

动力转向液压泵噪声分析研究

程飞¹, 邓飞¹, 吴健¹, 欧家福¹, 李玉琴¹, 马田²

Noise Analysis on the Steering Pump

CHEN Fei¹, DENG Fei¹, WU Jian¹, OU Jia-fu¹, LI Yu-qin¹, MA Tian²

(1. 国家机动车质量监督检验中心, 重庆 400039; 2. 中国北方车辆研究所, 北京 100072)

摘要:分析了转向泵噪声产生原因及相关理论,通过不同方法和试验工具进行了噪声研究。试验研究中,提出采用运行法和根据油压脉动进行噪声分析及采用声级计和频谱分析仪进行了液压泵谐波噪声分析。

关键词:液压泵噪声;频谱分析;压力脉动

中图分类号: TH137.5 文献标识码: B 文章编号: 1000-4858(2008)05-0075-03

引言

转向泵噪声是汽车主要噪声源之一,过大的噪声会影响车辆的环保性和主观评价性,因而有必要对其进行研究。本文分析了转向液压泵噪声产生的原因及相关理论,提出采用运行法和根据油压脉动进行噪声分析及采用声级计和频谱分析仪进行液压泵谐波噪声分析,并进行了试验研究。

1 转向液压泵噪声产生原因

转向用叶片泵噪声主要由困油噪声、脉动噪声、气蚀噪声、“碰撞”噪声、溢流阀气蚀噪声和旋涡脱离声及导阀的自激震荡噪声组成。

(1) 困油噪声由两叶片之间工作腔进入排油或吸油腔时两者压力不等而产生。此时将产生从排油腔到吸油腔,或者从工作腔到吸油腔的回冲或逆流。当排油腔压力过高时,叶片等部件会受到较大冲击,从而激发困油噪声;

(2) 脉动噪声由液流的流量或压力随时间发生变化而产生。油压腔容积变化率不均匀导致油量脉动,进而导致压力脉动,使液压元件或系统产生振动发声。压力脉动越大,噪声越大;

3 对液压系统的改造(见图 2b)

(1) 其工作原理是液压泵 1 为恒压变量泵,通过流量自动调节来满足不同数量矫形缸的工作需要;

(2) 如果多个矫形缸偶尔同时工作,瞬间流量需要的流量很大,在泵出口加一个蓄能器 3 来满足瞬间大流量的需要,增加系统的稳定性。在每个矫形缸前加装减压阀,稳定矫形压力,防止各矫形缸之间的互相干扰,单向节流阀调整矫形缸顶出速度。在矫形缸不工作时,蓄能器冲液,达到泵设定压力后系统处于温

(3) 气蚀噪声由油液中溶解了一定量气体而导致。当液体中某局部位置压力下降到低于气体分离压时,部分气体就从油液中分离出来形成气泡,气泡破裂产生气蚀噪声;

(4) “碰撞”噪声由叶片与定子曲线表面摩擦、碰撞等引起。叶片液压力不平衡,底部受力过大,使叶片顶部与定子表面接触比压过大产生“碰撞”噪声。定子曲线使叶片运动状态突变,产生冲击及零件加工精度不高引起叶片运动不平稳造成叶片与定子曲线表面碰撞;

(5) 溢流阀在液压系统中常作定压阀使用,为保持系统压力恒定,不断有液体通过溢流阀阀口溢出。当油液在一定压差下,以高速通过很小阀口溢流而出时,在阀口附近容易造成高速喷流,压力下降,此时溶解在油液里空气分离产生大量气泡;当油液流入回油腔时,气泡因压力升高而溃灭,发生气蚀,产生气蚀噪声和旋涡脱离声。主阀口结构、阀体回油腔形状、主阀

收稿日期: 2007-10-16

作者简介:程飞(1981—),男,湖北应城人,助理工程师,硕士,研究方向:智能控制与车辆转向系统。

压状态,减少能量损失,从而系统温度也能得到很好的控制。

改造后的系统,经过生产的时间检验,运行稳定,很大地提高了工作效率。

参考文献:

- [1] 雷天觉. 新编液压工程设计手册[M]. 北京:北京理工大学出版社,1998.
- [2] 中国机械工程学会锻压学会. 锻压手册[M]. 北京:机械工业出版社,1996.

口尾碟等是影响溢流阀气蚀噪声和旋涡脱离声的主要原因。正常工作时通过导阀的溢流量很小。导阀的导向性差、质量轻、阻尼小,外界频繁干扰,容易产生振动而不能稳定工作,从而发生高频自激震荡噪声。导阀前腔容积、前腔阻尼孔和平锥角是产生自激震荡噪声主要原因。

噪声会随液压功率的增加而增加,即随排量、输出压力、转速增加而增加。前两者对噪声的影响大致相当,而转速对噪声的影响与前两者影响相比更大。转速增加一方面会导致液压泵本身所决定的泵啮频率增加,从而导致高频声增加;另一方面各主要频率分量幅度会因机械摩擦、冲击和振动增加。

2 转向液压泵噪声分析理论

2.1 声强理论

当同时存在 n 个声源或同一声源存在多种频率成分时,则需要度量其合成声压或声强。文献^[1~4]已经证明几列声波合成瞬时声压等于每列声波瞬时声压之和。当同时存在 n 个声源时,其声强和声强级分别为 I_1, I_2, \dots, I_n 和 L_1, L_2, \dots, L_n ,则总噪声级为:

$$L = 10Lg \frac{I_1 + I_2 + \dots + I_n}{I_0} \quad (1)$$

当同时存在几个相同声源时,则总噪声级为:

$$L = 10Lg \frac{nI_1}{I_0} = L_1 + 10Lgn \quad (2)$$

当同时存在两个不同声源时并且 $L_1 > L_2$,则总噪声级 L 比 L_1 的增量为:

$$\Delta L = 10Lg[1 + 10^{-(L_1 - L_2)/10}] \quad (3)$$

增量 ΔL 可由文献^[3]知。

2.2 频谱分析

频谱分析法是一种重要的噪声源识别方法^[2~5]。对于旋转运动部件,可以在其噪声频谱信号中找到与转速和系统结构特征有关的谐波峰值。通过对噪声频谱谐波峰值分析,可识别主要噪声源。频谱分析分为功率谱分析法和相干函数分析法。由于功率谱反映了噪声能量按频率分布情况,因而可以通过功率谱的调查,分析其频率组成和相应量的大小,可以帮助判断机械噪声源和查明产生的原因;而相干函数分析能够帮助判断所测量的噪声总能量中有多少是来自某一个噪声源。其相互变换关系如式(4)~(7):

$$R_x(\tau) \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)x(t + \tau)dt \quad (4)$$

$$R_{xy}(\tau) \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t)y(t + \tau)dt \quad (5)$$

$$S_x(f) \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau)e^{-j2\pi f\tau}d\tau \quad (6)$$

$$r_{xy}^2(f) \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_x(f)S_y(f)}, 0 \leq r_{xy}^2(f) \leq 1 \quad (7)$$

式(4)~(7)中: R_x 为自相关函数; $R_{xy}(\tau)$ 为互自相关函数; $S_x(f)$ 为自功率谱函数; $r_{xy}(f)$ 为相干函数。

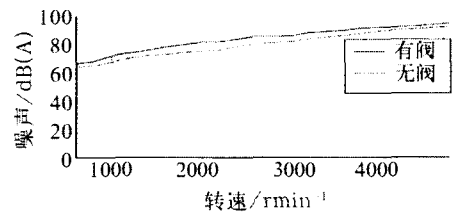
3 液压泵噪声测试

3.1 运行法测量溢流阀噪声

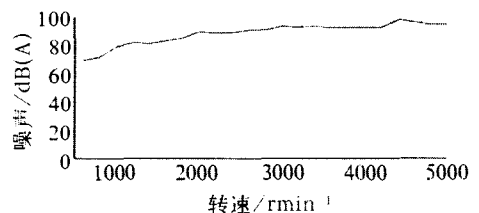
溢流阀噪声是转向叶片泵主要噪声源之一。将泵的运转部件按测量要求逐个连接起来运行,分别测量安装和不安溢流阀时的噪声,可以分析溢流阀对转向液压泵噪声的影响。以某泵为例,采用 HS6288E 型多功能噪声分析仪进行测量,如图 1a 所示。

3.2 声级计测量液压泵噪声

液压泵按实车状态安装于试验台上,距离被试泵 150 mm,在上下左右 4 个方向测量液压泵噪声和本底噪声,取 4 个方向噪声最大值作为液压泵噪声。当所测量的噪声与该点对应的本底噪声值之差 $> 3 \text{ dB(A)}$ 时,该测量值有效;当差值为 $3 \sim 10 \text{ dB(A)}$ 时,则按表 1 进行修正。采用 HS6288E 型多功能噪声分析仪对某泵进行测量,其曲线如图 1b 所示。



a) 运行法测量溢流阀



b) 声级计测量液压泵

图 1 噪声曲线

表 1 噪声修正表

声级差 d(A)	3	4	5	6	7	8	9	10
修正值	-3	-2			-1			0

3.3 谐波噪声频谱分析

液压泵噪声分为两类:一类主要与机械振动和吸排油次数有关,二类主要与液压油无序振动及液压油流动产生的液压噪声相关^[6~7],如表2所示。

表2 液压泵噪声

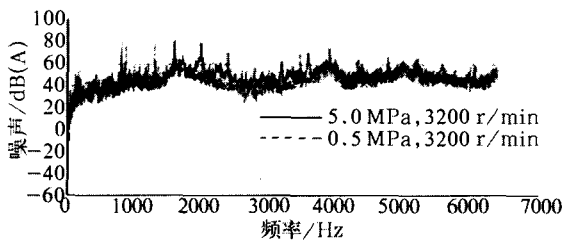
机械噪声	液压噪声
驱动轴支撑轴承噪声	吸油流动噪声
叶片伸缩运动噪声	出油节流噪声
叶片端面与定子内曲线接触噪声	压力阀芯节流噪声
叶片端面与配流盘端面接触噪声	流量阀芯节流噪声
后配流盘浮动振动噪声	气蚀噪声
主阀芯振动噪声	
压力阀芯振动噪声	

利用付立叶频谱分析仪对系统匹配中液压泵的谐波噪声进行频谱分析。传声器位于转向液压泵正面右后测距转向泵50 mm处。为了模拟常用转速点状态下液压泵的噪声,可选测试转速为 $0.5 N_{max}$ 、压力为低压(0.5 MPa)时,测量1st、2nd、3rd次谐波频率的液压泵噪声频谱;在高压(系统最高压力的一半,5 MPa)时,测量4th、5th、6th谐波频率液压泵噪声频谱。其谐波频率可由式(8)知:

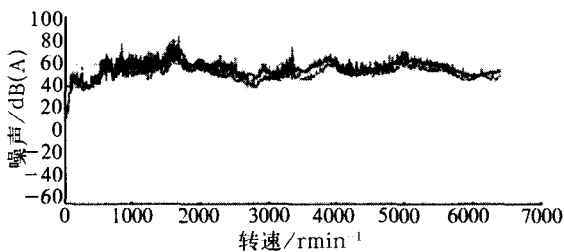
$$f = \frac{kzn}{60} \quad (8)$$

式(8)中: $k=1,2,3,4,5,6$; Z 为叶片数, $Z=10$; N 为液压泵转速。

在3200 r/min的噪声频谱曲线如图2a所示,在0~6400 r/min下的噪声频谱曲线如图2b所示。



a) 在0.5 MPa和5 MPa 3200 r/min时



b) 在0~6400 r/min时

图2 噪声频谱曲线

3.4 压力脉动噪声测试

液压泵噪声产生原因很多,是一个复杂的系统^[7]。目前国内外大多采用在指定工况下测得噪声后进行频谱分析,根据实际经验,找出原因。由于液压泵噪声产生的各个环节与油液的压力绝对值和压力脉动量有关系,所以可以按照给定的模拟工况如表3所示进行压力脉动试验,测出液压泵噪声和油液压力脉动量,然后进行频谱分析对比研究,可以方便找出噪声产生的主要原因和环节。

表3 脉动试验工况表

工况	转速(r/min)	压力(MPa)
怠速工况	600	0.1 p_{max} 、0.3 p_{max} 、0.5 p_{max} 、 0.75 p_{max} 、0.85 p_{max}
开启转速	1000	
常速	0.5 n_{max}	
高速	n_{max}	

4 结论

本文详细分析了转向泵噪声产生原因,包括困油噪声、脉动噪声、气蚀噪声、“碰撞”噪声和溢流噪声,并且分析了相关液压泵噪声理论如声强理论和频谱分析,结合实际工作提出了测量液压泵噪声的相关方法如采用运行法测量溢流阀噪声、声级计测量液压泵噪声、频谱分析仪进行液压泵谐波噪声分析及根据油液压力脉动量进行噪声分析的试验方法,并且给出了试验研究结果,为进行更深入的噪声测试研究提供了方法和实例指导。

参考文献:

- [1] 靳晓雄,张立军.汽车噪声的预测与控制[M].同济大学出版社,2004.
- [2] 杨玉致.机械噪声测量和控制原理[M].轻工业出版社,1984.
- [3] 蒋孝煜,连小珉.声强技术及其在汽车工程中的应用[M].清华大学出版社,2001.
- [4] 郭进国.声强测量系统的开发及其在汽车噪声源识别中的应用[D].天津:河北工业大学,2003.
- [5] 宋俊,葛晓阳.定子曲线的反求和汽车动力转向泵噪声控制[J].机械设计与制造,2003,10(5):112-113.
- [6] 陈南.汽车振动与噪声控制[M].北京:人民交通出版社,2005.
- [7] 曾祥荣.液压噪声控制[M].哈尔滨工业大学出版社,1985.