

汽车座椅连续型调角器间隙与刚度分析

王其良

同济大学 上海 201315

摘要: 座椅调角器需具备座椅座椅靠背角度调节的功能。除此外, 还需考虑碰撞发生时, 对人体的约束支撑作用, 其要具备一定的强度, 有关强度将在第三章单独进行讨论。本章将围绕调节功能展开, 围绕机械结构, 从原理上研究传动相关的传动类型与传动比; 分析传动效率及影响因素, 确定驱动扭矩与效率的关系。最后分析不同工况下的扭矩特性, 找出各自的影响因素, 基于影响因素优化设计并进行工艺控制。

关键词: 汽车座椅; 连续型调角器间隙; 刚度分析

1.K-H-V型调角器关键性能优化

驱动扭矩和强度只是座椅调角器的两项基本功能, 作为一款能满足整车全寿命周期使用的产品, 还需要考量其它性能。从汽车座椅的工况出发, 要满足的关键性能还包括: 舒适性、可靠性和耐用性。针对调角器产品而言, 舒适性是以间隙和刚度来体现; 可靠性则是考量交变载荷下的疲劳强度和系统稳定性; 耐用性的主要是指循环耐久表现。本章节将从这三个方面展开分析

2. 间隙与刚度研究

如同所有齿轮传动结构, 该K-H-V型一齿差调角器也存在间隙。不仅是齿啮合间隙, 还包含了轴承、摩擦面等的间隙, 间隙的叠加表现在座椅靠背上, 就是晃动, 主观感受舒适性差。在调角器的设计上, 各厂商都会想尽办法消除间隙。但齿轮传动又需要间隙, 否则将出现卡死。间隙与传动是一对矛盾体。如何解决好这对矛盾, 是本章节需着重讨论的问题。

另外, 一定载荷作用下的靠背晃动, 除了间隙外, 还有一个影响因素就是刚度。因为还有一种晃动发生在靠背的弹性形变区。表现为前后双向载荷作用下, 不同的靠背会有不同的回弹表现。而这种回弹虽然是连续的, 但是不统一, 或者存迟滞也会产生不舒适感。由于间隙与刚度二者相互影响密不可分, 所以本节将二者结合讨论。

2.1 间隙性能分析

要消除间隙, 需要一种有效的测量间隙方法。考虑

间隙只有在一定的载荷下才能被探测, 所以可利用载荷形变原理, 在座椅靠背上以一定的速度分别施加正向和反向载荷, 靠背弹性形变后回弹。

获取座椅靠背的回弹曲线, 其中横坐标为形变量, 纵坐标为加载的力或力矩, 通过读取的回弹曲线的连续性来判断间隙量, 斜率为0的区段即是间隙如图4.2所示的红色区段;

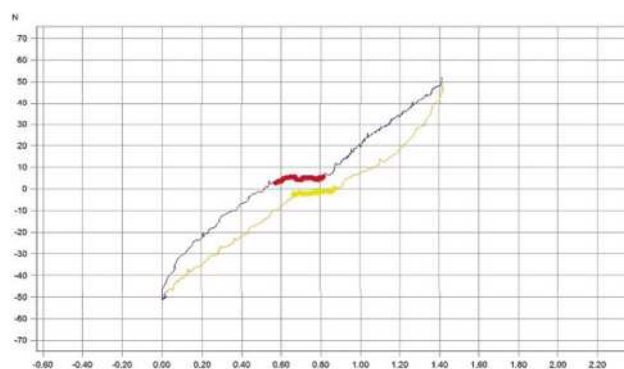


图4.2 间隙评价: 斜率限制法

具体试验方法如图4.3所示, 采用5Kg重量的刚性工装, 重心位置260mm处, 在500mm处, 以25N/s速度, 施加 $\pm 50\text{N}$ 的力, 通过力和位移传感器读取加载和回弹曲线, 横坐标位移(单位mm), 纵坐标是力值(单位N)。



图4.3 调角间隙测量

通讯作者简介: 王其良, 出生年月: 1983年4月、民族: 汉族、性别: 男、籍贯: 上海市、单位: 上海市恺博座椅机械部件有限公司、职位: 主管设计工程师, 职称: 无、学历: 硕士研究生(在读), 邮编: 201315、邮箱: hhwq1@hotmail.com, 研究方向: 车身与空气动力学。

通过力和位移传感器获得典型回弹曲线。

由此可见，回弹曲线是一个封闭图形，并不存在斜率为0的区段，说明产品的间隙量是0，系统不存在间隙。但是由于制造公差的存在，以及产品批次的差异会导致实测的加载回弹曲线各不相同，需要了解消间隙原理。

由图2.1可知，调角器的外齿板7和内齿板8之间齿数相差一齿，两个齿板做啮合配合时会存在一个偏心距 e 。如果偏心距 e 未用足，就会导致两个齿板啮合不正常，出现较大的晃动，体现到曲线上就是斜率为零的区段。为消除该晃动量，机构中设计了斜楔形结构，通过异形弹簧撑开楔块来用足偏心距，消除齿啮合间隙。楔形块在这里除了起到补偿偏心距的作用之外，同时还提供了支撑将内外齿板之间的齿啮合达到最大，保证啮合强度的作用。

机构运动时，楔块5会被中间驱动凸轮1和凸轮环2驱动，实现绕内齿板的中间翻孔的旋转运动。在运动过程中，楔块的形状决定了它会不断地改变两个齿板件的相对中心位置，进而实现调节功能。涉及摩擦驱动，楔块是通过摩擦建立平衡，消除间隙的。摩擦力和弹簧力，以及外部的载荷分力，三者之间建立的平衡在静止时和运动时是不同的。所以改变任何一个参数，都会影响整体的间隙表现，因此评价间隙只能是在非调节的静止状态进行。

2.2 刚度性能分析

与间隙相比，评价调角器刚度则相对直观。与间隙同样测试方法，采用5Kg重量的刚性工装，重心位置260mm处，在500mm处，以25N/s速度，施加 $\pm 50\text{N}$ 的力，通过力和位移传感器读取加载和回弹曲线。

除此外，很多座椅厂家定义了某个特定的载荷力值下评价加载和回弹时的形变量，在曲线上表现是滞后宽度 A 。其中用得较多是，评价完全卸载后的滞后宽度，即0N载荷时的滞后宽度 A_0 ，或者某个特定载荷区间内的最大滞后宽度 A_{\max} 。

与间隙相同，总体刚度的差异，也是由调角器系统的结构原理和工作方式决定，要对其进行优化，首先需要了解其决定因素。分析系统刚度，包含结构刚度。

2.3 影响因素分析

从上述分析可知，间隙和刚度是相互影响相互依存的关系。二者产生的原因很清晰，间隙是齿啮合间隙叠加了塑性形变产生；刚度是夹杂了间隙影响的系统刚度表现。

分析啮合间隙，机构采用偏心楔块结构，通过弹簧

力将内外齿啮合间隙消除。涉及以下因素：

(1) 齿形轮廓间隙。这是由齿形偏差和重合度决定的。齿的刚度不足和塑性形变是造成齿形偏差的主要原因。而热处理不到位，是“元凶”。由于齿板的成形工艺是精冲成形，因此需要严格控制精冲齿形轮廓的偏差，避免因齿形偏差带来的间隙，一旦产生，体现的将是后续装配不可弥补的间隙量。同时由于齿板需要热处理来提高强度，而热处理过程也会伴随材料的形变，所以除了精冲工艺，还需严格控制热处理形变。

内齿板和外齿板在啮合时同时有几对齿参与啮合，几对齿之间的啮合间隙量累加，形成齿啮合总的间隙值。

(2) 楔块匹配间隙。它由楔块的宽度以及轮廓决定，是否能够充分地发挥楔块的作用，将齿偏心距用足，实现内外齿板的完全贴合，与楔块组的选配有关。针对一个批次的齿形楔块的选配必须合理，通常在匹配完成后，需要操作核心件，旋转至少一周来检查楔块距离的一致性来保证匹配合理性，否则会造成无法将偏心距 e 完全用足，出现齿啮合间隙（如图4.6）。

(3) 弹簧力不足。弹簧的作用是将楔块完全撑开达到消除内外齿间隙的目的。但如果弹簧力偏小，则会出现楔块无法完全被撑开，进而无法达到完全消除齿啮合间隙的目的。如图4.6a显示当偏心距 e 完全用足时，内外齿板可以实现充分啮合，没有间隙存在。b图则显示当偏心距只实现了 $0.9e$ 时，内外齿板之间存在微小间隙。因此弹簧力需要得到合理的匹配，保证弹簧力值符合设计要求。

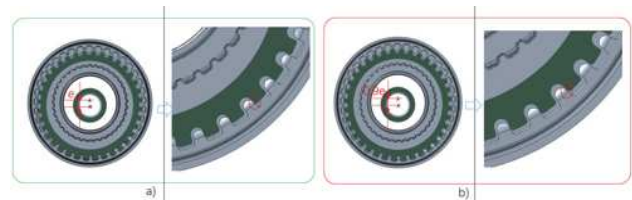


图4.6 偏心距与啮合间隙

(4) 零件刚度低。由于楔块5和齿板7/8都是低碳钢材料，所以根据文献[31]，碳钢的弹性模量基本稳定在196~216Gpa，而与之配合的衬套则是复合材料（具体组成结构见4.3节图4.23），低碳钢本体0.7mm其中的PTFE材料很薄只有0.01mm，所以弹性模量影响可忽略不计，而铜粉层的材料厚度为0.3mm，考虑内外齿板的齿高啮合量，由于铜及合金的弹性模量为72.6~128Gpa，相对于其它钢制零件较小，所以此铜粉层的弹性模量影响不可忽略，根据零件的刚度定义为 $E \cdot A_0$ （ A_0 为截面积，此处为接触面积，衬套是受压工况），所以要想增强零件刚

度, 要么增大接触面积 A_0 , 即增大衬套直径; 要么增大弹性模量 E , 将铜粉替换为铜合金粉末, 或者进一步减薄铜粉层的厚度。

调角器系统在间隙和刚度共同影响下, 产生了斜率不一致的载荷位移曲线, 也造就了具有不同的加载回弹曲线的产品如图4.4和4.5所示的产品间隙和刚度性能完全不同。

3. 结束语

在实际应用中, 间隙最好为零, 这样会提升座椅的质感和舒适度。从刚度角度来看, 低刚度的产品表现却并非一无是处, 碰撞时可以作为缓冲吸能, 减少对乘员的伤害, 在保证乘员的生存空间的前提下, 可以加以利用。但是过低的靠背刚度, 又会影响座椅的约束性能。

参考文献:

- [1]腰鼓型变刚度螺旋弹簧的设计[J].肖光育, 周磊, 金敏桢.时代汽车.2019(12)
- [2]基于ANSYS的圆柱螺旋弹簧的接触仿真研究[J].周凯林, 肖绯雄.机械工程与自动化.2019(01)
- [3]汽车座椅调角器扭矩在线检测台的研制[J].查佳韵; 程金华; 杨兴宇; 程长洪.汽车科技.2005
- [4]一齿差行星齿轮传动在汽车座椅调角器上的应用[J].陈诚.机械工师.2012
- [5]某汽车驾驶员座椅安全性的仿真分析[J].陈欢.辽宁工业大学硕士论文.2014
- [6]基于冲击力学响应分析汽车的汽车座椅结构研究[J].张帆.天津科技大学硕士论文.2012