

文章编号: 1001-1455(2005)02-0163-08

齿轮系统传动轴受横向冲击的响应分析*

饶伟锋, 文鹤鸣

(中国科学技术大学中科院材料力学行为与设计重点实验室, 安徽 合肥 230027)

摘要: 将齿轮传动系统的齿轮轴承简化为具有集中质量的固支梁, 将齿轮受到啮合齿轮的意外撞击看成是质量块对梁的冲击。给出弯扭组合的 Mises 屈服条件, 指出传动轴受冲击时不能忽略扭矩作用。分析了弯曲和扭转作用下的结构响应, 进行了应变率修正, 给出特殊情况下弯扭响应的简化分析。算例表明, 弯扭冲击下传动轴的横向位移和扭转角都较大, 不可忽略应变率效应; 传动轴直径是影响横向位移的重要因素。

关键词: 固体力学; 弯扭响应; 横向冲击; 传动轴承; 应变率效应; 屈服条件

中图分类号: O344.3

国标学科代码: 130·1515

文献标志码: A

1 引言

齿轮传动系统是在各种机器和机械设备中应用最广泛的动力和运动的传递装置, 其力学行为和工作性能对整个机器有重要的影响。但是, 齿轮传动系统的动力装置多种多样, 荷载工况复杂多变。在通常的工况下, 会出现由原动机或负载引入的外部激励, 以及时变啮合刚度、齿轮传动误差和啮入啮出冲击引起的内部激励。文献[1]系统总结和阐述了通常工况下分析齿轮系统的振动、冲击、噪声的关键理论和方法。

在某些特定情况下, 尤其是在意外事故中, 传动中的齿轮轴承会受到啮合齿轮的冲击, 使受载的齿轮轴承产生塑性变形, 影响系统正常工作。为了评估传动系统受到的冲击, 必须对冲击效应进行分析。但是这种响应超出了弹性机械的范畴, 传统的机械振动的理论和方法不再适用, 必须应用塑性动力学的观点和方法, 将其处理成结构冲击问题进行分析。文献[2]详尽地综述了多种结构冲击的问题, 为相关研究提供了系统的方法和参考。

由于受到啮合齿轮强冲击的传动齿轮轴承的情况比较复杂而且特殊, 不能简化成文献[2]中的简单模型。本文中结合文献[1]中的全耦合振动分析模型, 将传动齿轮轴承简化为具有集中质量的固支梁; 应用文献[3]中的方法, 给出弯矩和扭矩组合的 Mises 屈服条件; 把啮合齿轮的冲击转化成集中质量块撞击, 参考文献[4]中的求解过程, 给出弯扭组合下的结构响应; 对于应变率敏感的材料, 参照文献[5~7]的结论, 本文中给出应变率修正结果。

2 分析模型

齿轮系统可分成传动系统(齿轮、传动轴和轴承)和结构系统(主要是箱体)两部分。本文中传动系统看成跨度为 $2L$ 的圆截面梁; 把齿轮看成集中质量块, 固定在传动轴上; 轴承和结构系统合而为一, 看成梁的支撑, 真实情况下它有 6 个自由度。齿轮副的形心和啮合点三点共线, 与传动轴的轴心线相交, 并与轴心线一同确定梁的运动平面。如果不考虑传动轴沿轴线的平移, 由于轴承和结构系统限定了传动轴的垂直位移和面内旋转, 在运动平面内边界条件可以看成是固支。

啮合齿轮的冲击可看作是在梁的运动面内垂直于轴心线作用在梁上。鉴于齿轮的刚度大, 结构响应速度比应力波速小很多, 齿轮副间的冲击可看成是以初速度 v_0 运动的质量块(受冲击齿轮, 质量为

* 收稿日期: 2004-06-15; 修回日期: 2004-09-11

作者简介: 饶伟锋(1977—), 男, 硕士, 讲师。

m_1)对梁的横向冲击,并认为质量块始终与梁相接触,分析模型如图 1 所示,其中图 1(a)为物理简化模型。

一般情况下,如果冲击方向与齿轮副的形心连线不重合,质量块初速度 v_0 就要分解成两个分量:产生弯矩的横向速度 v_{b0} 和产生扭矩的离面速度 v_{t0} 。为了分析简单,根据动能守恒原理,可将离面速度等效成对轴心线的转动惯量为 J_1 的圆盘(齿轮)具有初始角速度 Ω ,即

$$\Omega = v_{t0} \sqrt{m_1/J_1} \tag{1}$$

传动轴除了旋转以外,还承受负载扭矩 T_1 ,可用下式计算

$$T_1 = N_k/\omega \tag{2}$$

式中: N_k 为此传动轴传递的功率; ω 为传动轴旋转角速度;在对称传动情况下, T_1 沿梁的分布如图 1(b)所示。此外,他只能随着齿轮共同旋转,而不是扭转,因此齿轮与端部传动轴不具有相对速度,可认为梁不具有初始速度,并且约束扭转。

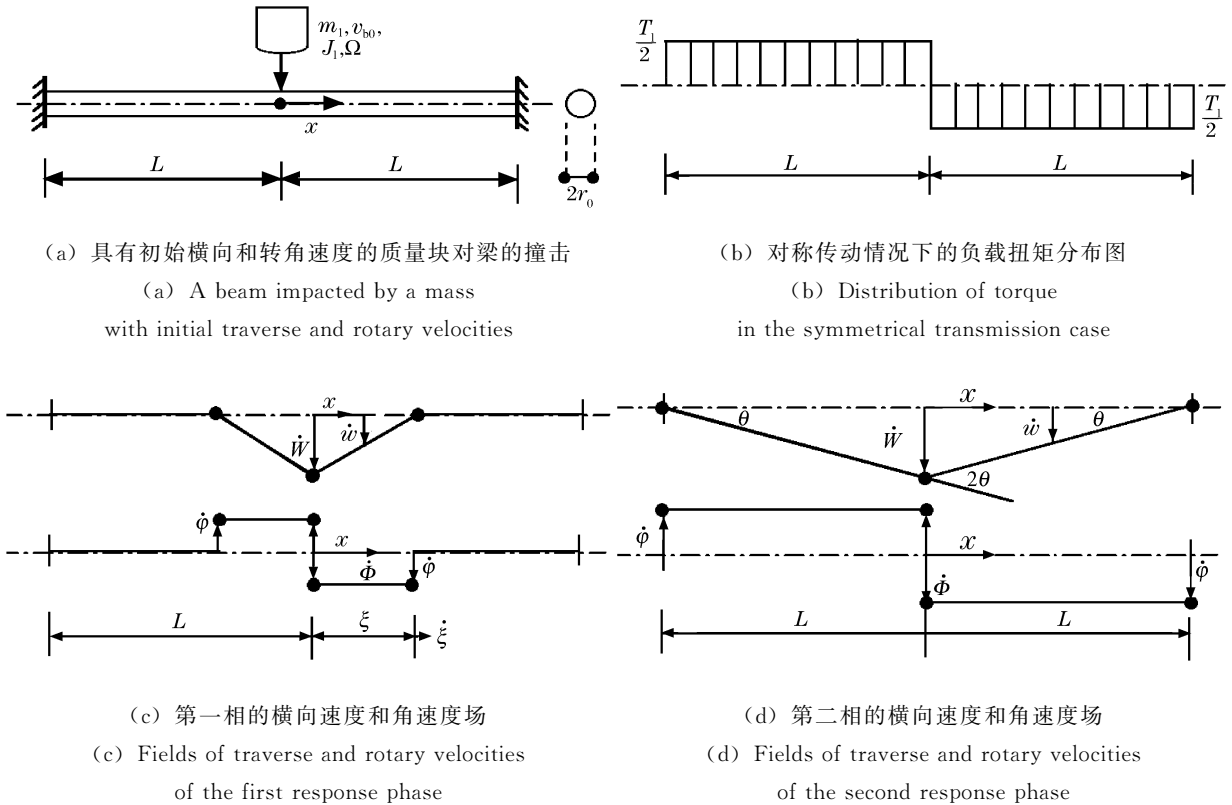


图 1 传动轴受冲击的分析模型

Fig.1 Illustration of the transmission shaft impacted by a mass

3 传动轴的极限状态

梁在短时强冲击下绝大部分能量为塑性变形耗散,弹性变形吸收部分很小。可以假定传动轴是由刚性-理想塑性材料制成,其应力-应变关系如图 2(a)所示。

3.1 屈服条件

扭矩作用下的剪应力不为零,记为 τ ;弯矩作用下如果忽略其他次要应力,并将正应力记为 σ ,同时假定材料满足 Mises 屈服条件,可表达为

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_s}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_s}\right)^2 = 1 \tag{3}$$

式中： σ_s 为屈服应力， τ_s 为屈服剪应力， $\tau_s = \sigma_s / \sqrt{3}$ 。

对于圆截面梁，由于扭转剪应力关于梁的轴线反对称，而弯曲正应力平行于轴心线，关于过圆心的中性轴反对称，他们有共同的交点。这样，在广义应力空间的屈服条件可以表示为

$$\left(\frac{M}{M_P}\right)^2 + \left(\frac{T}{T_P}\right)^2 = 1 \tag{4}$$

式中： M 和 T 分别是作用在梁截面上的弯矩和扭矩， M_P 和 T_P 分别是梁截面的全塑性极限弯矩和扭矩，如图 2(b) 所示。

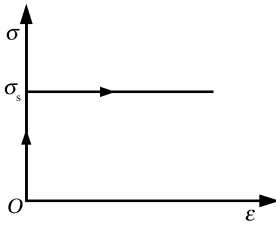


图 2(a) 刚性-理想塑性材料的应力-应变曲线

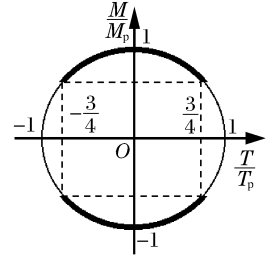


图 2(b) 弯扭组合梁的屈服曲线

Fig. 2(a) Stress-strain curve of perfectly rigid-plastic materials

Fig. 2(b) Yield curve of a bending-torsion beam

对圆截面梁， M_P 和 T_P 可用下式求得

$$T_P = \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \tau_s r^2 dr d\phi = \frac{2}{3} \tau_s \pi r_0^3 \tag{5a}$$

$$M_P = \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \sigma_s r^2 |\cos\phi| dr d\phi = \frac{4}{3} \sigma_s r_0^3 \tag{5b}$$

式中： r 和 ϕ 分别为极坐标的极径和角度， r_0 为圆截面梁的半径。而梁截面弹性极限扭矩

$$T_e = \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \frac{1}{r_0} \tau_s r^3 dr d\phi = \frac{1}{2} \tau_s \pi r_0^3 = \frac{3}{4} T_P \tag{5c}$$

由于机械设计基于弹性原理，其正常工作的扭矩必定小于 T_e ，所以如果不考虑冲击扭转，控制梁的塑性变形的屈服条件必定为图 2(b) 中的粗线部分。由图可见，由于扭矩的存在，梁的极限抗弯能力明显改变(最大降低 33.9%)，所以在分析传动轴的强冲击响应时不能忽略轴上的初始扭矩。

3.2 极限弯矩和扭矩的关系

为简化分析，假设响应过程中的扭矩大小和分布不变。考虑到离面冲击产生的扭矩与负载扭矩在分布的对称性上一致，响应过程中的扭矩可表达为

$$T = T_i/2 + T_i \tag{6}$$

式中： T_i 为离面冲击产生的扭矩，和极限弯矩一样由屈服条件控制，而且他的分布区间是一个时间函数。负载扭矩 T_i 在机器正常运行时已分布于梁上，并达到了平衡。在响应过程中，其产生的内力为常量，起到影响屈服条件的常数作用。

M_i 是冲击产生的组合极限弯矩，极限状态下 T_i 和 M_i 的取值必与冲击速度相关。考虑到当 $v_{b0} = 0, v_{t0} \neq 0$ 时，屈服条件要求 $T = \pm T_P, M_i = 0$ ，则 $T_i = \pm T_P - T_i/2$ ；当 $v_{b0} \neq 0, v_{t0} = 0$ 时，必有 $T_i = 0$ ，此时， $M_i = M_P \sqrt{1 - (T_i/(2T_P))^2}$ 。不妨设 M_i 和 T_i 的取值与冲击速度的两个分量的关系为

$$M_i v_{t0} = T_i v_{b0} \tag{7}$$

这样，当 $v_{b0} \neq 0, v_{t0} \neq 0$ 时，不难给出塑性行为完全由式(4)控制的 M_i 和 T_i 。

4 弯扭组合分析

文献[4]考察了在梁跨任意位置的质量撞击，其中的理论预测与实验结果在总的特征上保持一致；此外，文献[2]也提供了跨中受质量块撞击的理论推演。可以证明，文献[4]的结果用到中心受冲击时，

与文献[2]的结果是一致的,但是他们都没有考虑弯扭耦合情况。

本文将传动轴强冲击简化为质量块对梁中心的撞击,且质量块始终与梁接触。由于弯扭共同作用而进入屈服状态,且此后弯矩和扭矩不再增长,可以假定弯曲塑性铰和扭转塑性铰始终重合。参照文献[2]的方法,可假定响应过程分为两相:在运动第一相,如图1(c)所示,一个弯扭塑性铰在 $t=0$ 时刻在撞击点产生,两个塑性铰把弯曲和扭转扰动从跨中向两个支撑端传入梁未变形部分;在运动第二相,如图1(d)所示,支撑处和跨中点的塑性铰保持不动,运动继续进行,直到梁和撞击物都静止,此时所有初始动能 $m_1 v_0^2/2$ 都消耗于塑性变形。

4.1 弯曲分析

由于屈服条件与 T^2 相关,弯曲分析中梁可以看成关于跨中对称。针对梁右半跨的第一相分析,图1(c)所示的横向速度场可表述为

$$\dot{w} = \dot{W}(1 - x/\xi) \quad 0 \leq x \leq \xi \quad (8a)$$

$$\dot{w} = 0 \quad \xi < x \leq L \quad (8b)$$

式中: ξ 为依赖于时间的移动塑性铰的位置。根据两塑性铰之间部分的力和力矩平衡,重复文献[2]中的推演步骤,可以得到塑性铰位置与横向速度,时间与塑性铰位置的关系式分别为

$$\dot{W} = v_{b0}/(1 + m\xi/m_1) \quad (9)$$

$$t = mm_1 v_{b0} \xi^2 / [12M_i(m_1 + m\xi)] \quad (10)$$

式中: m 为单位长梁的质量, M_i 为弯扭组合下修正的极限弯矩,由式(7)和屈服条件共同控制。由式(10)可知,塑性铰的移动速度与塑性弯矩和冲击速度 v_{b0} 的比值相关。

经推演可求得 $t=t(\xi)$ 时刻的位移场

$$w = \begin{cases} \frac{m_1^2 v_{b0}^2}{24mM_i} \left[\frac{1+\beta}{(1+\alpha)^2} - \frac{1+2\beta}{1+\beta} + \frac{2\beta}{1+\alpha} + 2\ln \frac{1+\alpha}{1+\beta} \right] & 0 \leq x \leq \xi \\ 0 & \xi < x \leq L \end{cases} \quad (11)$$

式中:

$$\alpha = m\xi/m_1, \quad \beta = mx/m_1 \quad (12)$$

由式(10),并根据 $\xi=L$,易得第一相终止的时间 t_1 。在 $t=t_1$ 时刻,第一相结束时质量块和梁的剩余总动能

$$E_a = \frac{m_1 v_{b0}^2 (1 + 2mL/(3m_1))}{2(1 + mL/m_1)^2} \quad (13)$$

上面的动能将在运动第二相耗散于支撑和跨中的驻定塑性铰中,如图1(d)所示。根据能量守恒,有

$$4M_i \theta = \frac{m_1 v_{b0}^2 (1 + 2mL/(3m_1))}{2(1 + mL/m_1)^2} \quad (14)$$

式中: θ 为支撑端塑性铰的转角量。第二相增加的横向位移

$$w_2 = \frac{m_1 v_{b0}^2 L (1 + 2mL/(3m_1)) (1 - x/L)}{8M_i (1 + mL/m_1)^2} \quad (15)$$

在式(11)的前一式中,令 $\xi=L$,并加上式(15),就可以得到要求的最终的横向位移场。

4.2 扭转分析

文献[2]中给出了静力容许性分析和梁的半跨弯矩分布,可见弯矩仅在塑性铰处取最大值。在扭转分析中,前面假设扭矩在跨中与塑性铰之间为常数,所以塑性变形仅发生在塑性铰与跨中之间。梁的扭矩反对称,针对梁右半跨的第一相分析,梁截面的相对角速度场可用图1(c)表示,表述为

$$\dot{\varphi} = \begin{cases} \dot{\Phi} & 0 \leq x \leq \xi \\ 0 & \xi < x \leq L \end{cases} \quad (16)$$

根据两塑性铰之间部分的力矩平衡,有

$$J_1 \ddot{\Phi} + 2 \int_0^{\xi} J \ddot{\varphi} dx + 2T = 0 \quad (17)$$

式中: J 为单位长度的转动惯量。将式(16)的前一式代入, 求积分并整理有

$$J_1 \ddot{\Phi} + 2J\xi\ddot{\Phi} + 2T = 0 \quad (18)$$

利用式(10)和式(18), 可给出转角加速度与时间的关系。利用初始条件 $\dot{\Phi}|_{t=0} = \Omega, \xi|_{t=0} = 0$, 有

$$\dot{\Phi} = \frac{d}{2acS^2} \left[Q \ln \left(1 + \frac{a^2 t + aK}{2b} \right) + aR \ln \left(1 + \frac{Qt - RK}{2b} \right) \right] + \frac{d}{2S} (at - K) + \Omega \quad (19)$$

式中: $a = 12M_i / (m_1 v_{b0})$; $b = 12M_i / (m v_{b0})$; $c = 2J/J_1$; $d = -2T/J_1$; $Q = a^2 - 2abc + 2b^2 c^2$; $R = a - 2bc$; $S = a - bc$; $K = \sqrt{4bt + a^2 t^2}$ 。

这样就构成了求解转角速度的初值问题, 于是可以求得 $t = t(\xi)$ 时刻的转角速度场。任意点的转角

$$\varphi(x, t) = \int_{t(x)}^t \dot{\Phi} dt \quad (20a)$$

利用初始条件 $\varphi|_{t=0, x=0} = 0$, 中点的转角可表达为

$$\varphi(0, t) = \Omega t + \frac{dt}{4S} (at - K) + \left(\frac{Qd}{2ac^2 S^3} - \frac{b^2 d}{a^3 S} + \frac{Qdt}{2acS^2} \right) \ln \left(1 + \frac{a^2 t + aK}{2b} \right) + \frac{Rd}{2cS^2} \left(\frac{1}{cS} + t \right) \ln \left(1 + \frac{Qt - RK}{2b} \right) - \frac{Q + a^2}{4a^2 cS^2} Kd - \frac{dRt}{2cS^2} \quad (20b)$$

在 $t = t_1$ 时刻, 第一相运动结束, 运用式(19), 可得终相齿轮和传动轴的剩余扭动能

$$E_T = \frac{J_1 (1 + 2JL/J_1) \dot{\Phi}^2(t_1)}{2} \quad (21)$$

这些动能也将在运动第二相耗散于支撑和跨中的驻定塑性铰中, 如图 1(d) 所示。根据能量守恒, 有

$$2T\varphi = E_T \quad (22)$$

式中: φ 为跨中和支撑端塑性铰的截面相对转角。第二相增加的扭转角

$$\varphi = \frac{J_1 (1 + 2JL/J_1) \dot{\Phi}^2(t_1)}{4T} \quad (23)$$

5 应变率修正

质量冲击一般涉及较高的应变率, 对于采用应变率敏感材料的结构, 必须考虑应变率的强化效应, 以得到符合实际的结构响应。关于材料应变率敏感行为的本构方程很多, 但是大部分方程缺乏可靠的实验数据支持。对于双轴动载下的材料行为, 更缺乏可利用的数据。文献[2]中对应变率下金属的性能进行了详尽的综述, 而文献[5]提出了一种对实验要求低, 又与可利用的实验数据符合较好, 并且在工程上应用广泛的本构方程

$$\sigma'_e / \sigma_s = 1 + (\dot{\epsilon}_e / D)^{1/q} \quad (24)$$

式中: σ_s 是静单轴流动应力, D 和 q 对于具体材料来说是常数, 可从单向动态拉伸试验或动态纯剪切试验得到。 σ'_e 是等效动态流动应力, $\dot{\epsilon}_e$ 是相关的等效应变率。这个关系式可用来估计材料在任意复杂应力状态下的应变率敏感性, 在弯扭组合情况下

$$\sigma'_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \quad \dot{\epsilon}_e = \sqrt{(4\dot{\epsilon}^2 + 3\dot{\gamma}^2)} / 3 \quad (25)$$

式中: σ 和 τ 如前所述, $\dot{\epsilon}$ 和 $\dot{\gamma}$ 分别为与弯曲相关的拉伸应变率和与扭转相关的剪切应变率。

文献[6]观察到, 在整个结构响应期间的动态流动应力可近似地看成不变量, 并且最大应变率发生在质量块初始动能的一半左右耗散在结构中时。基于上述两个结论, 文献[6~7]假定整个响应期间的平均应变率等于最大值的一半。而文献[2]进一步假设最大应变率也发生在质量块的横向位移为最终

位移的三分之二的时候,所以平均应变率

$$\dot{\epsilon} \approx (2W_f/3)(v_{b0}/\sqrt{2})/(2L^2) = v_{b0}W_f/(3\sqrt{2}L^2) \quad (26)$$

式中: W_f 为跨中的最终位移。 t 时刻扭转中的平均剪切应变率记为

$$\dot{\gamma} = r[\dot{\varphi}(0) + \dot{\varphi}(L)]/L \quad (27)$$

如果要使截面上各点的应变率总和不变,可取 $r=2r_0/3$ 的应变率为其平均值。分析图1(c),并考虑到扭转的能量在响应过程中始终在减小,可设最大剪切应变率发生在扭转冲击的初始时刻。如果采用与文献[6]相同的假设,即平均应变率等于最大值的一半,则(27)式变为

$$\dot{\gamma} = r_0\Omega/(3L) \quad (28)$$

综合式(28)、(26)、(25)和(24),可得

$$\sigma'_e = \sigma_s + \sigma_s \left(\frac{\sqrt{2v_{b0}^2 W_f^2 / (3L^4) + r_0^2 \Omega^2}}{3D} \right)^{1/q} \quad (29)$$

由上式可见,应变率效应与扭转冲击不耦合,仅与初始扭转角速度有关。考虑应变率效应时,虽然 T_p 和 M_p 都发生改变,但是依据式(7), T_i 和 M_i 仅与两个方向撞击相关,可以推知 M_i 与 σ'_e 之间存在简单的函数关系。在进行应变率修正时,可先单独进行弯曲分析,得到式(11)与式(15),从中得出 W_f 的表达式,由式(29)得到 σ'_e ;对这个过程进行多次求解,得出 σ'_e 修正的结果;最后可进行扭转分析,得出考虑应变率效应的结构响应的全部信息。

6 算例分析与讨论

考虑传动轴由应变率敏感的软钢制成(公式(27)中的参数 $D=40.4 \text{ s}^{-1}$, $q=5$),其准静态屈服应力 $\sigma_s=434.27 \text{ MPa}$,离面角度为 30° ,传动轴转速 215 r/min ,负载功率 10 kW ,其他选取参数如表1所示,表中啮合冲击速度和齿轮参数共同改变,保证冲击能量相等。典型情况计算结果如表2所示,撞击特性为:啮合冲击速度 20 m/s ,齿轮直径 360 mm ,厚度 30 mm ,传动轴参数为:长度 840 mm ,直径 36 mm 。

表1 算例选取参数

Table 1 Parameters of calculated examples

传动轴		撞击特性		
长度/mm	直径/mm	啮合冲击速度/(cm/s)	齿轮	
			直径/mm	厚度/mm
2 320	60	11.62	480	50
1 680	48	20.00	360	30
840	36	36.74	240	20
360	24			

表2 典型算例计算结果

Table 2 Results of a typical example

修正时间	第一响应时间/ms	中点位移/mm			中点转角/ $^\circ$		
		第一相	第二相	总位移	第一相	第二相	总转角
修正前	2.31	34.0	198.8	232.8	10.37	2.51	12.88
修正后	1.53	22.5	131.6	154.1	6.87	1.79	8.66

从表2的计算结果可以看出,冲击加载情况下传动轴的横向位移和扭转角都较大,并且冲击过程中的应变率对结构响应的影响不能忽略。

6.1 横向变形讨论

对表 1 中的各组参数进行组合, 分别用 3 组撞击特性计算, 并进行应变率修正, 得到的结果如图 3 所示。很明显, 方框 A 中的 12 个算例超出小变形的假设, 不再适合本文的理论分析, 需要考虑有限位移的影响。由于传动轴直径为 24 mm 的 12 个算例组成了 A 中的全部数据点, 而且 B 中的 12 个数据点均来自直径为 36 mm 的算例, 可见传动轴直径大小是影响横向位移的重要参数。

此外, 如果结构具有某些特殊性质, 横向变形可以进行简化分析。考虑公式 (13), 当 $mL/m_1 \ll 1$ 时, 即传动轴细短而齿轮宽大时, 横向冲击动能的大部分由运动的第二相耗散, 通过能量平衡可直接求得最终位移场

$$\omega_f = \frac{m_1 v_{b0}^2 L (1 - x/L)}{8M_i} \tag{30}$$

当 $mL/m_1 \gg 1$ 时, 既齿轮较小而传动轴粗长, 横向冲击动能基本由第一相耗散。分析式 (11) 可得对数形式位移场

$$\omega_f = \frac{m_1^2 v_{b0}^2}{12mM_i} \ln\left(\frac{mL/m_1}{1 + mx/m_1}\right) \tag{31}$$

6.2 扭转变形讨论

一般地, 扭转响应分析可能出现两种情况: 运动的第一相期间耗散全部扭转动能; 扭转动能的部分耗散于第二相。当 $2Tt_1 > J_1\Omega$ 时, 对应于齿轮具有较小冲量, 传动轴有足够的时间吸收扭转动能; 此时令式 (19) 等于零, 将求得的响应时间代入式 (20b), 即可求得最终转角。当 $2Tt_1 < J_1\Omega$ 时, 即齿轮转动动量较大, 可由 t_1 代入式 (20a) 求得第一相末的角速度, 如果出现负值, 则用前述途径求解; 否则由式 (20b) 求得第一相转角, 而后由式 (23) 得到第二相扭转角, 求和得到总扭转角。

在特殊情况下, 扭转角也可简单求得。当 $JL/J_1 \ll 1$ 时, 即齿轮宽大而传动轴细短, 扭转动能主要耗散于运动第二相, 此时转角也可以直接求得

$$\varphi = \frac{J_1\Omega^2}{4T} \tag{32}$$

如果 $JL/J_1 \gg 1$, 即齿轮细小而传动轴粗长, 此时式 (19) 可简化为

$$\dot{\Phi} = \frac{d}{2ac} \ln\left(1 + \frac{a^2t + aK}{2b}\right) - \frac{d}{2bc}(at - K) + \Omega \tag{33}$$

进一步, 式 (20b) 可简化为

$$\varphi(0, t) = \frac{d}{ac} \left(\frac{b}{a^2} + t\right) \ln\left(1 + \frac{a^2t + aK}{2b}\right) - \frac{dK}{2a^2c} - \frac{dt}{4bc}(at - K) + \Omega t \tag{34}$$

7 结 论

对齿轮副间的撞击进行分析, 将传动轴和齿轮简化成固支梁和集中质量块, 认为质量块撞击速度可分解成离面速度和面内速度, 并将离面速度等效成对固支梁的初速度扭转。基于 Mises 屈服条件, 给出了弯扭组合控制方程, 认为传动轴上负载影响不可忽略, 设定了冲击扭矩和冲击弯矩的简单关系。对弯曲和扭转解耦, 分别给出了两种结构响应的分析方法和应变率修正。算例分析表明: 冲击加载下传动轴的横向位移和扭转角度较大, 应变率对结构响应影响不能忽略; 传动轴直径是影响横向位移的直接因素。对于齿轮和转动轴之间存在悬殊关系的齿轮系统, 给出了简化的响应分析方法。

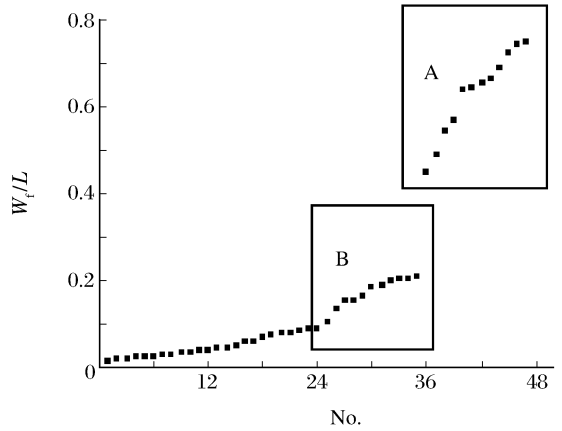


图 3 最终位移与半轴长比值分布图

Fig. 3 Distribution of W_f/L

但是,本文中的工作仅局限于理论探讨,如果能结合相关的数值模拟和实验结果,将具有更大的意义。鉴于相关实验的难度,数值模拟将是进一步工作的方向。

参考文献:

- [1] 李润方,王建军. 齿轮系统动力学——振动、冲击、噪声[M]. 北京:科学出版社,1996.
- [2] Jones N. Structural Impact[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1989.
- [3] 杨桂通. 塑性动力学[M]. 新版. 北京:高等教育出版社,2000.
- [4] Parkes E W. The permanent deformation of beam struck transversely at any point in its span[J]. Proceedings of the Institution of Civil Engineers, 1958,10:277—304.
- [5] Cowper G R, Symonds P S. Strain Hardening and Strain-rate Effects in the Impact Loading of Cantilever Beams [R]. Brown University Division of Applied Mathematics Report No. 28, 1957.
- [6] Perrone N, Bhadra P. A simplified method to account for plastic rate sensitivity with large deformation[J]. Journal of Applied Mechanics, 1979,46:811—816.
- [7] Perrone N, Bhadra P. Simplified large deflection mode solutions for impulsively loaded, viscoplastic, circular membranes[J]. Journal of Applied Mechanics, 1984,51:505—509.

Response of a transmission shaft impacted by joggled gear in the gear transmission system

RAO Wei-feng^{*}, WEN He-ming

*(CAS Key Laboratory for Mechanical Behaviour and Design of Materials,
University of Science and Technology of China, Hefei 230027, Anhui, China)*

Abstract: The response of a transmission shaft in gear transmission system subjected to accidental impact by the joggled gear is simplified as that of a fully clamped beam struck by an equivalent mass with an initial velocity, which is analyzed within the framework of rigid-plastic method. The effect of torsion is catered for in the Von Mises yield condition and that the strain rate effect is taken into account using Cowper-Symonds empirical constitutive equation. It is found that both the displacement and the rotation are relatively large and that the strain rate effect cannot be neglected. It is also found that the diameter of shaft is a crucial factor in the bending response.

Key words: mechanics of explosion; torsion response; traverse impact; transmission shaft; strain rate effect; Mises yield condition

^{*} Corresponding author: RAO Wei-feng
E-mail address: wfrao@ustc.edu
Telephone: 0551-3603044