

动力总成—悬置系统振动解耦设计方法*

吕振华 范让林

(清华大学汽车安全与节能国家重点实验室 北京 100084)

摘要：动力总成—悬置系统获得良好隔振性能的主要方法是最大限度地解除其多自由度振动耦合。在论述动力总成关于曲轴坐标系、转矩轴坐标系和主惯性轴坐标系的振动解耦原理的基础上，进行了动力总成—悬置系统的弹性解耦特性分析，探讨了对于前、后悬置均采用 V 形悬置组的振动系统易于达到的弹性解耦程度；提出了 V 形悬置组布置设计的最小刚度比约束条件和悬置倾角的选择范围，完善了 V 形悬置组的设计方法。这些概念和设计方法拓展了动力总成—悬置系统的弹性解耦设计理论。

关键词：动力总成 悬置系统 振动解耦 汽车

中图分类号：U461.1 TB123

0 前言

以往复式内燃机为动力源的动力总成是车辆、船舶、动力机械等的主要振源之一。动力总成的激励主要有较低转速时的转矩波动激励、较高转速时的往复不平衡惯性力激励(特别是四缸四冲程发动机)，还有经过轮胎、悬架系统滤波之后的路面不平度激励。动力总成的转矩波动激励作用在绕发动机曲轴的方向，不平衡惯性力激励作用在气缸中心线的方向，路面不平度激励在大多数情况下也作用在气缸中心线的方向。最大限度地解除动力总成—悬置系统的多自由度振动耦合是使其具有良好隔振性能的基本方法。鉴于动力总成所受激励及其作用方向的上述特点，解除动力总成—悬置系统的侧倾自由度、垂向自由度与其他自由度之间的弹性耦合就成为悬置系统设计的关键之一。

在论述汽车动力总成—悬置系统分别关于曲轴坐标系、转矩轴坐标系和主惯性轴坐标系的振动解耦问题与特点之后，进行系统的弹性解耦设计分析，深入探讨常用的 V 形悬置组的设计理论和方法，以利于实现 V 形悬置组的最优设计方案。

1 动力总成—悬置系统的振动解耦

在动力总成的悬置系统设计中，应尽可能解除动力总成刚体的 6 自由度之间的振动耦合，一方面便于减小可能激起共振响应的频带宽度，另一方面便于合理配置其固有振动频率，使激励频率远离共

振频率，获得良好的整体隔振效果。因此，解除多自由度振动耦合便成为动力总成隔振系统设计中与固有频率的合理配置同等重要的目标。

动力总成—悬置系统的振动解耦设计措施包括惯性解耦、弹性解耦、激励解耦，在高、低频率段对隔振系统有不同的要求，因而还有高、低频率段解耦。

首先建立动力总成的曲轴坐标系 $Oxyz$ ，如图 1 所示，其坐标原点 O 位于动力总成的质心， x 轴平行于曲轴中心线、指向发动机前端， z 轴平行于气缸中心线、指向发动机缸盖， y 轴按正交坐标系的右手定则确定。在此坐标系下，动力总成的转矩波动激励作用在绕 x 轴的方向，不平衡惯性力激励作用在 z 轴方向，激励之间不存在耦合。

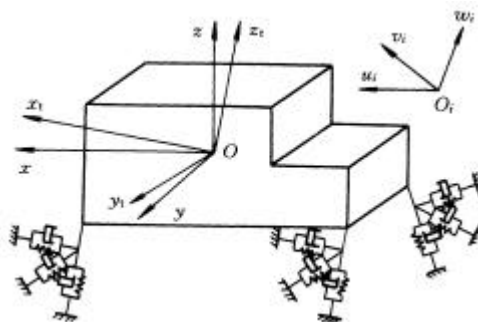


图 1 动力总成—悬置系统模型及其曲轴坐标系 $Oxyz$ 、转矩轴坐标系 $Ox_i y_i z_i$ 和悬置局部坐标系 $O_i u_i v_i w_i$

V 形悬置组是解除弹性耦合的重要方法。在汽车动力总成—悬置系统中，常采用 V 形悬置组，即左、右两个呈 V 形对称布置的相同悬置的组合，如图 2 所示。V 形悬置组的功能在于：解除动力总成—悬置系统的横向—侧倾弹性耦合，同时具有较大的横向刚度和较小的侧倾刚度，以提高横向稳定性、降低侧倾振动的固有频率；既有利于解除垂向、横

* 国家教育部博士点科研基金资助项目(98000321)。20040708 收到初稿，20041220 收到修改稿

向、侧倾自由度之间的弹性耦合,又容易调整其弹性中心;既有利于使动力总成的最低阶刚体振动模态为以侧倾振动为主的模态,也便于动力总成-悬置系统的刚体模态频率与其他子系统固有频率之间的合理匹配,从而获得良好的综合隔振性能^[1-5]。

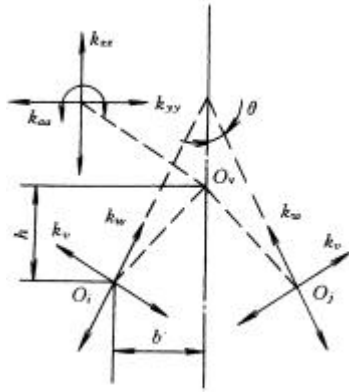


图 2 V形悬置组示意图

- O_v ——V形悬置组的弹性中心,也是V形悬置组所在平面与x轴的交点
 O_i, O_j ——左、右悬置的弹性中心
 h ——悬置到Oxy坐标平面的距离,称为高度
 b ——距离 O_i, O_j 的一半,称为宽度
 q ——悬置绕其u轴的倾斜角度,称为悬置倾角

大量实例表明,汽车动力总成在曲轴坐标系下的惯性积一般都较小,远小于其转动惯量,因此惯性耦合较弱。加之不存在振动激励耦合,故利用V形悬置组实现弹性解耦是很有实际意义的。

动力总成刚体有三根相互正交的主惯性轴 x_p, y_p, z_p ,它们形成主惯性轴坐标系 $Ox_p y_p z_p$ (图1中没有画出),一般不与曲轴坐标系 $Oxyz$ 重合,但对应坐标轴之间的夹角较小。在主惯性轴坐标系下,动力总成不存在惯性耦合,因此可利用V形悬置组进一步实现弹性解耦。然而,由于在此坐标系下发动机激励是耦合的,单一激励会在多个自由度方向激起振动,所以在该坐标系下并不能实现多自由度振动的完全解耦。

由于动力总成的 x_p 轴与x轴并不重合,在绕x轴的发动机转矩波动激励下产生的侧倾振动是绕一特定的转矩轴 x_t 的转动^[1-3],相应地可定义转矩轴坐标系 $Ox_t y_t z_t$,如图1所示。在转矩轴坐标系下,动力总成在转矩波动激励下只产生绕 x_t 轴的单自由度振动,这对有效控制动力总成在较低转速时的振动是有利的。在该坐标系下,同样可以利用V形悬置组来进行弹性解耦,但是在较高转速时的发动机不平衡惯性力激励仍然是耦合的,所以在该坐标系下进行弹性解耦的意义主要是有利于低频隔振。

往复式内燃机的转矩波动激励和不平衡往复惯性力激励的幅值随转速因而也随激励频率的变化有

如下特点:转矩波动激励幅值在怠速时较大,随着转速升高而减小;往复不平衡惯性力激励的变化规律则刚好与此相反。汽车驶过凸块、凹坑等时的冲击也会引起动力总成的大振幅振动。为了获得良好的低频隔振性能和降低高频噪声,要求动力总成的悬置系统在低频域具有大阻尼、高动刚度特性,在高频域具有小阻尼、低动刚度特性^[6,7]。这就是动力总成隔振设计的高、低频率段解耦要求。高、低频率段解耦的主要技术措施是采用具有上述理想动态特性的液阻悬置或电控式液阻悬置。

2 系统的耦合刚度分析

曲轴坐标系、转矩轴坐标系和主惯性轴坐标系均是正交坐标系,是可以相互转换的,因此下面仅在曲轴坐标系 $Oxyz$ 下研究动力总成的振动解耦理论,在其它两种坐标系下的情形可以依此类推。在曲轴坐标系下,动力总成的运动可以用广义位移 x, y, z, a, b, g 来描述,其中 x, y, z 表示质心沿 x, y, z 轴的平动, a, b, g 表示刚体绕 x, y, z 轴的转动。

对悬置 $i(i=1\sim n, n$ 为悬置的总数)建立其局部坐标系——弹性主轴坐标系 $O_i u_i v_i w_i$,如图1所示,其坐标原点 O_i 位于相应悬置的弹性中心,(设其三维弹性中心存在),坐标轴 u_i, v_i, w_i 为其弹性主轴。设悬置 i 的坐标系 $O_i u_i v_i w_i$ 在曲轴坐标系 $Oxyz$ 中的方向余弦矩阵为 B_{O_i} ,其第 k 行、第 l 列元素 $\cos a_{kl}$ 表示弹性主轴坐标系 $O_i u_i v_i w_i$ 的第 $l(l=1\sim 3)$ 轴相对于曲轴坐标系 $Oxyz$ 的第 $k(k=1\sim 3)$ 轴的方向余弦;悬置 i 的刚度矩阵为对角矩阵 $k_i = \text{diag}(k_{u_i}, k_{v_i}, k_{w_i})$,其中 $k_{u_i}, k_{v_i}, k_{w_i}$ 为主刚度;根据动力总成的广义位移 x, y, z, a, b, g 计算悬置 i 沿 x, y, z 轴方向弹性变形的位移转换矩阵为 E_i ,那么根据分析力学的拉格朗日原理可以得到动力总成-悬置系统的总刚度矩阵为

$$k = \sum_i^n E_i^T B_{iO}^T k_i B_{iO} E_i \quad (1)$$

式中 $B_{iO} = B_{O_i}^T$

汽车动力总成一般采用四点悬置形式,四个悬置分别位于动力总成的前左、右位置和后左、右位置(这里的前、后、左、右是相对于动力总成而言的);在轿车及轻型车上也普遍采用三点悬置形式,前左、右位置各一个悬置,单个后悬置基本上布置在 Oxz 坐标平面内。

设悬置 i 的参考位置为其弹性主轴坐标系 $O_i u_i v_i w_i$ 的各坐标轴与曲轴坐标系 $Oxyz$ 的相应坐标

轴平行且方向相同的位置，那么对于采用四点式悬置形式的动力总成 - 悬置系统，当悬置 i 的弹性主轴坐标系 $O_i u_i v_i w_i$ 仅绕其 u_i 轴有倾角 q_i ，并且左、右悬置关于 Oxz 坐标平面对称布置时，根据式(1)展开所得的刚度矩阵各元素的解析表达式和悬置位置坐标的对称性可知，在动力总成 - 悬置系统的 15 个独立的耦合刚度(亦即刚度矩阵 k 的非对角元素)中，已有 10 个耦合刚度为零，独立的非零耦合刚度只剩下 5 个，它们是 k_{ya} 、 k_{ag} 、 k_{zb} 、 k_{xb} 、 k_{yg} ，其解析表达式分别为

$$k_{ya} = \sum \left[\begin{matrix} -(k_{wi} \sin^2 q_i + k_{vi} \cos^2 q_i) z_i \\ -(k_{wi} - k_{vi}) y_i \sin q_i \cos q_i \end{matrix} \right] = k_{yaf} + k_{yar} \quad (2a)$$

$$k_{ag} = \sum \left[\begin{matrix} -(k_{wi} \sin^2 q_i + k_{vi} \cos^2 q_i) x_i z_i \\ -(k_{wi} - k_{vi}) x_i y_i \sin q_i \cos q_i \end{matrix} \right] = k_{yaf} x_f + k_{yar} x_r \quad (2b)$$

$$k_{zb} = \sum -(k_{wi} \cos^2 q_i + k_{vi} \sin^2 q_i) x_i = -k_{zxf} x_f - k_{zxr} x_r \quad (2c)$$

$$k_{xb} = \sum k_{ui} z_i \quad (2d)$$

$$k_{yg} = \sum (k_{wi} \sin^2 q_i + k_{vi} \cos^2 q_i) x_i \quad (2e)$$

式中 x_i, y_i, z_i ——第 i 个悬置弹性中心在曲轴坐标系 $Oxyz$ 下的位置坐标

x_f, x_r ——前、后 V 形悬置组的 x 坐标。当采用左、右悬置相对于 Oxz 坐标平面呈对称布置的 V 形悬置组时， x_f, x_r 就是单个前、后悬置的 x 坐标

$k_{yaf}, k_{yar}, k_{zxf}, k_{zxr}$ ——前、后 V 形悬置组的横向 - 侧倾耦合刚度和垂向刚度

对整个系统而言， \sum 表示对所有悬置求和；对部分悬置而言， \sum 表示对该部分悬置求和，所得结果表示该部分悬置对总体刚度矩阵的贡献。

比较式(2a)、(2b)可以发现，对于前、后悬置组而言，如果均采用 V 形悬置组而使 k_{yaf}, k_{yar} 为零(下面对此详细讨论)，那么 k_{ag} 必同时为零；利用式(2c)，根据杠杆原理又很容易使 $k_z = 0$ ；由于实际悬置的三向刚度参数不是可以任意选择或搭配的，所以并不是在任何情况下都可以根据式(2d)使 k_x 为零，而根据悬置刚度未知数个数和约束方程数量的比较可知，使 $k_{yg} = 0$ 将是过多约束，故 k_{yg} 也并不一定为零。因此最终只有 2 个非零的耦合刚度，它们是 k_{xb}, k_{yg} 。在采用左、右悬置相对于 Oxz 坐标平面呈对称布置的 V 形悬置组时，这是很容易达到的解耦程度。当然也可以首先使 k_{xb}, k_{yg} 为零，但就动力总成的振动解耦设计而言，这不是优先考虑的因素。

在采用三点悬置系统时，由于单个后悬置一般装在变速箱的上面或下面，虽然可以布置在 Oxz 坐标平面内，但很难同时安装在 Oxy 坐标平面内，故 $z_i \neq 0$ 。由式(2a)可知，其耦合刚度 k_{yar} 显然不为零，如果两个前悬置采用 V 形悬置组使耦合刚度 k_{yaf} 为零，则整个系统的耦合刚度 k_{yar} 并不为零。此时可以对称调整两个前悬置的倾角，使其弹性中心和单个后悬置的弹性中心分别位于 Oxy 坐标平面的两侧，并使其耦合刚度 k_{yaf} 与单个后悬置的耦合刚度 k_{yar} 大小相等、符号相反，从而通过前、后耦合刚度的相互抵消获得总体刚度矩阵上 $y - a$ 自由度之间的弹性解耦。

3 V 形悬置组的力学特性与设计方法

为使 V 形悬置组(如图 2 所示)的横向 - 侧倾耦合刚度 $k_{y\alpha}$ 为零，需要满足^[4,6]

$$R = \frac{h}{b} = \frac{(L-1)\tan q}{L \tan^2 q + 1} \quad (3)$$

式中 R —— V 形悬置组的高 - 宽比

L —— 悬置主刚度 k_w 与 k_v 之比， $L = k_w/k_v$

由于动力总成的 V 形悬置组一般都位于曲轴坐标系的 Oxy 平面之下，这里将悬置位于 Oxy 平面之下时的高度 h 定义为正，因而高 - 宽比 R 也为正；反之，高度 h 为负，高 - 宽比 R 也为负。各参数的物理含义如图 2 所示。

对于 V 形悬置组中的单个悬置，当该悬置的弹性中心仅沿横向有位移 y 时，其沿弹性主轴 v, w 方向的变形 v, w 及其所受合力 F_c 的分析如图 3 所示。显然，此时有

$$q + j + j_0 = 90^\circ \quad (4)$$

$$\tan j_0 = R \quad (5)$$

$$\tan j = \frac{k_v \cos q}{k_w \sin q} = \frac{1}{L \tan q} \quad (6)$$

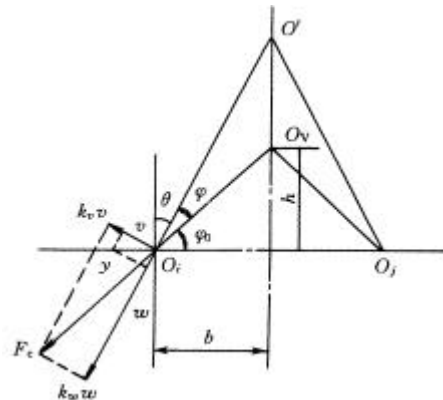


图 3 $k_{y\alpha}$ 为零时悬置受力分析

利用式(4)~(6)经过简单推导便可以得到式(3),这说明该悬置所受合力 F_c 及其反作用力的作用线一定通过弹性中心 O_v 。依此类推,当动力总成仅沿横向具有位移 y 时,V形悬置组中的任何一个悬置,其对动力总成的弹性反作用力也必然通过弹性中心,亦即与 x 轴相交。可见,耦合刚度 k_{ya} 为零的力学本质,就是要使每个悬置在承受 y 方向的变形时,其弹性反作用力的合力的作用线与 x 轴相交,从而使悬置的反作用力对于 x 轴的转矩作用为零。既然如此,在一定的高-宽比 R 的情况下,为了使反作用力的合力作用线与 x 轴相交,悬置的倾角 q 必须小于 $90^\circ - \arctan R$, 下面的分析将会证明这一点。

将式(3)进行变换可得到分别以刚度比 L 和悬置倾角 q 为因变量的表达式

$$L = \frac{R + \tan q}{\tan q (1 - R \tan q)} \quad (7)$$

$$\tan q = \frac{(L-1) \pm \sqrt{(L-1)^2 - 4R^2 L}}{2RL} \quad (8)$$

由式(7)的分母为零可得两个角度分别为

$$q_{\min} = 0^\circ \quad q_{\max} = 90^\circ - \arctan R \quad (9)$$

这说明,当悬置的倾角为这两个角度时,为了使耦合刚度 k_{ya} 为零,悬置的刚度比 L 应为无穷大。由于实际悬置的刚度比 L 不可能无穷大,所以,这两个角度只是表示了悬置倾角的最大可调范围,这就是图 4 中两条渐近线之间的角度区域。它们表示,对于一定的高-宽比 R ,悬置的倾角 q 只能在 $0^\circ \sim (90^\circ - \arctan R)$ 之间变化,而且越接近于这两条渐近线,悬置所需的刚度比 L 就越大。

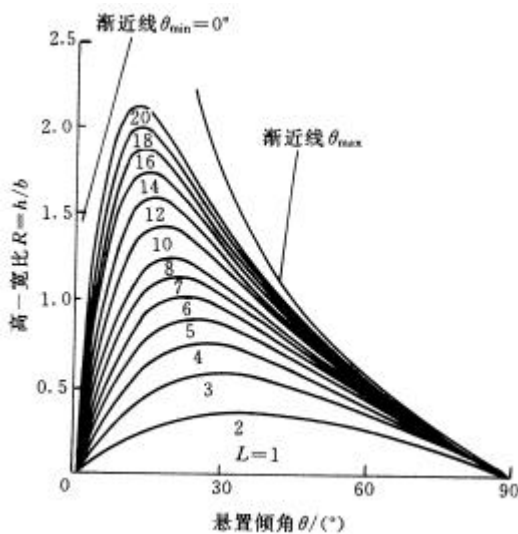


图 4 V形悬置组的参数 R 、 L 、 q 之间的关系

由式(8)可知,为保证 q 有解,根号下面的值必须非负,即

$$(L-1)^2 - 4R^2 L \geq 0 \quad (10)$$

该不等式对应的代数方程

$$L^2 - (2 + 4R^2)L + 1 = 0 \quad (11)$$

的两个根为

$$L_{1,2} = (1 + 2R^2) m \sqrt{(1 + 2R^2)^2 - 1} \quad (12)$$

由式(12)可以直接看出 $L_{1,2} \geq 0$, 将该式适当简化有 $L_1 = 1 + 2R(R - \sqrt{1 + R^2})$ 、 $L_2 = 1 + 2R(R + \sqrt{1 + R^2})$, 可见式(11)的两个根满足 $0 \leq L_1 \leq 1$ 、 $L_2 \geq 1$, 如图 5 所示。

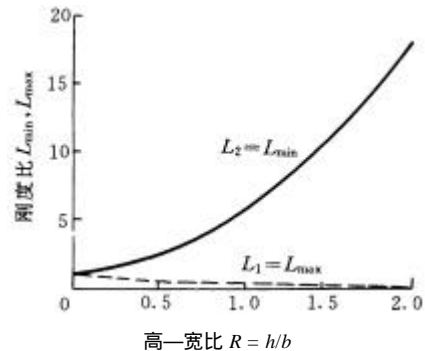


图 5 高-宽比对应的最大、最小刚度比

根据代数理论,为了使不等式(10)成立,刚度比必须满足

$$L \leq L_1 \quad \text{或} \quad L \geq L_2 \quad (13)$$

对于刚度比大于 1 的悬置,式(10)成立的条件只能是

$$L \geq L_{\min} = L_2 = 1 + 2R(R + \sqrt{1 + R^2}) \quad (14)$$

这就是对于一定的高-宽比 R ,要求悬置必须具有的最小刚度比 L_{\min} 。将 L_2 代回式(8)即可得到与最小刚度比 L_{\min} 对应的悬置倾角为

$$q_p = \arctan[1/(R + \sqrt{1 + R^2})] \quad (15)$$

q_p 即是对应于图 4 中每条曲线峰值处的倾角。悬置的倾角小于和大于该角度,悬置所要求的刚度比均会增大,据此可以方便地将悬置的刚度比调整到便于设计的可能范围内,也可以将其调整到与现有悬置的刚度比相吻合的比值。

上面的分析揭示了 R 、 L 、 q 三者之间的相互关系,如图 4 所示。可以看到,对于一定的高-宽比 R : 有一个最小刚度比 L_{\min} 的要求,高-宽比 R 越大,所需的最小刚度比 L_{\min} 也越大。只有刚度比不小于 L_{\min} 的悬置,才可以通过调节悬置倾角使耦合刚度 k_{ya} 为零。 L 越大,悬置的倾角 q 要么倾向 0° , 要么倾向另一极限角度 $90^\circ - \arctan R$ 。

所以说,一定的高-宽比 R 既限制了悬置倾角的变化范围,又有最小刚度比的要求。由于并不是任意的刚度比都是可以设计或生产出来的,利用这

一变化规律以便协调刚度比和悬置倾角之间的关系是设计时的重要任务，这是将理论设计的三向刚度和实际生产中悬置造型、工艺可行性、使用可靠性有机结合的关键点。对于橡胶悬置，当悬置的主刚度 k_w 为压缩刚度、 k_v 为横向剪切刚度时，其刚度比 L 一般在 3~8 的范围内，在这种情况下，建议在布置悬置位置时将高-宽比 R 尽量控制在 0.4~1.2 之间。

当悬置位于 O_{xy} 坐标平面之上时，为了使 V 形悬置组的弹性中心落在 x 轴上，悬置应当按与前述相反的方向倾斜，亦即 $-90^\circ \leq q \leq 0^\circ$ 。因为按照前面的规定，此时高度 h 为负，因而高-宽比 R 也为负，此时 R 、 L 、 q 三者之间的关系曲线与图 4 刚好以原点中心对称。在实际使用时，只须将图 4 中悬置的高-宽比理解为负值、倾斜角度理解为向相反的方向倾斜即可，无须另外画出曲线图。

对于刚度比小于 1 的悬置，式(10)成立的条件只能是

$$L \leq L_{\max} = L_1 = 1 + 2R(R - \sqrt{1 + R^2}) \quad (16)$$

该式的含义是，如果悬置的主刚度 k_w 与 k_v 之比 $L = k_w/k_v < 1$ ，那么对于一定的高-宽比 R ，为了使耦合刚度 k_{ya} 为零，悬置的刚度比不得大于 L_{\max} 。将 L_1 代回式(8)即可得到与最大刚度比 L_{\max} 对应的悬置倾角为

$$q'_p = \arctan[-(R + \sqrt{1 + R^2})] \quad (17)$$

实际上，如果设 $L' = k'_w/k'_v \leq L_1$ ，使耦合刚度 k_{ya} 为零的悬置倾角为 q' ，由于 L' 的倒数大于 1，令 $k'_w = k'_v, k'_v = k'_w$ ， $L = k_w/k_v = 1/L' \geq 1$ ，于是有

$$R = \frac{(L' - 1)\tan q'}{L' \tan^2 q' + 1} = \frac{(L - 1)(-\tan q')}{L + \tan^2 q'} \quad (18)$$

取

$$q' = -\text{sgn}(q)(90^\circ - |q|) \quad (19)$$

式中 sgn —— 符号函数

式(19)表示 q 与 q' 是符号相反、绝对值大小互余的两个角度，譬如对于 $q > 0$ ，取 $q' = -90^\circ + q$ ，对于 $q < 0$ ，取 $q' = 90^\circ + q$ 时，将 q' 代入式(18)即可得到前面的式(3)。可见，对于 $L \leq L_1 \leq 1$ 的悬置，其 V 形悬置组的规律也完全可以由图 4 来表示。此时，只须将图 4 中的 L 理解为实际刚度比的倒数，将悬置倾角理解为倾斜方向相反、绝对值大小互余的角度即可，无须另外画出曲线图。

实际上，对于刚度比互为倒数的悬置，正是因为倾角 q 和 q' 之间“方向相反、绝对值大小互余”的关系，它们所对应的悬置安装形式是完全相同的。

图 6 表示了刚度比互为倒数、倾角方向相反绝对值大小互余的两个悬置，在 $L' < 1, q' > 0$ 时的安装形式与 $L > 1, q < 0$ 时的安装形式完全相同。对于 $L' < 1, q' < 0$ 时与 $L > 1, q > 0$ 时的物理位置关系与此类似，不再赘述。

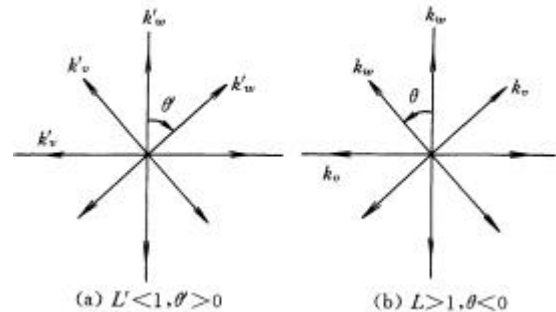


图 6 刚度比互为倒数、倾角反向互余的悬置位置

由式(14)和式(16)可知， $L_{\min}L_{\max} = 1$ ；由式(15)和式(17)可知， q_p 与 q'_p 完全满足式(19)的关系。这说明，对于同一高-宽比 R ， L_{\min} 和 L_{\max} 互为倒数，悬置倾角反向互余，这一结论与前面的分析是吻合的。图 6 同时也说明，对于刚度比互为倒数的悬置，刚度比小于 1 的悬置的任何倾角的布置方式均可以用刚度比大于 1 的悬置来实现，因为它们本身就是同一悬置。

正是由于 $L \leq 1$ 的情形可以完全转换为 $L \geq 1$ 的情形，因此，不论是橡胶悬置还是金属弹簧等其他形式的悬置，即使在实际悬置的横向刚度 k'_v 大于垂向刚度 k'_w ，继而 $L' = k'_w/k'_v$ 小于 1 的情况下，也可以令较大刚度为垂向刚度继而使刚度比大于 1，然后进行 V 形悬置组的解耦和刚度比、倾角的匹配分析和设计，它最终得到的悬置物理位置总是唯一的。

4 结论

系统论述了分别基于曲轴坐标系、转矩轴坐标系和主惯性轴坐标系等三种不同坐标系的三种解耦方案以及高、低频率段解耦方法。认为将弹性解耦作为动力总成隔振悬置系统的设计目标和方法是基于动力总成所受到的振动激励的特点、惯量分布的特点以及弹性分布的特点而提出的。

运用解析方法对动力总成—悬置系统的弹性解耦进行了分析，指出对于四点式悬置系统，当悬置仅绕其弹性主轴 u 有倾角、并且采用左、右悬置关于 O_{xz} 坐标平面呈对称布置的 V 形悬置组时，独立的非零耦合刚度只有 5 个；如果利用 V 形悬置组的解耦功能，独立的非零耦合刚度只有 2 个。

深入分析了传统的 V 形悬置组的理论并扩展了其设计方法,指出 V 形悬置组使耦合刚度为零的力学本质,就是要使其中的每个悬置在承受 y 方向的变形时,其弹性反作用力的合力作用线通过弹性中心。引入了最小刚度比及其对应悬置倾角的概念,指出对于一定的高 - 宽比, V 形悬置组有一个最小刚度比或最大刚度比的要求,而且悬置的倾角也只能在一定范围内选择。明确提出上述概念和设计方法为动力总成—悬置系统的弹性解耦设计提供了一套更加完善的理论依据。

参 考 文 献

- 1 Ellwood F R. Resilient mountings for passenger-car powerplant. SAE Quarterly Transactions, 1950, 4(1) : 38~78
- 2 Harrison H C. Engine installation – a discussion of methods to suit unitary construction. Automobile Engineer, 1956, 46(3) : 380~383
- 3 Jeong T, Singh R. Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis. Journal of Sound and Vibration, 2000, 234(1) : 85~114
- 4 户原春彦. 防振橡胶及其应用. 北京: 中国铁道出版社, 1982
- 5 严济宽. 机械振动隔离技术. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1985
- 6 吕振华, 罗捷, 范让林. 汽车动力总成悬置系统隔振设计分析方法. 中国机械工程, 2003, 14(3) : 265~269
- 7 王利荣, 吕振华. 汽车动力总成液阻型橡胶隔振器的研究发展. 汽车工程, 2001, 23(5) : 323~328

DESIGN METHOD FOR VIBRATION UNCOUPLING OF POWERPLANT- MOUNTING SYSTEM

Lü Zhenhua Fan Ranglin

(State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract : The most effective way for powerplant-mounting system to obtain excellent vibration isolation performance is to uncouple the multi-degree-of-freedom vibrations as much as possible. Based on the discussion of three uncoupling schemes for powerplant-mounting system under three different coordinates, i.e., crankshaft coordinate, torque-roll-axis coordinate and principal-mass-moment-of-inertia coordinate, the elastic uncoupling characteristics of the system are analyzed, and the best elastically uncoupling performance of the system with V-formed mounting pairs at the front and rear ends of the powerplant is predicted, which is that only two nonzero coupling stiffness are left. Then the lower limit for the principal stiffness ratio and the range of possible V angle of V formed mounting pair are revealed for elastic uncoupling between lateral and roll directions. Thus the design method for V-formed mounting pairs is further perfected. The concepts and methods presented here for design of elastically uncoupling mounting systems represent a significant progress in powerplant vibration isolation theory.

Key words : Powerplant Mounting system

Vibration uncoupling Automobile

作者简介: 吕振华, 男, 1961 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。研究方向包括汽车设计理论、机械振动分析与控制、动态系统 CAE、数字化设计技术及车辆系统动力学等。发表论文 90 余篇, 先后获得国家部级科技进步奖二等奖、霍英东教育基金会高等院校青年教师奖(研究类), 入选国家教委《跨世纪优秀人才计划》, 享受国务院政府特殊津贴。

E-mail : lvzh@mail.tsinghua.edu.cn

范让林, 男, 1970 年出生, 博士研究生。

E-mail : frl01@mails.tsinghua.edu.cn