

# ANSYS 动力分析中的阻尼问题

## 结构导则 5. 瞬态动力学分析

### 5.9. 瞬态动力学分析

#### 5.9.3. 阻尼

在诸多体系中，存在阻尼，且在动力分析中必须定义阻尼。在 ANSYS program 中，存在以下不同形式的阻尼：

- 瑞利阻尼
- 材料阻尼
- 材料常数阻尼系数
- 常数阻尼比
- 模态阻尼
- 单元阻尼

在 ANSYS Professional program 中，仅有常数阻尼比和模态阻尼比可用。在一个模型中，可定义多种阻尼，将不同形式的阻尼集成后，ANSYS 软件会形成阻尼矩阵 (C)。材料常数阻尼系数仅可应用于完全谐响应分析和模态谐响应分析。

表 5.5 为“结构动力分析中的阻尼”，阐述了在不同结构动力分析中可用的阻尼类型。

表 5.5 结构动力分析中的阻尼

分析类型	$\alpha$ 阻尼, $\beta$ 阻尼 <a href="#">ALPHAD</a> , <a href="#">BETA D</a>	材料阻尼 <a href="#">MP</a> , <a href="#">DAMP</a>	常数阻尼比 <a href="#">DMPRA T</a>	模态阻尼 <a href="#">MDAMP</a>	单元阻尼 (3) <a href="#">COMBIN7</a> , 等	常数材料阻尼系数 <a href="#">MP</a> , <a href="#">DMPR</a>
静力	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
<b>模态分析</b>						
无阻尼	No (5)	No (5)	No (5)	No	No	No
有阻尼	Yes	Yes	No	No	Yes	No (7)
<b>谐响应分析</b>						
完全法	Yes	Yes	Yes	No	Yes	Yes
缩减法	Yes	Yes	Yes	No	Yes	No
振型叠加 (模态叠加)	Yes (6)	Yes (4, 6)	Yes	Yes	Yes (6)	Yes (7)
<b>瞬态动力学分析</b>						
完全法	Yes	Yes	No	No	Yes	No
缩减法	Yes	Yes	No	No	Yes	No
振型	Yes (6)	Yes (4, 6)	Yes	Yes	Yes (6)	No

分析类型	$\alpha$ 阻尼, $\beta$ 阻尼 <a href="#">ALPHAD</a> , <a href="#">BETA D</a>	材料阻尼 <a href="#">MP</a> , DAM P	常数阻尼比 <a href="#">DMPRA T</a>	模态阻尼 <a href="#">MDAMP</a>	单元阻尼 (3) <a href="#">COMBIN7</a> , 等	常数材料阻尼系数 <a href="#">MP</a> , DMP R
叠加 (模态叠加)						
<b>谱分析技术</b>						
单点响应谱分析, 多点响应谱分析 (2)	Yes (1)	Yes	Yes	Yes	No	No
动力设计方法 (2)	Yes (1)	Yes	Yes	Yes	No	No
功率谱密度分析 (2)	Yes	No	Yes	Yes	No	No

分析类型	$\alpha$ 阻尼, $\beta$ 阻尼 <a href="#">ALPHAD</a> , <a href="#">BETAD</a>	材料阻尼 <a href="#">MP</a> , <a href="#">DAMP</a>	常数阻尼比 <a href="#">DMPRA</a>	模态阻尼 <a href="#">MDAMP</a>	单元阻尼 (3) <a href="#">COMBIN7</a> , 等	常数材料阻尼系数 <a href="#">MP</a> , <a href="#">DMPR</a>
屈曲	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
子结构	Yes	Yes	No	No	Yes	No

N/A : 不可用

1. 仅有  $\beta$  阻尼, 无  $\alpha$  阻尼。
2. 此阻尼仅用于模态组合, 但不用于计算模态系数。
3. 包括超单元阻尼矩阵
4. 如果采用扩展模态, 则转化为模态阻尼
5. 如果定义, 则为谱分析确定一个有效阻尼比
6. 如果采用QR阻尼模态提取模态 ([MODOPT](#), [QRDAMP](#)), 且在前处理或模态分析中定义了任意一种类型的阻尼, ANSYS软件均忽略振型叠加分析中的阻尼。
7. 在振型叠加谐响应分析中, 仅有 QR 阻尼法支持材料常数阻尼系数。

$\alpha$  阻尼和  $\beta$  阻尼用于定义瑞利阻尼中的常数  $\alpha$  和  $\beta$ 。阻尼矩阵 (C) 通过以下常数乘以质量矩阵 (M) 和刚度矩阵 (K) :

$$(C) = \alpha (M) + \beta (K)$$

[ALPHAD](#) 与 [BETAD](#)命令用来定义  $\alpha$  和  $\beta$ 。一般  $\alpha$  and  $\beta$  未知, 但可以通过模态阻尼比  $\xi_i$  计算得到。模态阻尼比  $\xi_i$  某个关心的或者重要的频率上的实际模态阻尼比。如果模态  $i$  的圆频率  $\omega_i$  已知, 则  $\alpha$  和  $\beta$  满足下式:

$$\xi_i = \alpha / 2\omega_i + \beta \omega_i / 2$$

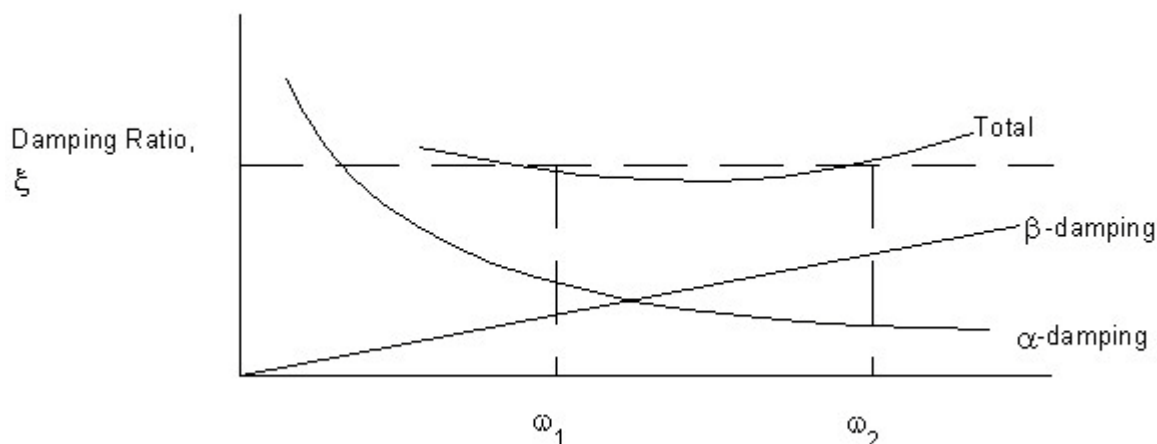
在诸多实际工程结构中, 忽略  $\alpha$  阻尼 (或质量阻尼), 即  $\alpha = 0$ 。在此情况下, 可通过  $\xi_i$  and  $\omega_i$  计算  $\beta$  :

$$\beta = 2 \xi_i / \omega_i$$

在一个荷载步中, 只可输入一个  $\beta$  值, 因此, 应选择最关键的频率来计算  $\beta$ 。

为从一个给定的阻尼比  $\xi$  确定  $\alpha$  和  $\beta$ ，通常假定  $\alpha$  和  $\beta$  的组合覆盖一系列频率（见图 5.6 瑞利阻尼）。因此，给定阻尼比  $\xi$  和一个频率系列  $\omega_i$  到  $\omega_j$ ，通过两个等式求解  $\alpha$  和  $\beta$ 。

Figure 5.6 瑞利阻尼



如果在模型中引入一个人工大质量，则  $\alpha$  阻尼会导致不可预料的结果。例如，在结构的地基中引入大型人工质量以方便加速度时程输入时，会得到不可预料的结果。质量矩阵乘以  $\alpha$  阻尼系数后，会在体系中产生过大的人工阻尼，导致地震输入不准确，同时，也导致不准确的结构地震反应。

在非线性分析中， $\beta$  阻尼和材料阻尼可导致不满意的结果。这 2 种阻尼系数，均乘以刚度矩阵，但在非线性分析中，刚度矩阵式不断变化的，因此其阻尼的变化可能与实际结构相反。例如，进入塑性后的软化，使使阻尼增加，但如果采用  $\beta$  阻尼，进入塑性阶段随材料软化，其阻尼不断降低。

通过材料阻尼，可将  $\beta$  阻尼定义为材料的特性 ([MP, DAMP](#))。应该指出，[MP, DAMP](#) 命令在谱分析中 ([ANTYPE, SPECTR](#)) 确定了一个材料阻尼系数  $\xi$ ，而不是  $\beta$ 。同时应该注意，对于复合材料单元，例如[SOLID46](#)，[SOLID65](#)，[SHELL91](#)，and [SHELL99](#)，只能对于复合材料单元整体赋予  $\beta$ 。在这些情况， $\beta$  通过单元中材料特性确定（采用[MAT](#)命令），而不是通过单元的实常数MAT随意确定。命令[MP, DAMP](#) 没有假定与温度无关，如未定义则温度  $T = 0.0$

材料常数阻尼系数只能用于完全谐响应分析和模态谐响应分析。

在结构分析中，常数阻尼比是确定阻尼最简单的方式，表示实际阻尼与临界阻尼的比值，通过[DMPRAT](#)命令指定。[DMPRAT](#)仅可用于谱分析、谐响应分析、振型叠加瞬态动力分析。

模态阻尼对于不同的模态给出不同的阻尼比，可通过[MDAMP](#)命令实现，仅可用于谱分析和振型叠加法（瞬态动力学分析和谐响应分析）。

单元阻尼涉及到用于粘滞特性的单元类型，例如[COMBIN7](#)，[COMBIN14](#)，[COMBIN37](#)，[COMBIN40](#)等。

如果采用振型叠加法，并采用QR阻尼法求解， $\alpha$  阻尼、 $\beta$  阻尼、材料阻尼、单元阻尼必须在QR阻尼模态求解中定义，以此作为振型叠加法的阻尼。

对于更多阻尼信息，参考 [ANSYS, Inc. Theory Reference](#)。

在不同的分析中，阻尼矩阵可表示为不同的数学表达式，见表 5.6 “不同阻尼系数的阻尼矩阵表达形式”。这些表达式相应地定义了表 5.5 “不同结构（动力）分析中的阻尼”。

表 5.6 不同阻尼系数的阻尼矩阵形式

Analysis Type	Full Harmonic & Transient Analysis	Modal Analysis LANB (1)	Mode Superposition Harmonic Analysis(1)	Mode Superposition Transient Analysis(1)	Spectrum Analysis(1) (modal damping ratio)
		Modal Analysis QRDA (1)			
ALPHAD $\alpha$	$\alpha[M]$	No $\alpha[M]$	$\Phi^T \alpha [M] \Phi = \alpha$	$\Phi^T \alpha [M] \Phi = \alpha$	No
BETAD $\beta$	$\beta[K]$	No	$\Phi^T \beta [K] \Phi = \beta \omega_i^2$	$\Phi^T \beta [K] \Phi = \beta \omega_i^2$	$\frac{\beta \omega_i}{2}$
		$\beta[K]$			No
MP,DAMP $\beta_j^m$	$\sum_{j=1}^{N_m} \beta_j^m [K_j]$	No	No	No	$\frac{\sum_{j=1}^{N_m} \beta_j^m E_j^s}{\sum_{j=1}^{N_m} E_j^s}$ See Equation 17-109 in the <i>ANSYS, Inc. Theory Reference</i>
		$\sum_{j=1}^{N_m} \beta_j^m [K_j]$	$\Phi^T \sum_{j=1}^{N_m} \beta_j^m [K_j] \Phi$	$\Phi^T \sum_{j=1}^{N_m} \beta_j^m [K_j] \Phi$	No
DMPRAT $\xi$	Harmonic $\frac{2\xi}{\Omega} [K]$ No	No	$2\xi \omega_i$	$2\xi \omega_i$	$\xi$ No
		No	$2\xi_i^m \omega_i$	$2\xi_i^m \omega_i$	$\xi_i^m$ No
Element Damping	$\sum_{k=1}^{N_e} [C_k]$	No	No	No	No
		$\sum_{k=1}^{N_e} [C_k]$	$\Phi^T \sum_{k=1}^{N_e} [C_k] \Phi$	$\Phi^T \sum_{k=1}^{N_e} [C_k] \Phi$	
MP,DMPR $\beta_j^s$	Harmonic $\sum_{j=1}^{N_m} \frac{2\beta_j^s [K_j]}{\Omega}$	No	No	No	No
			$\Phi^T \sum_{j=1}^{N_m} \frac{2\beta_j^s [K_j]}{\Omega} \Phi$		

注：对于模态分析、振型叠加法、谱分析，表中上部表示 Lanczos 法，底部表示 QR 阻尼法。

Full Harmonic & Transient Analysis 完全谐响应分析与完全瞬态分析

Modal Analysis LANB 模态分析 (Block Lanczos 求解器)

Modal Analysis QRDA 模态分析 (QR 阻尼法)

Mode Superposition Harmonic Analysis 模态叠加谐响应分析

Mode Superposition Transient Analysis 模态叠加瞬态分析

Spectrum Analysis (modal damping ratio) 谱分析 (模态阻尼比)

BY 江米

QQ: 43222685