

# 涡轮泵转子的临界转速研究

## ( I ) 均匀支承转子临界转速的传递矩阵法<sup>①</sup>

何洪庆 沈达宽 张哲文

(西北工业大学航天工程学院, 西安, 710072)

**摘 要:** 根据转子振动时的受力和位移状况, 分别导出轴、盘和支承的传递矩阵, 再根据转子的结构布局导出频率和振幅等的计算方程, 可求得转子的各阶临界转速及振幅。传递矩阵法对转子的不同布局方案运用十分方便灵活。还给出了减振阻尼、支承弹性的组合刚度计算方法。计算表明, 支承的弹性、阻尼和质量对转子的振动特性(临界转速和振幅)有重大影响, 转子与支承的匹配对转子的振动特性起调节控制作用。

**主题词:** 液体推进剂火箭发动机, 涡轮转子, 转子速度, 传递矩阵法<sup>+</sup>, 数值仿真

**分类号:** V434.21

## STUDY ON CRITICAL ROTATIONAL SPEED OF TURBO-PUMP ROTORS ( I ) THE TRANSFER MATRIX METHOD FOR HOMOGENEONS SUPPORT ROTORS

He Hongqing Shen Dakuan Zhang Zhewen

(Coll. of Astronautics, Northwestern Polytechnical Univ., Xi'an, 710072)

**Abstract:** According to the conditions of acting force and displacement, the transfer matrices of the shaft, plate and support were respectively derived. The calculation equations of frequency and amplitude were deduced based on the overall arrangement of rotor structure. From this, with the critical rotation speed and amplitude for every step solved, the methods of compound stiffness for calculating the vibration damping and support elasticity were given. The calculated result specifies that elasticity, damping and mass of support have important influence upon the vibration properties of rotor (critical rotation speed and amplitude) and that the matching of rotor and supports can play adjust and controll the vibration properties of the rotor.

**Subject terms:** Liquid propellant rocket engine, Turbine rotor, Rotor speed, Transfer matrix method<sup>+</sup>, Numerical simulation

### 1 引 言

液体火箭发动机的涡轮泵是高速转动部件, 设计和运行时必须避开临界转速, 否则将造成严重后果。为减轻结构重量, 涡轮泵壳体和承力件都采用薄壁结构。同时, 为了减振, 特别在柔轴工作状态, 支承处常采用弹性和阻尼装置, 例如鼠笼式弹性元件、粘性摩擦阻尼器、挤压油膜阻尼器等, 因此支承及壳体具有复合的弹性和阻尼, 对转子的振动特性有重要的影

<sup>①</sup> 收稿日期: 1998-02-04, 修回日期: 1998-06-08

响。通常, 涡轮泵常为多盘转子, 其布局方案灵活多样。传递矩阵法是适应这类转子系统准确计算临界转速的方法。本文叙述支承组合刚性沿圆周均匀的转子临界转速计算的传递矩阵法。泵转子的临界转速。

## 2 传递矩阵

传递矩阵法的思路是, 首先将转子分解为轴、支承、盘等元件, 根据转子振动时这些元件的受力和位移状况导出其自由和强迫振动时的传递矩阵, 然后根据转子的实际布局导出转子临界转速和振幅的计算公式。这就可以用“积木式”的方法方便灵活地处理任意布局转子的临界转速问题。

具有轴、支承和单盘的转子结构简图见图 1, 转子自由振动时轴、支承、盘的受力和位移情况如图 2 所示。根

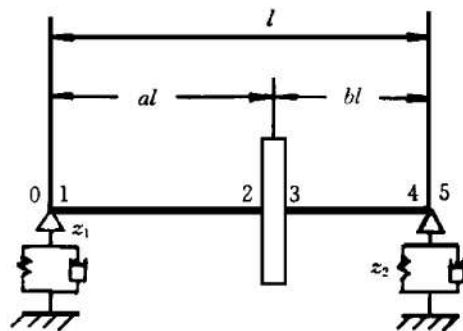


Fig. 1 Structure scheme of single plate rotor

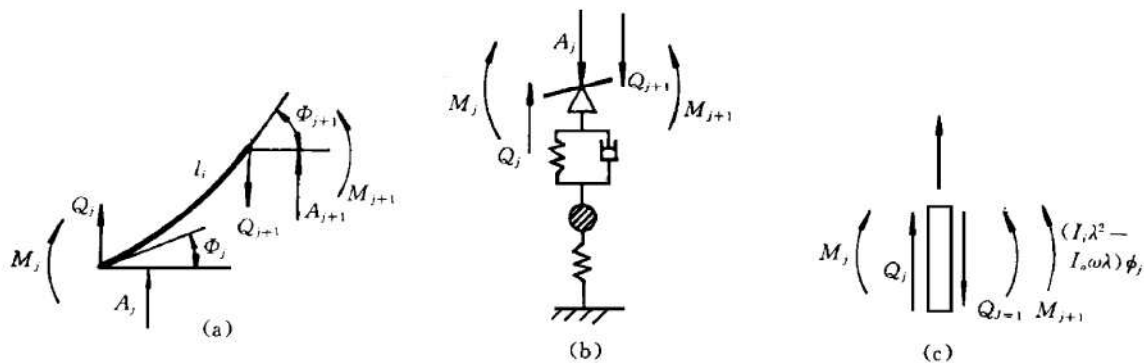


Fig. 2 Acted force and displacement of shaft, support and plate when rotor free vibration

据图 2 (a) 可写出转子自由振动时轴段的受力和位移方程, 为

$$\begin{bmatrix} Q_{j+1} \\ M_{j+1} \\ \phi_{j+1} \\ A_{j+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ l_i & 1 & 0 & 0 \\ \beta_i & v_i & 1 & 0 \\ \gamma_i & \epsilon_i & l_i & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_j \\ M_j \\ \phi_j \\ A_j \end{bmatrix}$$

式中  $Q$ 、 $M$ 、 $\phi$ 、 $A$  分别为剪切力、弯矩、转角和挠度, 而

$$v_i = \frac{l_i}{E_i J_i} \quad \beta_i = \epsilon_i = \frac{l_i^2}{2E_i J_i} \quad \gamma_i = \frac{l_i^3}{6E_i J_i}$$

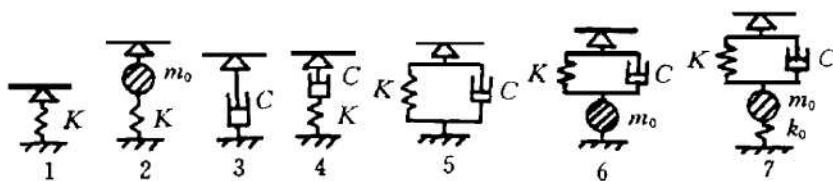
$EJ$  为轴的弯曲刚度。这样, 可得轴段的传递矩阵为

$$[a]_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ l_i & 1 & 0 & 0 \\ \beta_i & v_i & 1 & 0 \\ \gamma_i & \epsilon_i & l_i & 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

设支承由刚度为  $K$  的弹性元件和系数为  $C$  的粘性阻尼减振器组成, 支承的质量为  $M_0$ , 同时考虑壳体的刚度为  $K_0$ 。这些元件的组合形式如表 1 所示。组合刚度  $Z$  定义为复杂的组合支承产生单位位移所需的力。根据定义, 对不同支承结构, 可求得其组合刚度列于表 1。

Table 1 Structure of variant complex support and their compound stiffness

| No. | Type of complex support                                                                                              | Compound stiffness                                            |
|-----|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|
| ①   | Elasticity support                                                                                                   | $Z=k$                                                         |
| ②   | Elasticity support regarding mass                                                                                    | $Z=-m_0\Omega^2+k$                                            |
| ③   | Support possessing viscosity damping                                                                                 | $Z=i\Omega c$                                                 |
| ④   | In-line support of viscosity damping and elasticity unit                                                             | $Z=\frac{1}{\frac{1}{i\Omega c}+\frac{1}{k}}$                 |
| ⑤   | Parallel connection support of viscosity damping and elasticity unit                                                 | $Z=k+i\Omega c$                                               |
| ⑥   | Parallel connection support of viscosity damping and elasticity unit, and regarding support mass                     | $Z=-m\Omega^2+k+i\Omega c$                                    |
| ⑦   | Parallel connection support of viscosity damping and elasticity unit, and regarding support mass and shell stiffness | $Z=\frac{1}{\frac{1}{k+i\Omega c}+\frac{1}{m_0\Omega^2+k_0}}$ |



通过建立转子自由振动时支承和盘的受力和位移方程 (参见图 2 (b), 2 (c)), 可得支承和盘的传递矩阵  $[b]_i$  和  $[c]_i$ :

$$[b]_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -Z \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2) \quad [c]_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & p_i \\ 0 & 0 & -q_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

式中

$$p_i = m_i\omega^2 \quad q_i = I_i\lambda^2 - I_{0i}\omega\lambda$$

$m, I, I_0$  分别为盘的质量、直径惯性矩和极惯性矩,  $\omega, \lambda, \Omega$  分别为转子的旋转角速度、不计和计入阻尼的自振频率,  $\Omega = \lambda + i\alpha$ ,  $i = \sqrt{-1}$ ,  $\alpha$  为转子自由振动的阻尼系数。

转子强迫振动时, 盘的激振力和激振力矩分别为

$$t_i = m_i \epsilon_i \omega^2 e^{i\chi_i}; u_i = (I_{0i} - I_i) \delta_i \omega^2 e^{i\chi_i}$$

式中  $\epsilon, \delta$  分别为盘的偏心距和偏角,  $\chi, \chi'$  分别为  $\epsilon$  和  $\delta$  与起始轴的夹角。

根据强迫振动时盘、轴、支承的受力和位移状况, 通过建立受力和位移方程, 可得强迫振动时盘、轴、支承的传递矩阵  $[c]_i^0, [a]_i^0, [b]_i^0$  为

$$[c]_i^0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & p_i & t_i & 0 \\ 0 & 1 & -q_i & 0 & 0 & u_i \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad [a]_i^0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ l_i & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \beta_i & v_i & 1 & 0 & 0 & 0 \\ \gamma_i & \epsilon_i & l_i & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad [b]_i^0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -Z & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

### 3 算例及分析和结论

设有如图 1 所示的单盘转子, 其支承由沿圆周均匀的弹性元件和粘性阻尼并联组成。以 6 个截面 (截面 0~5) 把转子分为 5 段, 用前述各传递矩阵组合, 可方便地求得频率和振幅。

转子自由振动时, 第 5 截面参数为

$$[Q_5 \ M_5 \ \phi_5 \ A_5]^T = [b]_5^0 [a]_4^0 [c]_3^0 [a]_2^0 [b]_1^0 [Q_0 \ M_0 \ \phi_0 \ A_0]^T$$

代入各传递矩阵, 并利用边界条件  $Q_5=0, M_5=0$  展开, 取其实部可得转子自由振动的频率方程, 由其虚部可得自由振动阻尼系数与自振频率的关系。

转子强迫振动时, 第 5 截面参数为

$$[Q_5 \ M_5 \ \phi_5 \ A_5 \ 1 \ 1]^T = [b]_5^0 [a]_4^0 [c]_3^0 [a]_2^0 [b]_1^0 [Q_0 \ M_0 \ \phi_0 \ A_0 \ 1 \ 1]^T$$

代入各传递矩阵, 利用边界条件  $Q_0=0, M_0=0, Q_5=0, M_5=0$  展开, 可分别得左、右端支承及盘等各处的振幅公式。计算结果如图 3 所示。

计算结果表明

(1) 在相同的支承粘性系数的条件下, 转子自由振动粘性系数  $\alpha$  随支承刚性的降低而增加 (见图 3 (a))。这是因为, 当支承粘性系数不变而支承刚性降低时, 阻尼的相对作用加大了。由此可得出结论, 减振器中弹性元件的刚度和粘性系数是密切相关的, 如果“匹配”得好, 就既能控制转子的临界转速的范围, 又能得到良好的减振效果。

(2) 转子强迫振动的振幅随支承刚性的降低而减小 (见图 3 (b), (c))。其原因是在轴刚性相同的情况下, 支承刚性降低时, 支承粘性阻尼的相对作用增大。上述变化, 对线振幅而言, 在固定盘处比支承处更为显著, 而角振幅相反。由此可得出结论, 转子强迫振动的振幅 (包括线振幅和角振幅) 随支承刚性降低而减小, 其效果对振幅愈大处愈显著。

(3) 在有支承粘性阻尼存在时, 转子的振动弹性线和角振幅曲线都是空间曲线。值得注意的是角振幅的相位角在轴挠度最大处有突变 (见图 3 (d))。

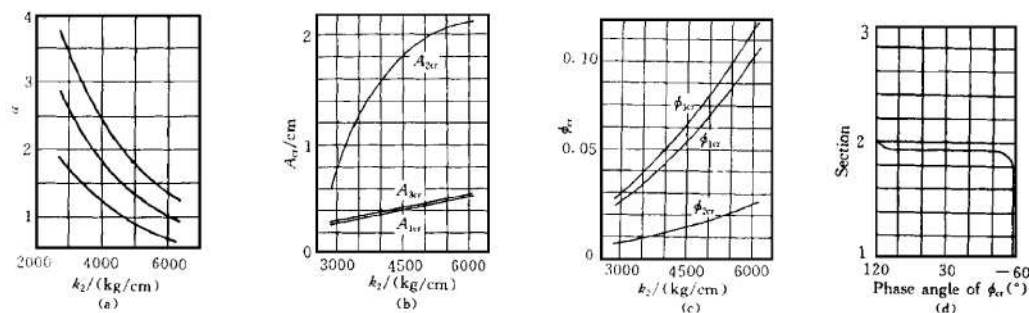


Fig. 3 Curves of calculated results

a. Damping coefficient versus support stiffness when rotor free vibration b. Line amplitude versus support stiffness when forced vibration c. Angle amplitude versus support stiffness when forced vibration d. Phase change of angle amplitude

### 参 考 文 献

- 1 岸本健治, 吉田裕宣. 改良型 LE-7 I ソ (Development of improved LE-7). 三菱重工技报, 1996, 33 (3): 194~197
- 2 Ishii T, Kirk. R G. Transient response technique applied to active magnetic bearing machinery during rotor drop. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1996, 118: 154~163
- 3 钟一谔, 何衍宗, 王 正, 等. 转子动力学. 北京: 清华大学出版社, 1987.

(上接第 73 页)

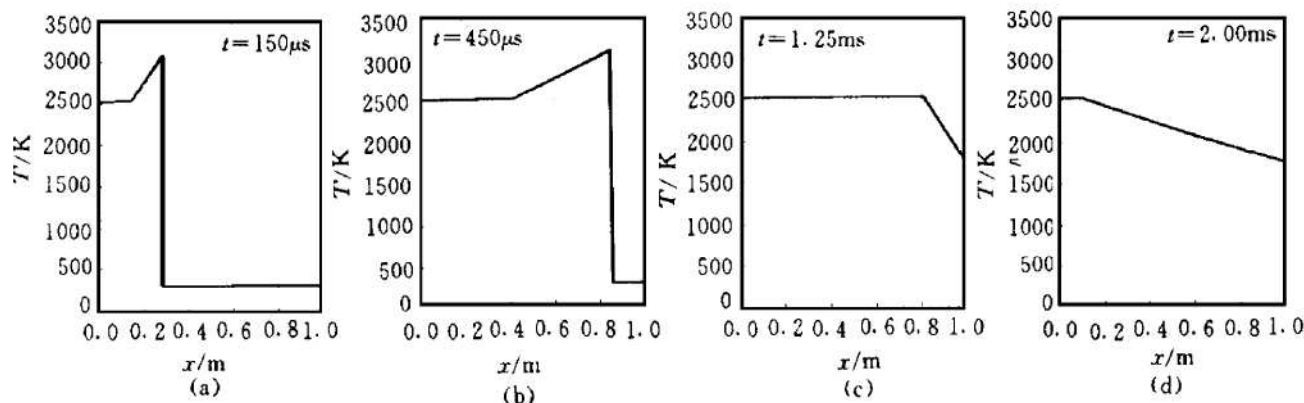


Fig. 7 Axial distribution of temperature in detonation combustion chamber in the process of detonation wave propagation

度, 温度进一步降低, 而爆震产物流向敞口端, 其流速逐渐增大, 以利于排出爆震产物和再次充填新鲜可燃混气, 开始下一个循环。算例结果与文献 [3] 基本一致。

### 参 考 文 献

- 1 何立明, 严传俊, 范 玮, 等. 混合气体燃烧中爆震波传播机理的研究. 推进技术, 1997, 18(2)
- 2 左克罗 M J, 霍夫曼 J D. 气体动力学(下册). 北京: 国防工业出版社, 1984.
- 3 Bussing T, Pappas G. An introduction to pulse detonation engines. AIAA 94-0263