$$

对于大多数机械结构，传递点导纳远小于输入点导纳，因此总损耗因子和振动能量比的计算可以进一步简化。若同时将非保守耦合系数引入计算中，则可以得到

$$\begin{cases} \eta_{1s} = \frac{\eta_1}{\left| 1 - \frac{1}{q} \cdot \frac{y_1}{Y_1 + Y_2} \right|^2} \\ \eta_{2s} = \frac{\eta_2}{\left| 1 - \frac{1}{q} \cdot \frac{y_2}{Y_1 + Y_2} \right|^2} \end{cases} \quad (19)$$

和

$$\begin{cases} E_{21}^{(1)}(\text{非保守}) = \frac{1}{|q|^2} E_{21}^{(1)}(\text{保守}) \\ E_{12}^{(2)}(\text{非保守}) = \frac{1}{|q|^2} E_{12}^{(2)}(\text{保守}) \end{cases} \quad (20)$$

引入非保守耦合系数的优点是在保守耦合系统和非保守耦合系统之间建立了联系。当需要对一个

保守耦合系统做隔振或阻尼处理时，利用非保守耦合系数可以迅速准确地预测各种措施可能达到的减振效果，并采取优化措施；某些情况下隔振处理不当可能导致结构振动增大，利用非保守耦合系数可以提前预计到这类情况的发生并采取相应措施。

为验证有关理论的正确性，对如图 10 所示的系统进行了实验研究，实际测量了该非保守耦合系统的振动能量比，并与理论预报结果作对比，见图 11。对比分析表明理论预测和实验测量结果一致性良好，说明本文提供的方法可应用于实际工程结构非保守耦合系统的振动响应分析。

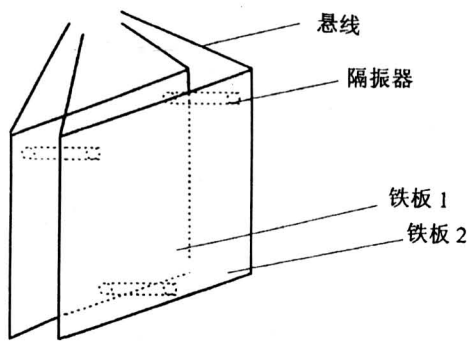


图 10 实验结构示意图

Fig.10 Experimental system

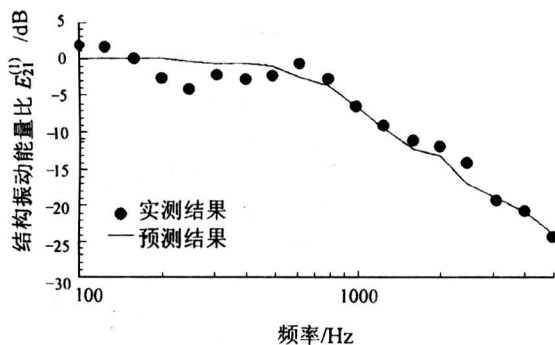


图 11 非保守耦合系统的结构振动能量比

Fig.11 Energy ratio of non-conservatively coupled structures

5 串联耦合系统

统计能量分析的发展基本可划分为两个部分：耦合振子功率流研究^[6-8]与连续结构统计能量分析研究。前者已开展了大量的工作并得到了很多具有理论指导意义的重要结论，这方面的研究从基本到深入，经历了双保守耦合振子→双非保守耦合振子→三串联保守耦合振子→三串联非保守耦合振子

的发展历程；而后者尚无系统而全面的研究，笔者试图在这方面做一次全面尝试。

首先研究三结构串联耦合系统，并假设结构之间为保守耦合。利用四端网络方法可以得到结构之间的传递导纳分别为

$$\begin{cases} y_{12} = y_{21} = \frac{y_1 y_2 (Y_2 + Y_3 - y_2')}{(Y_1 + Y_2)(Y_2 + Y_3) - y_2'^2} \\ y_{23} = y_{32} = \frac{y_2 y_3 (Y_1 + Y_2 - y_2')}{(Y_1 + Y_2)(Y_2 + Y_3) - y_2'^2} \\ y_{13} = y_{31} = \frac{y_1 y_2 y_3}{(Y_1 + Y_2)(Y_2 + Y_3) - y_2'^2} \end{cases} \quad (21)$$

结构 2 上有两个连接边界，分别与结构 1 和结构 2 相连，式 (21) 中 y_2' 代表这两个边界之间的传递导纳，而 y_2 则代表结构 2 的平均传递导纳。

为了在最简单的双子结构耦合系统和复杂耦合系统之间建立联系，引入间接耦合系数，并定义为

$$t_{1-2-3} = \frac{y_2'}{y_2} \quad (22)$$

对于一般机械结构，传递导纳远小于输入导纳。此时，将间接耦合系数引入结构之间传递导纳，并进一步得到串联耦合系统的振动能量比与最简单的双子结构耦合系统的振动能量比，二者之间具有关系

$$E_{31}^{(1)} = E_{21}^{(1)}(\text{双结构}) \cdot E_{32}^{(2)}(\text{双结构}) \cdot |t_{1-2-3}|^2 \quad (23)$$

同样地，对于 N 个子结构串联耦合系统中任意两个结构，都可以得到它们之间的振动能量比为

$$E_{mi}^{(i)}(\dots - i - j - k - l - \dots) = E_{ji}^{(i)}(i - j) \cdot E_{kj}^{(j)}(j - k) \cdot E_{lk}^{(k)}(k - l) \cdot |t_{i-j-k}|^2 \cdot |t_{j-k-l}|^2 \quad (24)$$

从该式可以看到，引入间接耦合系数相当于在多结构耦合系统和双结构耦合系统之间架起了一座桥梁，通过间接耦合系数很容易获得系统在单激励下的结构振动能量比，单激励下的结构振动能量比对于系统统计能量分析基本参数的计算尤为关键。

为了验证理论的正确性，对如图 12 所示的三结构串联耦合系统进行了实验研究。实际测量了单激励下的结构振动能量比，并与理论计算值比较。图 13 给出了间接耦合结构振动能量比的理论预报和实验测量值。对比发现：理论预报和实验测量结果在总体上较符合，但仍存在一定误差。进一步分析表明，误差主要是由梁结构形状误差引起的。

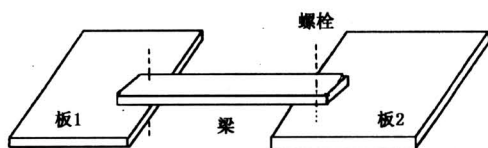


图 12 实验结构示意图

Fig. 12 Experimental system

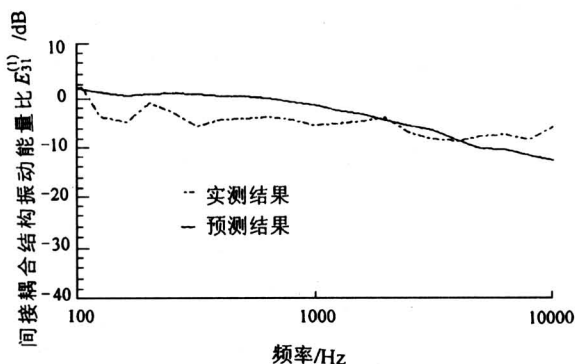


图 13 间接耦合结构间的结构振动能量比

Fig. 13 Energy ratio of indirectly coupled structures

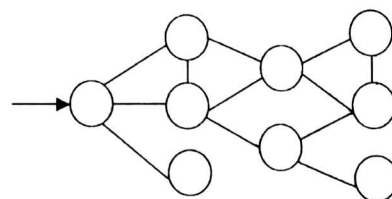
6 复杂耦合系统

以上分析逐层深入，分别解决了线连接、非保守耦合、多结构串联等问题。在这些研究的基础上，经过综合，将研究领域拓展到复杂耦合系统，即研究对象同时具有非保守耦合和线连接的特点，并且结构之间串联、并联均可。经过扩展和综合，可以直接针对具体的工程结构进行振动响应的分析和预测，进而预测其机械噪声，有针对性地提出振动控制和噪声控制方案。

实际工程结构之间的连接方式千差万别，不仅仅是简单的串联。一般工程系统总是由很多个结构连接而成，这种连接有时复杂得像一张网，要精确地分析它们需要很长时间。处理这类问题的关键是如何简化系统，做到既简单快捷，又保证一定的精度。为此，笔者提出了适于复杂连接系统的层面分析方法，为工程分析提供一种简单有效的办法。

对于一个复杂连接系统，如果系统中只有一个结构受到外力激励，那么，与该结构直接相连的那些结构的振动响应，可以看作主要是由直接连接途径所传递的功率流所致；与受激结构间接相连的那些结构的振动响应，则是几条途径传递的总和。图 14 是一个复杂连接系统中仅其中一个结构受激励

时的层面分析图。



源 第一层 第二层 第三层

图 14 复杂耦合系统层面分析模型

Fig. 14 Gradation analysis model of complicated coupled system

层面分析模型中直接受外力激励的那个结构称作源，因为它是系统中所有结构振动的根源；图 14 中的第一个层面是与源直接相连的那些结构，这些结构之间可以互相连接，也可以互不相连。第二个层面通过第一个层面与源间接相连，第二层的结构可以相互相连，也可以同时与第一层的多个结构相连。同样，第三层、第四层、……，遵循同样的法则。形象地说，复杂接连系统好比一张网，网上的结就是一个个结构，网上的线就是结构之间的连接。层面分析模型中的源就是抓住的一个结，把这个结提起来，以下的层次就很明白了。

在引入非保守耦合系数、连接方式系数、间接耦合系数以及层面分析的思想之后，对复杂耦合系统开展统计能量分析就可能取得比较好的分析效果。复杂耦合系统的能量平衡方程可写为

$$P_i = \omega \left(\eta'_i + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \eta'_{ij} \right) E_i - \omega \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N (\eta'_{ji} E_j) \quad (25)$$

要利用此方程对具有 N 个子结构的复杂耦合系统进行分析，首先必须确定其中的 N 个等效内损耗因子和 $N \times (N-1)$ 个耦合损耗因子。任意两个结构之间的耦合损耗因子可通过下式获得，

$$\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq k}}^N \{ [E_{jk}^{(i)} - E_{jk}^{(k)}] \cdot \eta'_{jk} \} = \eta_{ks} \quad (26)$$

而等效内损耗因子则可利用下式计算，

$$\eta'_i + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N \eta'_{ij} = \eta_{is} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq k}}^N [E_{jk}^{(k)} \eta'_{jk}] \quad (27)$$

由此，将仅适合于双子结构保守弱耦合系统的经典统计能量分析理论逐步发展为一般耦合系统的统计能量分析理论。

笔者的研究不是针对具体的结构形式，而是普遍的机械结构，得到的结论具有一般性，这是用波动方法等难以实现的。只要结构满足传递导纳远小

于输入导纳的假设，笔者研究得到的结论都适用。

7 水下航行器壳体振动和噪声预报

结构振动及其辐射噪声是水下航行器总辐射噪声的主要成份。研究水下航行器各机械振动分别对总噪声的贡献和各种减振措施对降低总噪声的贡献，对指导低噪声航行器设计至关重要。

利用笔者发展的统计能量分析方法，预报了热动力水下航行器和电动力水下航行器的壳体振动及其辐射噪声，并与实验测试结果比较。图 15 给出了热动力水下航行器的振动传递损失，给出了理论预报结果和两种不同工况下的测试结果对比。比较发现，理论预报和实验测试结果的一致性较好。图 16 给出了利用本文方法预报的辐射噪声和实验测试噪声的比较，图上提供的是相对声压级。比较发现，理论预报与实验测试结果的一致性较好。图 17 提供了电动力水下航行器辐射噪声的理论预报值与实验测试值的对比曲线，两者符合较好。

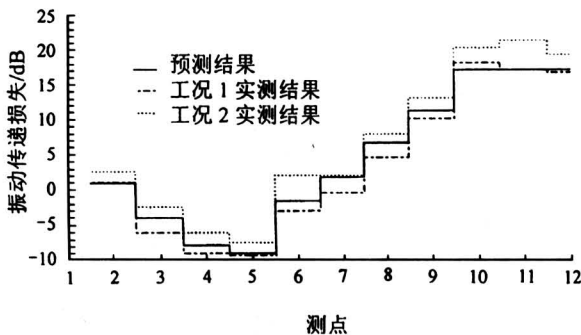


图 15 热动力航行器壳体表面振动传递损失

Fig. 15 Vibration translate loss of motor drive vehicle

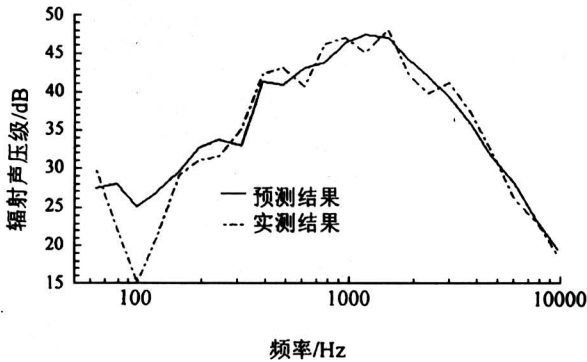


图 16 热动力航行器辐射声压级 (相对级)

Fig. 16 Sound pressure level of motor drive vehicle

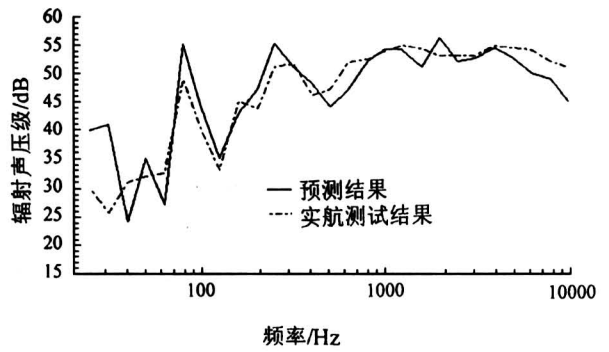


图 17 电动力航行器辐射声压级 (相对级)

Fig. 17 Sound pressure level of electromotion vehicle

进一步分析表明，降低热动力水下航行器辐射噪声最有效的途径，一是减少从主机耦合到动力组件隔板的振动能量，在工程上可以采用隔振的措施；二是降低主机壳体和动力舱壳体、辅机舱壳体的振动级，在工程上就是采用阻尼处理的办法。层面分析表明，对其他结构进行阻尼处理或许也能获得一定的效果，但效果不明显；尤其是对远离主机的那些结构，采取阻尼处理几乎没有效果。

对于电动力水下航行器，动力系统隔振、电机及各大段阻尼处理是减振降噪的重点，改变大段壳体间的连接方式也有助于降低振动沿壳体的传递。特别应该注意传动系统的动平衡问题。

8 总结

笔者主要做了两方面工作：

1) 发展了经典统计能量分析。用导纳的方法首次系统地研究了保守、非保守、复杂耦合连续结构的振动传递特性，通过一系列的研究进一步提高了统计能量分析的预测精度，扩大了统计能量分析的应用范围，使之适用于非保守、复杂耦合系统的振动和声辐射分析。

2) 用发展以后的统计能量分析方法解决了水下航行器结构机械振动和声辐射预报的问题，并提出了噪声治理的方向。

笔者的理论工作是在前人工作的基础上展开并深入的，是对统计能量分析方法的发展。在双振子非保守耦合系统功率流研究和三振子保守耦合系统功率流研究的基础上，笔者做了进一步的改进和发展。首先，将研究对象拓展到连续结构，即通常的机械结构，系统研究了双结构保守、非保守耦合系统和多结构保守耦合系统，并提出了一套适合实际

工程应用的计算公式。在此基础上,进一步将研究对象扩展为非保守、复杂耦合系统,提出了统计能量分析层面分析的思想,提供了相应的计算公式。为了验证所提出的一系列观点的正确性,笔者做了大量的验证性实验,结果证明理论可靠。

水下航行器结构的振动和声辐射预测及控制是水下航行器研究的难题之一。解决这一难题的目标正是驱使笔者进一步发展统计能量分析方法的源动力。事实上,水下航行器结构的振动和噪声问题是广泛的机械结构振动及声辐射问题的典型例子之一。利用所提出的方法不仅为水下航行器结构的减振降噪提供了现实的理论和实验依据,而且对其他机械结构的振动和噪声控制同样具有指导作用。

参考文献

- [1] Chow L C, Pinnington R J. On the prediction of loss factors due to squeeze-film damping mechanisms[R]. ISVR Technical Report, University of Southampton, U K, 1985
- [2] 孙朝晖,孙进才,王冲,等. 负损耗因子成因分析[J]. 声学学报, 1996, 21(5): 798~804
- [3] Beshara M, Keane A J. Statistical energy analysis of multiple, non-conservatively coupled systems [J]. J Sound Vib, 1996, 198(1): 95~122
- [4] 孙进才,王敏庆,盛美萍. 统计能量分析(SEA)研究的新进展[J]. 自然科学进展, 1998, 8(2): 129~136
- [5] Lyon R H. Machinery noise and diagnostics[M]. Butterworths, U S A, 1987
- [6] Sun J C, Lalor N, Richards E J. Power flow and energy balance of non-conservatively coupled structures, I: Theory [J]. J Sound Vib, 1987, 112(2): 321~330
- [7] Fahy F J, Yao D Y. Power flow between non-conservatively coupled oscillators [J]. J Sound Vib, 1987, 114(1): 1~11
- [8] 张建,顾崇銜. 耦合阻尼对非保守耦合振子能量分布与功率流的影响[J]. 应用力学学报, 1991, 8(3): 11~19

Statistical Energy Analysis for Complicated Coupled System and Its Application in Engineering

Sheng Meiping

(Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

[Abstract] The new SEA method developed in this dissertation is the integration of virtues from the mobility analysis, classical SEA and classical theory of power flow, which fits for vibration and noise analysis of complicated coupled systems. This research provides a theoretical base for study on vibration transfer between structures and noise radiation of complicated mechanical systems, and it also offers guidance for isolation and noise control of engineering structures. Contributions of this dissertation are as follows: First, in view of the disunion of SEA parameters in classical SEA, a union definition of SEA parameters is brought forward. Secondly, some elements that influence energy transfer between mechanical structures are separated and corresponding parameters are introduced to investigate those influences separately. (1) **Linking style coefficient** is introduced to denote the rule of vibration energy transfer when structures are linked at one point, some points or a line. (2) **Non-conservative coupling coefficient** is introduced to describe the influence of isolation or damping when structures are isolated or damped. (3) **Indirect coupling coefficient** is introduced to research the property of vibration energy transfer when two structures are indirectly linked by other structure. Thirdly, on the basis of above, **gradation analysis** is put forward to simplify the vibration analysis of complicated coupled system. Then, by using theoretical achievements above, the property of vibration and noise radiation of underwater vehicle is analyzed by the developed SEA for the first time. Levels of vibration and sound power induced by two different underwater vehicles are predicted. The analysis results agree well with experiment results. Finally, based on the analysis, the direction of noise control of underwater vehicle is pointed out.

[Key words] power flow; statistical energy analysis(SEA); mobility; coupling