

转子突加不平衡的碰摩响应*

张华彪[†]

(天津商业大学机械工程学院, 天津 300134)

摘要 航空发动机等高速旋转机械在工作时会出现叶片掉块、飞失等突加不平衡情况, 突加不平衡引发的碰摩可能导致转子失稳和系统的破坏. 本文对一个具有非线性支承刚度的跨中转子在突加不平衡时的碰摩响应进行了数值仿真, 计算发现系统在突加不平衡发生后将会出现 6 种不同的碰摩响应形式, 给出了参数-突加不平衡转速平面上不同稳态动力学响应模式的边界曲线, 同时针对系统在突加不平衡发生后减速通过临界转速时的失稳现象, 给出了失稳边界, 研究表明增大转子阻尼, 降低转静接触刚度和摩擦系数, 可以减小失稳的转速范围. 分析了参数对系统瞬态响应的影响, 瞬态响应随转速的变化会发生跳跃, 而瞬态响应随突加不平衡偏心量的变化, 在低于共振转速时是平缓增大的, 而在高于共振转速时也会有跳跃发生.

关键词 转子, 突加不平衡, 碰摩, 稳态响应, 瞬态响应

DOI: 10.6052/1672-6553-2016-52

引言

航空发动机等高速旋转叶轮机械在工作时可能会出现叶片掉块、飞失等突加不平衡情况. 突加不平衡会导致系统瞬态和稳态振动增大, 引发转静碰摩、油膜振荡, 进而可能导致转子响应的失稳和系统的破坏.

国内外学者很早就开始关注转子的突加不平衡响应. 早期的研究, 突加不平衡过程中不平衡量随时间的变化通常用阶跃函数描述. Alam^[1]研究了叶轮转子-轴承耦合系统的断叶响应. Walton^[2]计算了含多个挤压油膜阻尼器的转子系统的不平衡和突加不平衡响应. Zhao 等^[3]研究了考虑预载的挤压油膜阻尼器-转子系统的突加不平衡响应. 孟光^[4,5]基于突加不平衡实际的发生过程, 提出用一种无穷可微的数学函数来描述突加不平衡过程中偏心量的变化情况. 夏南等^[6]考虑 SFD 油膜惯性力的影响, 针对双盘悬臂柔性转子-同心型挤压油膜阻尼器系统进行研究, 讨论了参数对突加不平衡响应的影响. 付才高等^[7]针对航空发动机转子的突加不平衡开展了试验研究, 突加不平衡过程采用切向击断法进行模拟, 研究了系统承受突加不平衡能力随油

膜间隙的变化规律. 李涛^[8]和夏冶宝^[9]分别利用传递矩阵法和 Newmark 积分法研究了单盘和双盘转子突加不平衡后的瞬态响应. 周海伦等^[10]研究了含浮环式挤压油膜阻尼器转子系统的突加不平衡响应, 重点考虑了挤压油膜阻尼器对响应的抑制作用. 上述文献对转子系统的突加不平衡开展了较为深入的研究, 特别关注了突加不平衡和挤压油膜阻尼器油膜力耦合作用下转子的响应特性.

众所周知, 转子在突加不平衡时会产生较大的瞬态振动, 只要瞬态振动的幅值超过转子和静子之间的间隙, 就会导致碰摩的发生, 碰摩时转静之间的相互作用往往造成转子的失稳和系统的破坏, 但有关转子突加不平衡的碰摩响应研究的文章尚不多见. 同时已有的研究更关注转子在某个特定转速下的突加不平衡响应, 而实际的航空发动机转子大多工作在一阶临界转速以上, 转子在工作转速下发生叶片折断或者掉块, 可能不会立即导致失稳, 但在转子降速停机过程中仍然要通过临界转速, 此时在很大的不平衡力和碰摩力的耦合作用下, 转子极有可能发生自激振动失稳, 因此研究转子在突加不平衡后降速通过临界转速过程中的动力学行为的变化规律具有重要的工程应用价值.

2016-09-14 收到第 1 稿, 2016-11-21 收到修改稿.

* 国家自然科学基金青年项目 (11302223)

[†] 通讯作者 E-mail: hbzhang5220@qq.com

本文针对转子突加不平衡的碰摩响应问题进行研究,考虑一个具有非线性刚度的跨中转子模型,通过数值计算研究了参数对系统稳态响应和瞬态响应的影响,以期对工程中转子系统的设计提供了一定的理论支持。

1 考虑突加不平衡和碰摩的转子的运动方程

工程中高速转子通常采用弹性支承,在通过低阶临界转速时,弹性支承变形较大,而转子轴的变形很小,对于上述转子可以简化为弹性支承的刚性转子进行研究^[12]。本文考虑一个弹性支承的单盘跨中刚性转子突加不平衡的碰摩问题,弹性支承具有非线性刚度,其在圆盘处的回复力为 $F = kr + \alpha r^3$, 其中 k 和 α 分别是线性和非线性刚度, $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ 是转子在圆盘处的径向位移。根据达朗贝尔原理建立其运动方程,并整理如下:

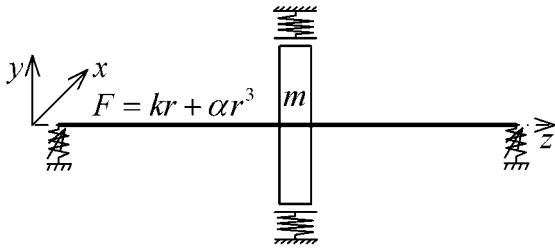


图1 单盘转子模型

Fig. 1 Model of the nonlinear single-disc rotor

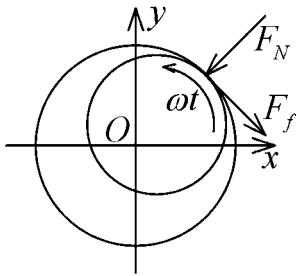


图2 碰摩力

Fig. 2 Rubbing forces

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + \alpha x(x^2 + y^2) + P_x \\ = me_i \omega^2 \cos \omega t + \eta me_s \omega^2 \cos(\omega t + \varphi) \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + ky + \alpha y(x^2 + y^2) + P_y \\ = me_i \omega^2 \sin \omega t + \eta me_s \omega^2 \sin(\omega t + \varphi) \end{aligned}$$

其中, ω 是转子的自转角速度, c 是粘性阻尼系数, e_i 是转子原始的偏心量, e_s 是突加不平衡引起的偏心量, φ 是突加不平衡偏心量和原始偏心量之间的

相位夹角, η 是突加不平衡过程中偏心量随时间的变化函数。式(1)中的碰摩力基于刚性圆盘和柔性机匣假设得出,设定机匣刚度为线性,摩擦力满足库伦摩擦定律,碰摩力可写作:

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} P_x \\ P_y \end{bmatrix} = \begin{cases} 0 & r \leq r_0 \\ k_c \left(1 - \frac{r_0}{r}\right) \begin{bmatrix} x - \text{sign}(v_r) \mu y \\ \text{sign}(v_r) \mu x + y \end{bmatrix} & r > r_0 \end{cases} \end{cases} \quad (2)$$

其中 r_0 是密封间隙, μ 是摩擦系数, k_c 为机匣刚度, v_r 是碰摩点处的转静相对速度,有 $v_r = \omega r_{disc} + \omega_w r$, ω_w 是转子的进动角速度,有 $\omega_w = (yy' - xx')/r^2$, r_{disc} 是转子圆盘处的半径。

当高速运转的转子发生突加不平衡时(如叶片掉块等),不平衡量随时间的变化利用文献[5]给出的无穷次可微函数表示,有:

$$\eta_{[t_s, t_e]}(t) = \int_{-\infty}^t \delta_{[t_s, t_e]}(t) dt / \int_{-\infty}^{+\infty} \delta_{[t_s, t_e]}(t) dt \quad (3)$$

其中,

$$\delta_{[r, s]}(t) = \begin{cases} \exp(-1/(t-t_s)(t_e-t)) & t_s < t < t_e \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (4)$$

t_s 、 t_e 分别表示突加不平衡的起始和结束时间。

对方程进行无量纲化,定义 $X = x/r_0$, $Y = y/r_0$ 和新的时间尺度 $\tau = \omega_0 t$, 有:

$$\begin{aligned} X'' + \gamma X' + X + \beta X(X^2 + Y^2) + P_X \\ = E_i \Omega^2 \cos \Omega \tau + \eta E_s \Omega^2 \cos(\Omega \tau + \varphi) \\ Y'' + \gamma Y' + Y + \beta Y(X^2 + Y^2) + P_Y \\ = E_i \Omega^2 \sin \Omega \tau + \eta E_s \Omega^2 \sin(\Omega \tau + \varphi) \end{aligned} \quad (5)$$

式中,

$$\omega_0^2 = \frac{k}{m}, \gamma = \frac{c}{m\omega_0}, \beta = \frac{\alpha r_0^2}{m\omega_0^2}, g = \frac{k_c}{m\omega_0^2},$$

$$E_i = \frac{e_i}{r_0}, E_s = \frac{e_s}{r_0}, \Omega = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (6)$$

无量纲形式的碰摩力为:

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} P_X \\ P_Y \end{bmatrix} = \begin{cases} 0 & R \leq 1 \\ g \left(1 - \frac{1}{R}\right) \begin{bmatrix} X - \text{sign}(V_r) \mu Y \\ \text{sign}(V_r) \mu X + Y \end{bmatrix} & R > 1 \end{cases} \end{cases} \quad (7)$$

其中,

$$\begin{aligned} R = \sqrt{X^2 + Y^2}, V_r = R_{disc} \Omega + R \Omega_w, \\ R_{disc} = r_{disc}/r_0, \Omega_w = \omega_w/\omega_0 \end{aligned} \quad (8)$$

η 的无量纲形式可表示为:

$$\eta_{[\tau_s, \tau_e]}(\tau) = \int_{-\infty}^{\tau} \bar{\delta}_{[\tau_s, \tau_e]}(\tau) d\tau / \int_{-\infty}^{+\infty} \bar{\delta}_{[\tau_s, \tau_e]}(\tau) d\tau \quad (9)$$

其中,

$$\bar{\delta}_{[\tau_s, \tau_e]}(\tau) = \begin{cases} \exp(-\omega_0^2 / (\tau - \tau_s)(\tau_e - \tau)) & \tau_s < \tau < \tau_e \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (10)$$

$$\tau_s = \omega_0 t_s, \tau_e = \omega_0 t_e \quad (11)$$

2 系统参数对突加不平衡稳态响应的影响

考虑到转子在装配后需要进行动平衡才能投入使用,实际转子原始的偏心量是非常小的,因此可以忽略原始偏心量的影响,即令 $E_i = 0$ 。下面计算中如未特殊声明,取 $\zeta = 0.008, g = 0.2, \mu = 0.1, \beta = 0.05, E_s = 0.6, \Omega = 1.2$ 。下面将利用龙格-库塔方法对式(5)进行求解,并对系统发生的不同形式的稳态响应进行分类,给定不同的参数,通过数值计算给出了不同形式响应的转速边界点,然后将边界点进行插值,给出了不同形式的稳态对应的转速范围的边界曲线。

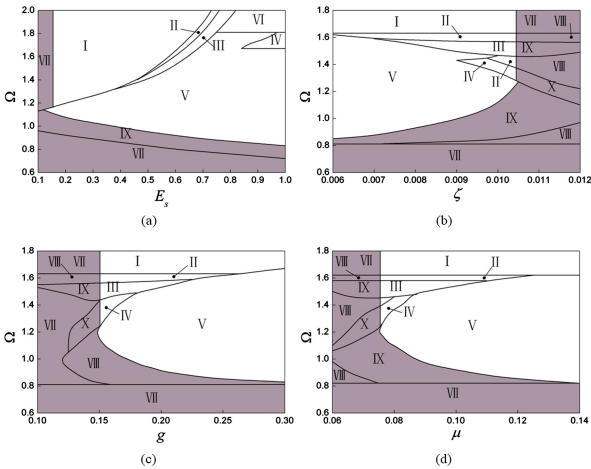


图3 系统参数-突加不平衡转速平面上不同稳态响应模式的边界曲线

Fig. 3 Boundary curves between different steady-state responses in the plane of parameters-sudden imbalance velocity

图3是系统参数-突加不平衡转速平面上不同稳态响应模式的边界曲线,边界曲线将系统的参数空间分隔成10部分,系统可能出现6种不同的稳态响应模式。图4分别给出了6种动力学行为的轴心轨迹和频谱,其中轴心轨迹的虚线表示单位圆,可以看到图4(a)的轴心轨迹在单位圆内,没有碰摩发生;(b)的轴心轨迹呈圆形,振幅大于单位圆,进动频率为工频,是同步全周碰摩运动;(c)是同步全周碰摩发生Hopf分岔后出现的概周期运动局部碰摩,其频率成分除工频外还包含自激振动的频率成分;(e)的轴心轨迹与(b)相似,但是进动频率为负,是反向全

周碰摩运动;图4(d)的运动形式虽然也是概周期运动,但其自激振动的频率成分更加接近反向全周碰摩的频率;图4(f)所示动力学行为的频谱图和图4(d)相似,但是对应的两种频率成分的幅值都很大,并且频率值接近,是转子自转频率与系统反向全周碰摩频率的共振情况。图5给出了正常升速情况下原始偏心量-转速平面上系统稳态响应的边界曲线,系统随着转速的增大只出现三种不同的动力学行为,因此可知突加不平衡可能导致多种正常升降速情况下不可能出现的动力学行为。

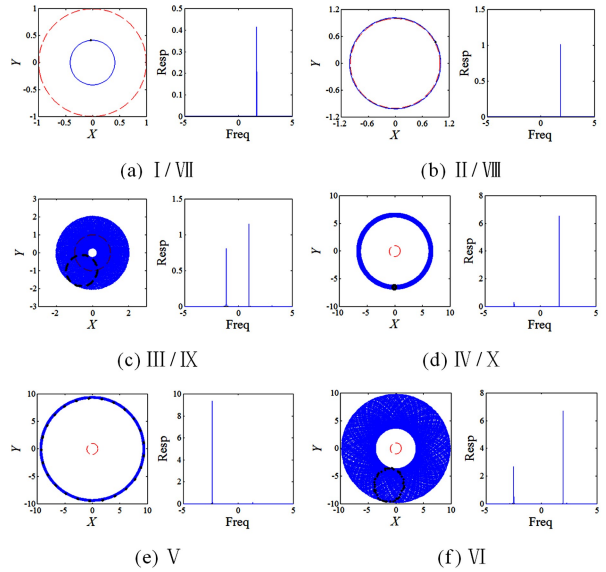


图4 突加不平衡后转子的稳态响应

Fig. 4 Steady-state response of nonlinear rotor system with sudden imbalance

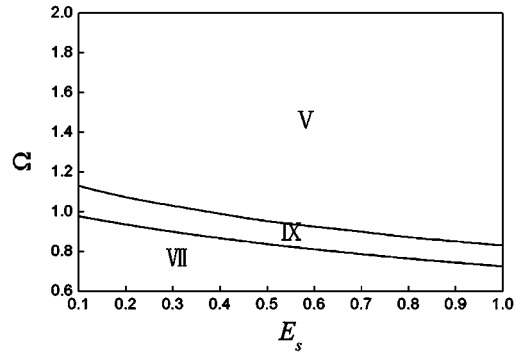


图5 正常升速情况下原始偏心量-转速平面上系统稳态响应的边界曲线

Fig. 5 Boundary curves between different steady-state responses in the plane of initial eccentricity-rotation speed under the normally rising speed

图4(e)和(f)所示的反向全周碰摩运动是转静碰摩中典型的失稳现象,其最大振幅接近转静间隙的10倍,一旦发生必然会导致转子系统的破坏,而发生在参数域I、II、III、VII和VIII的突加不平衡响应都没

有出现失稳,但这并不说明对应这些参数域系统是安全的.当系统出现突加不平衡振动过大时,人们通常会选择降速停机来防止设备出现严重的破坏,但是对应某些参数域系统在降速通过共振区间时仍然会出现失稳.我们通过数值计算研究了转子在突加不平衡后降速过程中可能发生的失稳,图3中阴影部分是不发生失稳的参数域,可以看到在阻尼较大、接触刚度和摩擦系数较小时,系统不出现失稳的转速范围更大.因此在工程设计中,为了提高转子在突加不平衡发生时的安全性,可以适当地增大转子阻尼,降低转静接触刚度和摩擦系数.

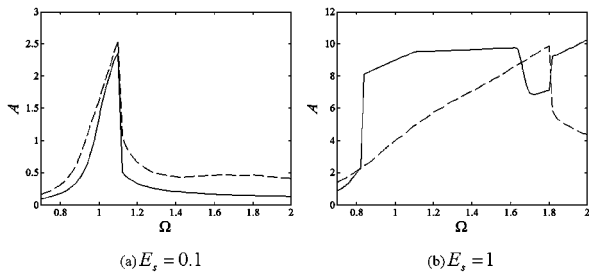


图6 突加不平衡转速-系统瞬态响应和稳态响应变化曲线

Fig. 6 Relationships between sudden imbalance speed and the transient/steady-state response

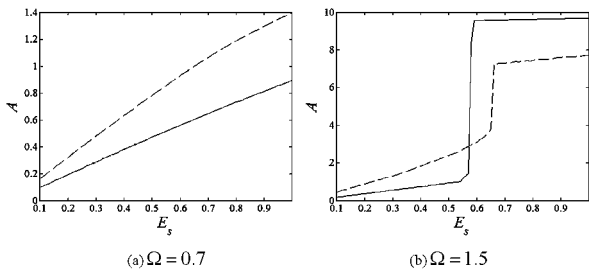


图7 突加不平衡偏心量-系统瞬态和稳态响应变化曲线

Fig. 7 Relationships between sudden imbalance eccentricity and the transient/steady-state response

突加不平衡引起的大的瞬态振动同样能导致转子的破坏,因此有必要研究参数对系统瞬态响应的影响.我们将系统的瞬态响应定义为突加不平衡开始后0.5s内的最大响应振幅.图6和图7分别给出了突加不平衡发生转速和突加不平衡偏心量对系统瞬态和稳态响应的影响,其中系统的稳态响应用实线表示,瞬态响应用虚线表示,可以看到突加不平衡转速对瞬态响应的影响总是表现为类似Duffing方程主共振时幅频曲线跳跃的形式,随着偏心量的增大,系统发生跳跃的幅值和转速也逐渐增大.而在不同的突加不平衡转速下,系统的瞬态响应随着偏心量大小的变化,出现了2种形式,图7(a)中瞬态响应振幅与偏心量大小呈近似线性关

系,而图7(b)中系统的瞬态响应随偏心量的增大出现了跳跃突然增大的现象.

3 结论

本文针对非线性刚度跨中转子突加不平衡的碰摩响应进行数值计算,主要完成了以下研究工作:

研究了参数对转子突加不平衡稳态响应的影响,发现转子在突加不平衡情况下可能出现6中不同的运动形式,给出了系统参数-突加不平衡转速平面对应不同稳态动力学行为的边界曲线.针对转子在突加不平衡发生后降速通过临界转速时可能发生的自激振动失稳进行研究,给出了系统在突加不平衡以及停机降速时都不发生失稳的参数域.研究表明增大转子阻尼,降低转静接触刚度和摩擦系数,有助于提高转子在突加不平衡发生时的安全性.

研究了参数对突加不平衡瞬态响应的影响,发现突加不平衡转速对瞬态响应的影响总是表现为类似Duffing方程主共振时幅频曲线跳跃的现象,其中跳跃的幅值和转速随着偏心量的增大而增大.而在不同的突加不平衡转速下,偏心量的变化对瞬态响应的影响,出现了2种形式,在低于共振转速时,瞬态响应振幅随偏心量逐渐增大,而在高于共振转速时,瞬态响应随偏心量的增大出现了跳跃突然增大的现象.

参 考 文 献

- 1 Alam M, Nelson H D. Blade loss response spectrum for flexible rotor systems. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107(1): 197~204
- 2 Walton J F, Heshmat H. Rotor dynamic evaluation of an advanced multi-squeeze film damper-imbalance response and blade-loss simulation. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1993, 115(2): 366~371
- 3 Zhao J Y, Hahn E J. Eccentric operation and blade-loss simulation of a rigid rotor supported by an improved squeeze film damper. *Journal of Tribology*, 1995, 117(3): 490~496
- 4 孟光. 柔性转子—挤压油膜阻尼器系统的突加不平衡响应. *应用力学学报*, 1993, 10(1): 10~16 (Meng G. Sudden unbalance responses of flexible rotor supported in squeeze film dampers. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 1993, 10(1): 10~16 (in Chinese))
- 5 孟光. 柔性转子—挤压油膜阻尼器系统的非线性特性

- 分析. 西安:西北工业大学, 1988:76~79 (Meng G. Nonlinear analysis on flexible rotor-squeeze film damper system. Northwestern Polytechnical University, 1988:76~79 (in Chinese))
- 6 夏南,孟光,冯心海. 油膜惯性力对双盘转子—SFD系统突加不平衡和加速响应特性的影响. 航空动力学报, 2000,15(1):71~74 (Xia N, Meng G, Feng X H. Influence of fluid inertia force on sudden unbalance and accelerating responses of rotor supported on centralized SFD. *Journal of Aerospace Power*, 2000,15(1):71~74 (in Chinese))
- 7 付才高,李希凡. 柔性转子-挤压油膜阻尼器系统突加不平衡响应试验研究. 航空动力学报, 1989,4(1):67~69 (Fu C G, Li X F. Experimental investigation on sudden unbalance responses of a flexible rotor with squeeze film damper. *Journal of Aerospace Power*, 1989,4(1):67~69 (in Chinese))
- 8 李涛,任兴民,岳聪等. 单盘转子突加不平衡瞬态响应特征研究. 机械科学与技术, 2012,31(6):924~927 (Li T, Ren X M, Yue C, et al. Transient response of single-disc rotor system under sudden unbalance load. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2012,31(6):924~927 (in Chinese))
- 9 夏冶宝,任兴民,杨永锋等. 双盘柔性转子突加不平衡瞬态响应研究. 机械科学与技术, 2014,33(2):309~312 (Xia Y B, Ren X M, Yang Y F, et al. Transient response of flexible double-rotor system under sudden unbalance load. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2014,33(2):309~312 (in Chinese))
- 10 周海仑,罗贵火,艾延廷等. 含浮环式挤压油膜阻尼器转子系统的突加不平衡响应分析. 航空动力学报, 2014,29(3):578~584 (Zhou H L, Luo G H, Ai Y T, et al. Sudden unbalance response analysis of rotor system supported on floating ring squeeze film damper. *Journal of Aerospace Power*, 2014,29(3):578~584 (in Chinese))
- 11 Zhang H B, Chen Y S, Li J. Bifurcation on the synchronous full annular rub of a rigid-rotor elastic-support system. *Applied Mathematics and Mechanics (English Edition)*, 2012,33(7):865~880
- 12 王永亮,钟兢军,崔颖等. 某单级压气机试验件叶顶摩擦特性研究. 动力学与控制学报, 2016,14(4):343~347 (Wang Y L, Zhong J J, Cui Y, et al. Analysis of blade rub-impact characteristics in a single stage compressor test rig. *Journal of Dynamics and Control*, 2016,14(4):343~347 (in Chinese))

SUDDEN IMBALANCE RUBBING RESPONSE OF A ROTOR SYSTEM*

Zhang Huabiao[†]

(School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, Tianjin 300134, China)

Abstract Sudden imbalance, such as the disfigurement and the loss of blade for the high speed rotation machinery (e.g. aero engine) can lead to the instability and damage of the rotor. In this paper, numerical simulation is employed to study the sudden imbalance rubbing response of a rotor system. Results show that sudden imbalance leads to 6 different forms of rubbing response. The transitions of the steady-state response in the plane of parameter-rotation speed are given. The instability during the speed reduction after sudden imbalance is considered, and the stability boundaries of rotation velocity are also given. It is found that increasing the rotor damping as well as decreasing the contact stiffness and friction coefficient can reduce the unstable range of rotation velocity. Moreover, the influence of the parameters on transient responses of the system is investigated. It is shown that transient responses jump with the change of rotation speed. When the rotation speed is below the resonance speed, transient amplitude gently increases with the sudden imbalance eccentricity, but when it is above the resonance speed corresponding to a given eccentricity, the transient amplitude also jumps.

Key words rotor, sudden imbalance, rubbing, steady-state response, transient response