

柔性转子的减幅临界转速和 阻尼比的研究

[日] Shinobu Saito, Tsuneo Someya

一、引言

在考虑了支承刚度、阻尼以及轴的分布质量、质量惯性矩和弯曲刚度等因素后，可正确地计算透平转子的临界转速。从计算复特征值中得到的阻尼比的倒数就是临界转速下的放大系数，该放大系数也可以从非平衡响应计算中得到。但是，此处对非平衡的分布不能单值地定义，而且在较好的阻尼条件下振幅峰消失了。另一方面，即使在接近过阻尼条件下也能得到阻尼比。因此，在讨论各种设计条件下振动特性的区别时阻尼比是很有用的。

仅调整支承径向轴承的尺寸往往能提高临界转速下的阻尼比。为找到一个如何改善不合理设计的方法，应当研究在普遍柔性转子临界转速下轴承阻尼和轴承/轴刚度比对阻尼比的影响。本文讨论了设计大阻尼比的一般原则，这个原则可应用于任何由径向轴承支承的透平转子上。

二、讨论两轴承支承

1. 减幅临界转速和阻尼比

在这节里，讨论了图1(a)所示的两端柔性支承的均匀轴的振动特性。图2给出了阻尼比

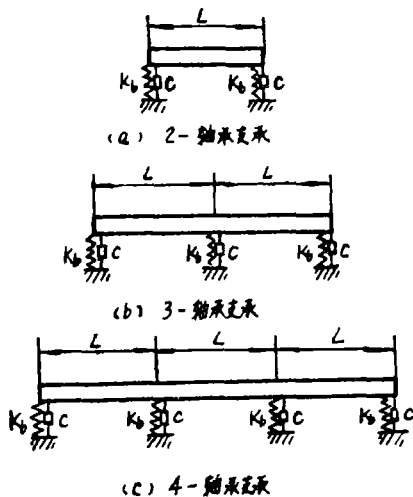


图1 计算模型

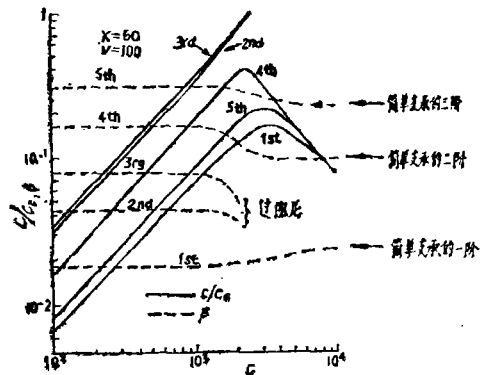


图2 临界转速和阻尼比的算例

(实线)和临界转速(虚线)对轴承阻尼关系曲线的典型例子。在不同的支承刚度值下,第二阶、第三阶临界转速均能被过减幅。从这些结果可得到以下规律:

(1) 对每一阶临界转速,均存在着一个能给出最大阻尼比的最佳支承阻尼。也就是说应避免阻尼过大或过小。

(2) 在无限大阻尼点,临界转速值与单点支承的临界转速值一致,但这个临界转速值不能过减幅。这是阻尼过大的典型的迹象,甚至在实际转子的复杂的特征值计算时也如此。

(3) 随着支承刚度的增加,过减幅临界转速的阶次也发生变化,但数值总是2,这就是说,一个支承轴承就能使一阶临界转速过减幅。

2. 使阻尼比为常数的刚度和阻尼之间的关系

图3示出阻尼比为0.05时刚度和阻尼的关系曲线。产生每阶常数阻尼比所必须的支承阻尼量,主要取决于支承刚度。在弹性支承情况下,阻尼比必须按2阶<1阶<3阶<4阶...的顺序增加,在刚性支承条件下,阻尼值必须按1阶>2阶>3阶>4阶...的顺序下降。

3. 最大阻尼比和最佳支承阻尼

从阻尼比对支承阻尼的关系曲线中可得到最大阻尼比和最佳支承阻尼,分别如图4(a)、(b)所示。 K_{ij} 被定义为支承刚度,表示过减幅临界转速的阶次变化是从第*i*阶到第*j*阶。在弹性支承条件下,第一阶和第二阶临界转速被过减幅的区域内,仅存在上限(K_{13}, K_{14})。但是,在比第二阶更高的临界转速过减幅区域内,存在着下限($K_{13}, K_2 \dots$)和上限($K_{35}, K_{46} \dots$)。过减幅临界转速的变化即发生在奇数阶也发生在偶数阶,但不存在奇数阶和偶数阶之间的变化。

4. 临界转速图中的过阻尼区

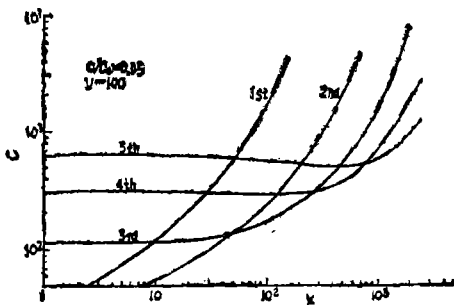


图3 产生阻尼比常数的刚度和阻尼的相互关系($C/C_c = 0.05$)

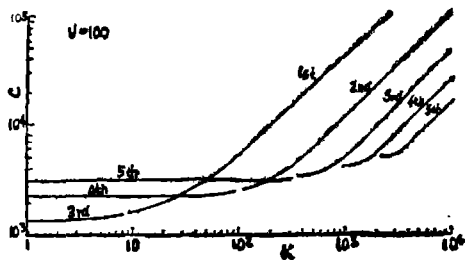
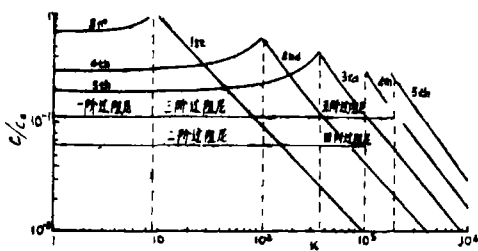


图4 (a)——最大阻尼比 (b)——最佳阻尼

图5示出临界转速图,图中可过减幅的临界转速用虚线表示。临界转速图中临界转速的变化方式表示出支承与轴刚度之比的影响。临界转速能被过减幅的区域等于一个其临界转速值能随着支承刚度的增加而大大增加的的范围,即使轴的几何形状有某些变化,也认为这个趋势变化不大。因此,就这一点来说,这个曲线图可做为重要依据用来确定实际转子的支承对轴的刚度比。

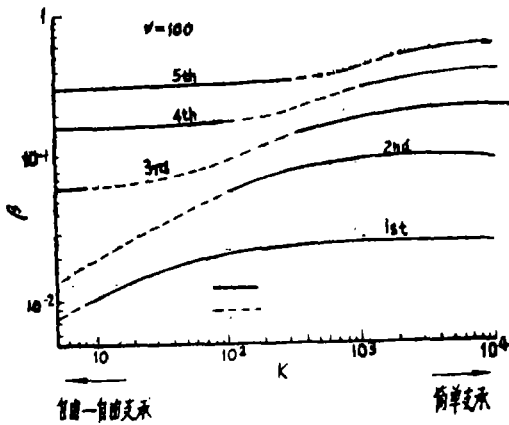


图 5 两轴承支承的临界转速图

速的阶次变成 2 阶 < 1 阶 < 4 阶 < 3 阶……。

2. 减幅临界转速和阻尼比

图 7(a)、(b) 给出了两个不同支承刚度的临界转速(虚线)、阻尼比(实线)与支承阻尼的关系曲线的典型例子。在图 7(a) 情况下, 从第一阶到第三阶的临界转速均能被过减幅, 而在图 7(b) 情况下, 能被过减幅的临界转速为一阶、三阶和四阶。从这些结果来看, 除过减幅的临界转速的数目外, 得到了几乎与第二节 1—3 中所叙述过的规律相同的结果。

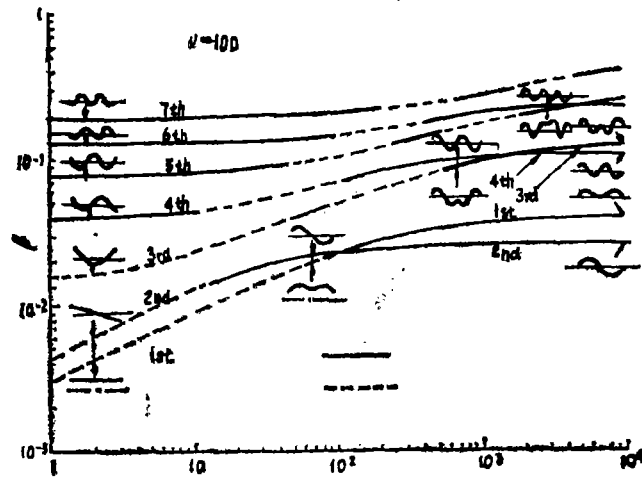


图 6 三轴承支承的临界转速图

然而, 在三轴承支承条件下, 在两个阻尼值下, 奇数阶的阻尼比达到最大值。阻尼比在较低阻尼值下达到最大值。这主要是由轴两端的阻尼造成的, 因为对那些根本不受中心处阻尼影响的偶数阶, 阻尼值几乎等于最佳值。另外, 阻尼比在高阻尼值下达到最大值, 主要是由中心处的阻尼造成的。

对较大的支承刚度, 在第一阶临界转速处, 阻尼比仅在高阻尼值处达到最大值, 虽然本文没有给出这样的例子。其原因是: 对这样大的支承刚度, 两端的阻尼变得不起作用。因为端部轴承处的振幅大大下降。

三、讨论三轴承支承

1. 临界转速图

在这一节里, 研究了图 1 (b) 所示的三轴承支承系统的减幅临界转速和阻尼比。未减幅的临界转速和典型的振型示于图 6。图中有一些曲线相交的点, 其原因是: 在这个模型中, 中心轴承对那些其振型节点在自由—自由条件下位于轴承中心的临界转速无影响。这里, 临界转速是按弹性支承条件的绝对值的阶给出的, 而对刚性支承, 临界转

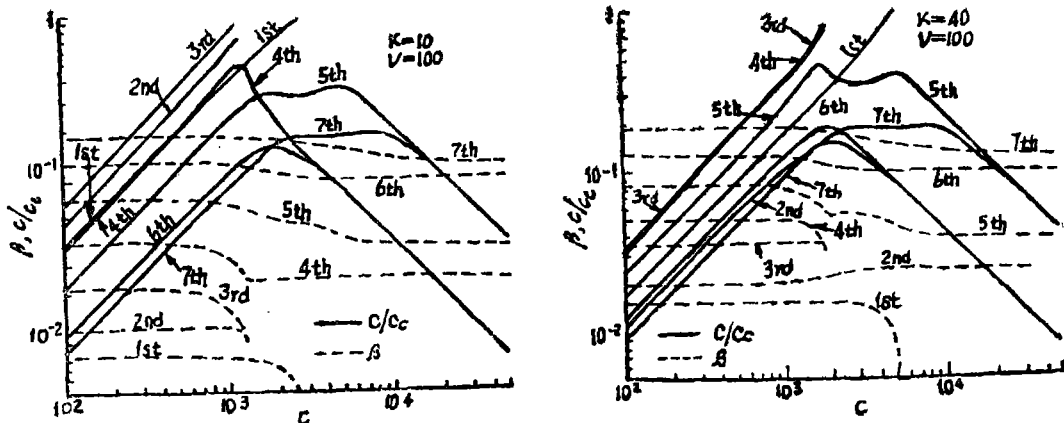


图 7 (a)——临界转速和阻尼比的算例(K = 10)
(b)——临界转速和阻尼比的算例(K = 40)

3. 使阻尼比成为常数的刚度和阻尼的相互关系

从阻尼比对阻尼的关系曲线图中。能得出使得阻尼比为常数的刚度和阻尼之间的相互关系。示于图 8。图中在由曲线和纵坐标围成的区域内阻尼比大于 0.1。例如，如果在第一阶临界转速处阻尼比超过 0.1，则支承刚度 K 必须小于 400。在某一给定支承刚度条件下，存在着给出相同阻尼比的两个阻尼值，奇数阶的高阻尼值大于偶数阶的高阻尼值。对相应的阶来讲，这取决于中心轴承阻尼是否有效。也就是说奇数阶临界转速点可能保持大的阻尼比，甚至对超过了两端支承最佳值的阻尼也如此。因为在这个区域内，中心轴承阻尼变得有效。由此可断定，在自由——自由条件下，在振型节点处设置轴承不能改善相应阶的振动特性。换句话说，对自由——自由支承，在波腹的位置设置支承最合适。

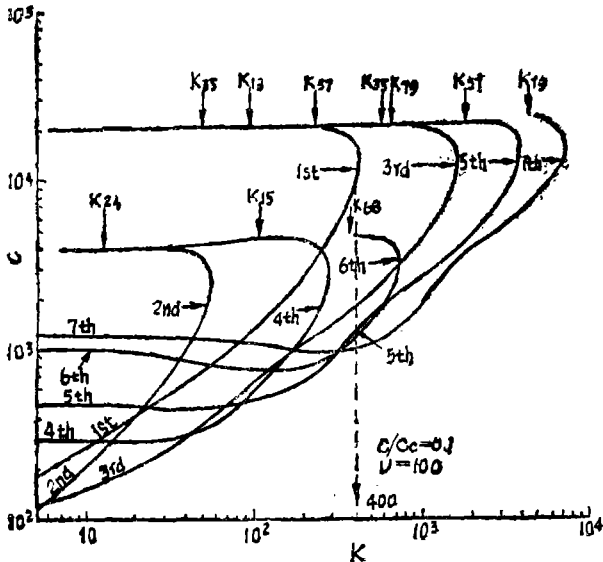


图 8 产生使阻尼比为常数的刚度和阻尼的相互关系

如前所述，对第 $(2n+1)$ 阶 ($n \geq 1$) 有两个最大阻尼比。图 9(a) 中，高的最大阻尼比由实线表示，低的最大阻尼比由虚线表示。例如，我们来研究位于 K 值为 48 和 90 之间的第三阶

4. 最大阻尼比和最佳支承阻尼

三轴承支承的最大阻尼比和最佳支承阻尼分别示于图 9(a)、(b)。不受中心轴承影响的偶数阶的结果与二轴承支承得到的结果相同。对奇数阶来讲，能被过减幅的临界转速区域变得更复杂了： K_{2n+1} , $2n+3$ ($n \geq 1$) 有两组值。 K_{13} 和 K_{2n+1} , $2n+3$ 之间的相互关系可分成二类：

(a) 过阻尼振动的阶次变化为 1 → 3 → 5 → 7 …… ($K_{13} \rightarrow K_{35} \rightarrow K_{57} \rightarrow K_{79} \dots$)。

(b) 过阻尼振动的阶次变化为 3 → 5 → 7 …… ($K_{35} \rightarrow K_{57} \dots K_{79} \dots$)。

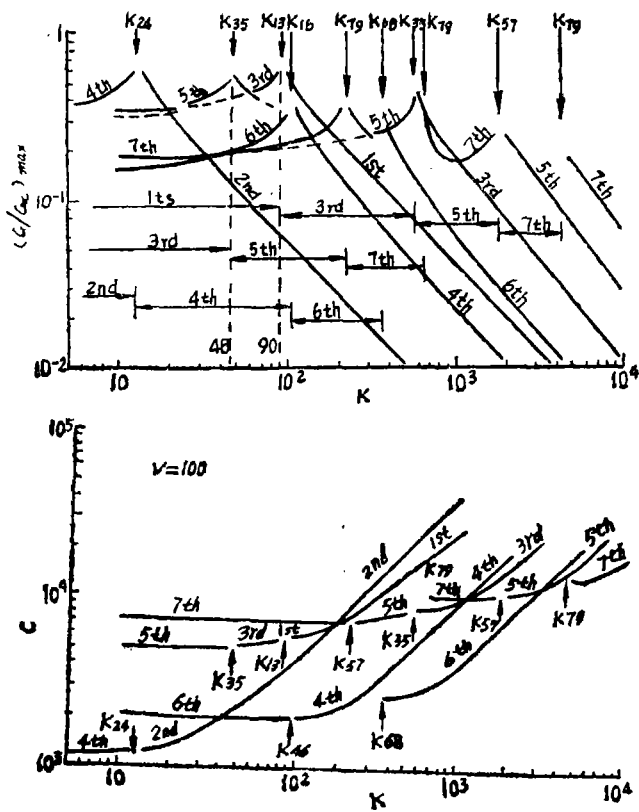


图9 (a)——最大阻尼比
(b)——最佳支承阻尼

的最大阻尼比(K_{35} 和 K_{13})。在这个区域内,最大阻尼比值随着 K 的增加而减小,该值主要受两端轴承的影响,而当该值随着 K 值的增加而增加时,主要受中心轴承的影响。因为端部轴承刚度非常大,所以在最大阻尼比随着支承刚度的增加而减小的区域内,中心轴承处的阻尼逐渐起作用。而后,最大阻尼比开始再一次增加,最后第三阶临界转速被过减幅。因此,在刚度值的较大范围内,在受到中心轴承影响的临界转速处能产生较大的阻尼比。

在图9(b)最佳阻尼的曲线中,振动的偶数阶改变了一次,如在 K_{24} 点从第四阶变到第二阶,但是奇数阶就变化了二次,如在 K_{35} 处从第五阶变到第三阶,在 K_{13} 处从第三阶变到第一阶。奇数阶和偶数阶的变化方式之差别取决于中心轴承是否起作用。

对超过过减幅上限的刚度,最大阻尼比的下降与支承刚度成反比。另外,如同二轴承支承情况,最佳阻尼的增加与支承刚度成正比。因此,应避免支承刚度超过上限,因为这样的条件使得阻尼比过份小。

四、试验结果的讨论

1. 试验转子的振动特性

由滚珠轴承和具有定心弹簧的油膜阻尼轴承支承的试验轴示于图10。图11给出了计算的临界转速图。图中滚珠轴承的刚度值保持为常数,定心弹簧的弹簧系数是可变的。所试验的

定心弹簧的两个弹簧系数在图中用两条垂直虚线表示。对第一阶临界转速，大的弹簧系数值大致相当于简单支承情况，而较小的弹簧系数明显地处于弹性支承范围内。靠近简单支承的

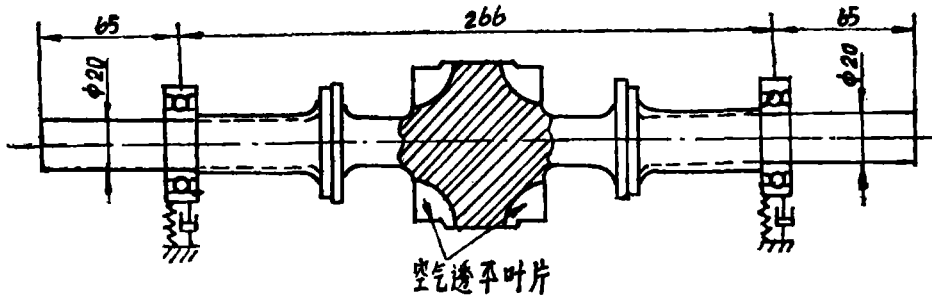


图 10 试验转子

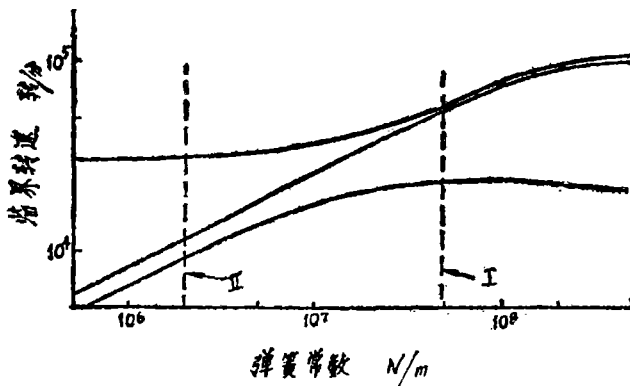


图 11 试验转子的临界转速图

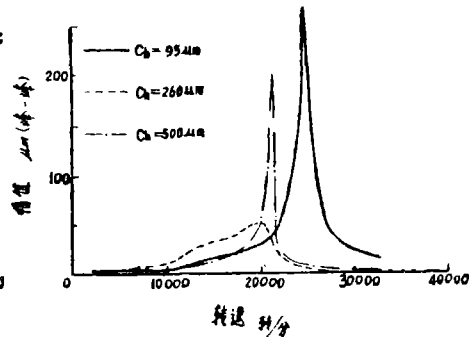


图 12 判断非平衡频率特性(支承 I)

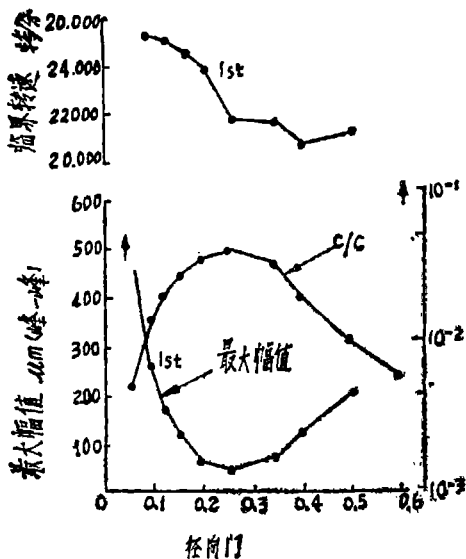


图 13 临界转速、阻尼比和临界转速处最大幅值的测量结果(支承 I)

临界转速不能被过减幅，而弹性支承的第一阶和第二阶临界转速很容易被过减幅。因此，对较大的弹簧值和较小的值分别研究了一阶和三阶临界转速的最佳阻尼。

2. 实测的不平衡响应

图12示出支承 I 的试验结果，图中适中的大的和小的径向间隙的不平衡响应分别相当于最佳、极小和极大阻尼。很清楚，振幅峰和临界转速在很大程度上取决于油膜阻尼器的径向间隙。

一阶临界转速的最大振幅(支承 I)示于图 13。图中也画出在稳态条件和临界转速下测得的阻尼比曲线，正如理论所预言的那样，在大阻尼(小间隙)下的临界转速接近简支的临界转速值，而在阻尼比达到最大值的间隙下，振幅峰值变得最小。

正交试验法在不锈钢着色 硬化处理中的应用

毕宝林 高福宝等

〔提要〕本文着重介绍了正交法在不锈钢着色硬化过程中的应用。由于采用了正交试验法，合理的安排了试验方案，在较短的时间内确定了工艺参数，使不锈钢着色这项新技术在较短的时间内收到了可喜的成果。

关键词：正交试验法 不锈钢着色

一、不锈钢着色与硬化处理

光亮耐腐蚀的不锈钢及其制品目前不只是在工业领域中而且在人们生活的领域中已经开始应用。象铝的氧化那样如果不锈钢表面也呈现一种绚丽多彩的氧化膜，那将更加丰富人们的生活给人们带来愉快和享受。不仅如此彩色不锈钢的出现将开辟不锈钢应用的新领域。

近些年来，国外对彩巴不锈钢的研制有了较大进展，特别是英国日本等国不锈钢着色技

五、结 论

对支承在二、三、四个轴承上的均匀轴。研究了阻尼和轴承对轴刚度比这两个因素对临界转速和阻尼比的影响，并进行了检验最佳阻尼比是否存在的实验。得到如下结论：

- (1) 对每一阶临界转速存在着一个产生最大阻尼比的最佳支承阻尼。
- (2) 当阻尼无限大时，临界转速等于简支轴的临界转速。
- (3) 可以作过减幅临界转速的数目等于支承轴承的数目，并且过减幅临界转速的阶次随着支承刚度的增加而变化。
- (4) 得到了使得阻尼比为常数的刚度和阻尼之间的关系曲线，最大阻尼比和最佳阻尼对支承刚度的特性曲线，并得到了标明有过减幅区域的临界转速图，这些图将有助于确定轴承对刚度之比。
- (5) 对超过过度衰减区域上限的刚度，最大阻尼比的减少与支承刚度成反比，而最佳轴承阻尼的增加与支承刚度成正比。因此，应避免过大的支承刚度。

参 考 文 献：（略）

〔会阳摘译自 Transaction of the ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliab Lity in Design Vol. 106 No1, Jan 1984. 毕成武、余永清校〕