

内外双排力偶型径向柱塞马达泄漏分析与试验

闻德生 隋广东 刘巧燕 刘小雪
燕山大学机械工程学院,秦皇岛,066004

摘要:为了延长径向柱塞马达的寿命,设计了基于力偶原理的新型马达。力偶型马达的形成受马达柱塞数和凸轮环导轨曲线作用数的影响,通过分析马达柱塞数和导轨曲线作用数之间的关系,确定了形成力偶型马达的条件。马达在工作过程中存在相对运动的摩擦副,而相对运动的摩擦副处会产生油液的泄漏。以内马达为例,通过对柱塞在缸体中的径向运动产生泄漏和配流盘配流产生泄漏的分析,确定两处的泄漏公式。对马达原理进行了试验,验证了力偶型径向柱塞马达原理的正确性。

关键词:流体传动与控制;内外双排;力偶液压马达;泄漏分析;原理试验

中图分类号:TH137.51

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2019.12.006

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Leakage Analysis and Test of Internal and External Double-row Force Type Radial Piston Motor

WEN Desheng SUI Guangdong LIU Qiaoyan LIU Xiaoxue

School of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei, 066004

Abstract: In order to extend the life of radial piston motors, a novel moter was designed based on principle of force couple. The formation of the coupler type motors was affected by the number of motor plungers and the number of cam ring guide curves. By analyzing the relationship between the number of motor plungers and the number of rail curve effects, the conditions under which the coupler motor might be formed were determined. The motor has a relatively moving friction pair in operations, and the relative movement of friction pair causes oil leakage. Taking the inner motor as an example, the leakage formula of the two places was determined by analyzing the leakage of the plunger in cylinder and the leakage of the distribution plate. The principle of the motor was tested to verify the correctness of the principle of the force-coupled radial piston motors.

Key words: fluid drive and control; internal and external double-row; force couple hydraulic motor; leakage analysis; principle test

0 引言

目前,高压化的液压传动是一大发展趋势^[1],而在高压工况下,很多传统液压马达的转子不能实现径向力的平衡,再加上高压油液的脉动影响,导致马达关键零部件出现疲劳损坏,缩短马达寿命^[2-5]。齿轮马达和轴向柱塞马达都会出现径向力不平衡的问题,而本文介绍的马达是基于力偶原理和双定子思想的力偶型径向柱塞马达^[6-9]。该马达的输出轴不受径向力作用,所受的切向力形成力偶矩,使输出轴传递转矩和转速,延长了马达的使用寿命。由于结构的特殊性,该马达可以实现内外双排,扩大了该马达的应用范围。试验

验证了马达的工作原理和结构的正确性。

1 力偶柱塞马达简介

1.1 力偶柱塞马达原理

如图 1 所示,内外双排力偶型径向柱塞马达是将力偶原理应用到双定子液压马达的一种新构型。由于 2 个定子共用 1 个转子,因此内外马达排量不同。通过控制进油方式,该整体马达在相同的输入流量和压力下,可输出 4 种不同的转矩和转速。内马达反向供油时,可实现该整体马达的差动连接,从而扩大输出转矩和转速的调节范围。

1.2 凸轮环导轨曲线的作用数和柱塞数与力偶的关系

力偶型径向柱塞马达中的力偶是由柱塞对凸轮环的作用力产生的,马达的凸轮环导轨曲线作用

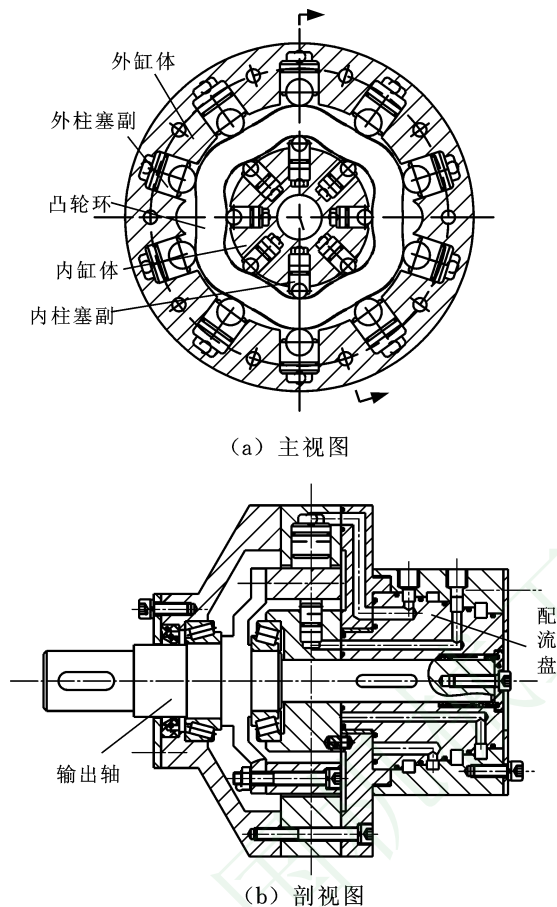


图 1 力偶马达的原理图

Fig.1 Schematic diagram of couple motor

数和柱塞数之间的关系是能否形成力偶型马达的关键。设导轨曲线作用数 x 和柱塞数 z 存在最大公约数 M 。 $M=1$ 时,马达径向力必不为零; $M>1$ 时, M 个柱塞组相互作用,产生径向力的合力为零,即主矢为零,若此时的切向力不为零,则马达可成为力偶型马达。 $M=x$ 或 $M=z$ 时,位于进油区和回油区的柱塞都处于相同的相位,马达不能正常工作,即主矩为零,则马达不能成为力偶型马达。因此, $x、z$ 为合数($M>1$ 且 $M\neq x$ 或 $M\neq z$)时,可形成力偶马达。表 1 总结了不同作用数和柱塞数($x、z$ 为合数)组合下力偶马达的形成情况。

表 1 常见的凸轮环作用数和柱塞数的组合

Tab.1 Combination of common cam ring action and plunger number

作用数	柱塞数								
	6	8	9	10	12	14	15	16	18
4	✓			✓		✓			✓
6		✓	✓	✓		✓		✓	
8	✓			✓	✓	✓			✓
9	✓				✓		✓		
10	✓	✓			✓	✓	✓	✓	✓
12		✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓

注:“✓”表示可形成力偶马达,空格表示不可形成力偶马达。

2 泄漏分析

由于内外马达的泄漏形式相同,故以内马达为例,对柱塞在缸体中径向运动产生的泄漏和配流盘配流产生的泄漏进行分析^[10]。

2.1 柱塞与缸体孔间的泄漏分析

柱塞在缸体中做反复径向运动,其泄漏主要由油液压差和柱塞的运动引起^[11-12]。

2.1.1 油液压差引起的泄漏

柱塞与缸体孔之间油液的流动可看作平行平面缝隙间的流动。柱塞底部通入高压油时^[13],由压差引起的油液流动速度为

$$v_1 = \frac{\Delta p_1}{2\mu l} (\delta - h) h \tag{1}$$

式中, v_1 为导轨曲线进油区段油液流动速度; μ 为工作油液的动力黏度, $\mu = \rho \nu$; ρ 为油液的密度; ν 为运动黏度; l 为柱塞的密封长度; Δp_1 为进油区段的压差; δ 为柱塞和缸体孔之间的间隙; h 为所分析油液的微单元点与柱塞间的距离。

柱塞在导轨曲线回油区段运动时,柱塞缩回缸体^[14],由压差引起的油液流动速度为

$$v_2 = \frac{\Delta p_2}{2\mu l} (\delta - h) h \tag{2}$$

式中, v_2 为导轨曲线回油区段油液流动速度; Δp_2 为回油区段的压差。

由式(1)、式(2)可得柱塞在一个作用区段内、由压差引起的柱塞副泄漏流量:

$$Q_1 = \pi d \int_0^\delta \frac{\Delta p_1 + \Delta p_2}{2\mu l} (\delta - h) h dh = \frac{\pi d (\Delta p_1 + \Delta p_2) \delta^3}{12\mu l}$$

式中, d 为柱塞直径。

实际工作中,柱塞在缸体中的运动处于偏心状态,则偏心环形间隙下的柱塞副泄漏量为

$$Q_2 = \frac{\pi d (\Delta p_1 + \Delta p_2) \delta^3}{12\mu l} (1 + 1.5\epsilon^2)$$

式中, ϵ 为偏心比, $\epsilon = e/\delta$; e 为柱塞与柱塞孔的偏心距。

导轨曲线的一个作用区段内,柱塞的密封长度 l 随角度不断变化,此处的柱塞密封长度是一个平均值。

2.1.2 柱塞运动引起的泄漏

柱塞位于导轨曲线的进油区段时,柱塞底部通入高压油,柱塞的运动方向与油液的运动方向相同,如图 2a 所示,柱塞运动引起的油液流速为

$$v'_1 = v h / \delta \tag{3}$$

式中, v 为柱塞的径向运动速度。

柱塞位于导轨曲线的回油区段时,柱塞的运动方向与泄漏油液的流动方向相反^[15],如图 2b 所示,柱塞运动引起的油液流速为

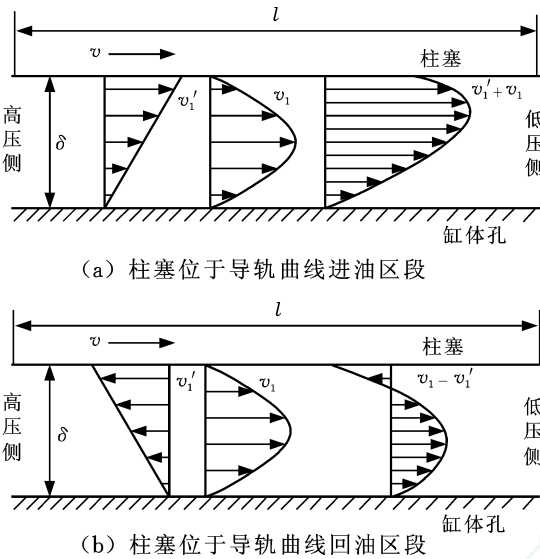


图 2 柱塞和缸体孔间隙的泄漏关系图

Fig.2 Leakage diagram of gap between plunger and cylinder bore

$$v_2' = -vh/\delta \tag{4}$$

由式(3)、式(4)可得柱塞运动引起的油液泄漏量

$$Q' = \pm \frac{\pi d v}{\delta} \int_0^\delta h dh = \pm \frac{\pi d v \delta}{2} \tag{5}$$

由式(5)可知,柱塞在导轨曲线的一个作用区段内的运动对油液泄漏没有影响。

2.1.3 柱塞腔内油液压缩引起的泄漏

柱塞由高压区运动到低压区的过程中,一部分油液会在高压区压缩,低压区膨胀。设柱塞在经过高压区时,柱塞腔内油液的体积变化为 ΔV ,柱塞进入低压区时,压力变化为 Δp ,柱塞腔内的体积变为 $V + \Delta V$,油液膨胀量为

$$\Delta V = kV\Delta p \tag{6}$$

式中, k 为油液的体积压缩系数。

由式(6)可得油液压缩性产生的总泄漏量

$$\Delta Q = kVm\Delta p$$

式中, m 为内马达的柱塞数; n 为该马达凸轮环的转速。

2.2 配流盘泄漏分析

由于马达的回油压力较低,配流盘回油窗口处的泄漏很小,故配流盘的泄漏大部分由进油窗口产生。油液在配流盘与缸体之间间隙的流动相当于 2 个平行圆盘间隙之间的流动^[16],油液的压力分布如图 3 所示。

外密封带径向的压力变化率和油液在间隙之中的流动速度分别为

$$\frac{dp}{dr} = \frac{\Delta p}{r \ln(R_4/R_3)}$$
$$v_{p1} = \frac{h_p(\delta_p - h_p)\Delta p}{2\mu r \ln(R_4/R_3)}$$

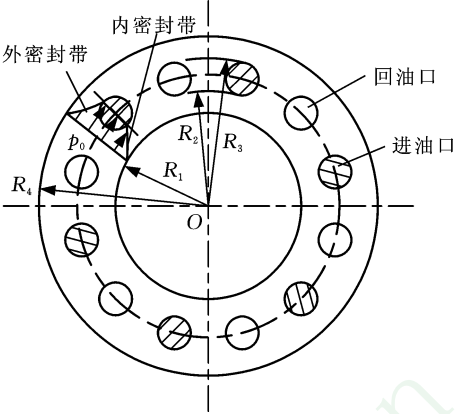


图 3 马达配流盘的油口分布与压力分布

Fig.3 Port distribution and pressure distribution of motor distribution plate

式中, r 为压力是 p 处的半径; v_{p1} 为配流盘间隙中的油液流动速度; δ_p 为配流盘和缸体之间的间隙; h_p 为所分析油液的微单元点与配流盘之间的距离; R_3 、 R_4 分别为所分析油液微单元在外密封带起点处和终点处的半径。

设一个进油窗口在配流盘上所占的角度为 θ ,则配流盘上的一个进油窗口的外密封带所占的长度为 θr ,间隙的微小过流面积 $dA = \theta r dz$,一个进油窗口在外密封带处的流量为

$$Q_{p1} = \int_0^{\delta_p} v_{p1} dA = \frac{\theta \delta_p^3 \Delta p}{12\mu \ln(R_4/R_3)}$$

内密封带径向的压力变化率和油液在内密封带处间隙之中的流动速度分别为

$$\frac{dp}{dr} = \frac{\Delta p}{r \ln(R_2/R_1)}$$
$$v_{p2} = \frac{h_p(\delta_p - h_p)\Delta p}{2\mu r \ln(R_2/R_1)}$$

式中, R_1 、 R_2 分别为所分析油液微单元在内密封带起点处和终点处的半径。

一个进油窗口在内密封带处的流量为

$$Q_{p2} = \int_0^{\delta_p} v_{p2} dA = \frac{\theta \delta_p^3 \Delta p}{12\mu \ln(R_2/R_1)}$$

将外密封带的泄漏和内密封带的泄漏相加,便可得到一个进油窗口产生的泄漏。内马达的作用数为 x 时,配流盘产生的泄漏为

$$Q_p = x(Q_{p1} + Q_{p2})$$

3 马达原理试验

为了验证该马达结构的合理性,测量马达在 4 种工作方式下的转矩转速特性和马达的容积效率,搭建了马达试验液压回路^[17],如图 4 所示。

考虑试验内容和成本,所加工的试验样机没有进行相关的热处理,试验时分别设定溢流阀的

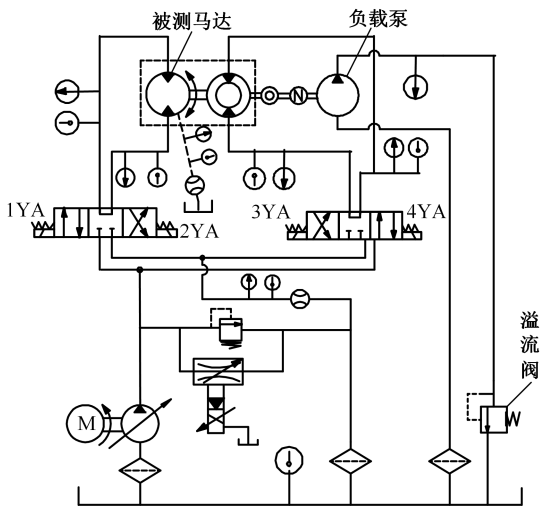


图 4 试验系统图
Fig.4 Experimental system diagram

压力,保证马达在 4 种工作方式下的压力相同。表 2 所示为三位四通电磁换向阀不同得电情况下的马达工况。

表 2 马达工况
Tab.2 Motor operating conditions

马达工作方式	1YA	2YA	3YA	4YA
外马达单独工作	+	—	—	—
内马达单独工作	—	—	—	+
内外马达同时工作	+	—	—	+
内外马达差动工作	+	—	+	—

如图 4 所示,通过被测马达和负载泵间的转矩转速测试仪测量马达输出转矩和转速,溢流阀和负载泵组成负载,试验人员通过控制溢流阀的溢流压力调节负载泵的工作压力,通过压力表测量马达的进出口压力。

正式测试之前要注意以下几项:①液压系统装配时,应遵守规程,防止产生污染;②电源电压稳定,其波动值不超过额定电压的 15%;③所有管接头应旋紧,保证接合面密封;④不能在无压力表的情况下调压,压力表损坏后要及时更换。测试数据如表 3~表 6 所示。

表 3 内马达单独工作的试验数据

Tab.3 Experimental data when internal motor working

进口压力(MPa)	1.0	2.2	3.1	4.2	5.1	6.1
出口压力(MPa)	0.2	0.3	0.2	0.2	0.3	0.2
转速(r/min)	186	243	313	370	438	475
输出流量(L/min)	5.2	7.1	9.2	10.7	12.5	13.8
泄漏流量(L/min)	0.1	0.3	0.5	0.7	1.2	1.8
输入流量(L/min)	5.4	7.1	9.5	11.2	13.5	15.0
转矩(N·m)	2.2	5.5	8.8	12.6	15.9	21.0

表 4 外马达单独工作的试验数据

Tab.4 Experimental data when external motor working

进口压力(MPa)	1.0	2.2	3.1	4.2	5.1	6.1
出口压力(MPa)	0.2	0.3	0.2	0.2	0.3	0.2
转速(r/min)	70	90	116	136	160	180
输出流量(L/min)	5.2	7.2	8.8	10.6	12.5	13.7
泄漏流量(L/min)	0.2	0.3	0.6	0.8	1.3	1.8
输入流量(L/min)	5.4	7.1	9.5	11.2	13.5	15.1
转矩(N·m)	6.4	15.1	24.2	34.7	43.6	61.0

表 5 内外马达同时工作的试验数据

Tab.5 Experimental data when internal and external motor working at the same time

进口压力(MPa)	1.0	2.2	3.1	4.2	5.1	6.1
出口压力(MPa)	0.2	0.3	0.2	0.2	0.3	0.2
转速(r/min)	48	63	80	92	108	120
输出流量(L/min)	5.2	6.7	8.2	9.7	10.5	11.8
泄漏流量(L/min)	0.3	0.6	1.2	1.7	2.9	3.5
输入流量(L/min)	5.5	7.2	9.5	11.3	13.6	15.2
转矩(N·m)	8.7	21.3	34.0	48.9	61.9	85.0

表 6 内外马达差动工作的试验数据

Tab.6 Experimental data when internal and external motor differential working

进口压力(MPa)	1.0	2.2	3.1	4.2	5.1	6.1
出口压力(MPa)	0.2	0.3	0.2	0.2	0.3	0.2
转速(r/min)	112	150	189	210	254	280
输出流量(L/min)	5.2	7.2	8.8	10.5	11.2	12.9
泄漏流量(L/min)	0.3	0.5	0.8	1.1	1.7	2.0
输入流量(L/min)	5.4	7.3	9.8	11.6	13.8	15.1
转矩(N·m)	3.7	9.8	15.3	22.8	27.5	38.6

由表 3~表 6 可知,相同负载压力下,马达转矩由大到小(转速由小到大)的工况排序为:内外马达同时工作、外马达单独工作、内外马达差动工作、内马达单独工作;马达在每一种工作方式下,其泄漏量都随负载压力的升高而增大,主要原因是,随着工作压力的升高,摩擦副的间隙变大。这要求我们在后续的研究中改进马达的加工工艺,并重点研究该马达的自动补偿密封等问题。

4 结论

(1)当内马达柱塞数 $m > 1$ 且 m 不等于导轨曲线作用数 x 或柱塞数 z 时,该马达成为力偶型马达。

(2)内马达单独工作时,输出转矩较小、转速较

高;外马达单独工作时,转矩较大,转速较低;内外马达共同工作时,输出最大的转矩、最低的转速。

(3)由于马达结构是2个定子共用1个转子,故可实现整体马达的内外双排,扩大了马达的输出转矩和转速范围。

参考文献:

- [1] 李壮云. 液压系统与元件 [M]. 3 版.北京:机械工业出版社, 2011:299-301.
LI Zhuangyun. Hydraulic Systems and Components [M]. 3rd Ed. Beijing: Mechanical Industry Press, 2011: 299-301.
- [2] 欧阳小平,王天照,方旭.高速航空柱塞泵研究现状 [J].液压与气动,2018(2):1-8.
OUYANG Xiaoping, WANG Tianzhao, FANG Xu. Research Status of High Speed Aviation Piston Pumps [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2018(2):1-8.
- [3] 于红英,钟汉田,李硕.修正心形线式内曲线径向柱塞马达脉动分析[J].哈尔滨工业大学学报,2012,44(3):44-48.
YU Hongying, ZHONG Hantian, LI Shuo. Analysis of the Pulsation of a Radial Piston Motor in a Modified Heart-shaped Curve[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2012, 44(3): 44-48.
- [4] 杨国来,田丽红,张友亮,等.大排量径向柱塞泵主要结构参数及流量脉动研究[J].液压气动与密封, 2015, 35(2): 13-15.
YANG Guolai, TIAN Lihong, ZHANG Youliang, et al. Research on Main Structure Parameters and Flow Pulsation of Large Displacement Radial Piston Pump[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2015,35(2):13-15.
- [5] 王建利,刘晋浩.液压冲击下五星式径向柱塞马达配流轴疲劳分析[J].农业工程学报,2014,30(19):65-70.
WANG Jianli, LIU Jinhao. Fatigue Analysis of the Distribution Shaft of a Five-star Radial Piston Motor under Hydraulic Impact[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2014, 30(19): 65-70.
- [6] NING Chenxiao, ZHANG Xushe. Study of the Hydraulic Synchronous Circuit and Synchronous Control of the Hydraulic Hoist[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 275/277:2487-2490.
- [7] 闻德生,吕世君,刘晓晨,等.等宽双定子泵和马达的原理研究[J].哈尔滨工业大学学报,2008,40(11): 1840-1844.
WEN Desheng, LYU Shijun, LIU Xiaochen, et al.

- Study on the Principle of Equal-width Double-stator Pump and Motor[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2008, 40(11): 1840-1844.
- [8] 闻德生,刘巧燕,刘忠讯,等.滚柱叶片式双定子多速马达的原理与实验验证[J].吉林大学学报(工学版), 2015, 45(4): 1130-1138.
WEN Desheng, LIU Qiaoyan, LIU Zhongxun, et al. Principle and Experimental Verification of Roller Vane Double Stator Multi-speed Motor[J]. Journal of Jilin University(Engineering Science), 2015, 45(4): 1130-1138.
- [9] 张立升.轴配流内曲线液压马达径向不平衡力分析 [J].南方农机,2017,48(22):34-35.
ZHANG Lisheng. Analysis of Radial Unbalance Force of Hydraulic Motor in Curved Shaft Flow[J]. Southern Agricultural Machinery, 2017, 48(22): 34-35.
- [10] 闻德生,商旭东,顾攀,等.双定子摆动液压马达泄漏与容积效率分析及密封改进[J].农业工程学报, 2017, 33(12): 74-81.
WEN Desheng, SHANG Xudong, GU Pan, et al. Leakage and Volumetric Efficiency Analysis and Sealing Improvement of Double Stator Swing Hydraulic Motor[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2017, 33(12): 74-81.
- [11] WEN Desheng, WANG Zhili, GAO Jun, et al. Output Speed and Flow of Double-acting Double-stator Multi-pumps and Multi-motors[J]. Journal of Zhejiang University-Science A (Applied Physics & Engineering), 2011,12(4):301-309.
- [12] 王增,焦索夏,汪成文,等.叶片式液压摆动马达的非线性泄漏分析[J].北京航空航天大学学报, 2014, 40(4): 486-493.
WANG Zeng, JIAO Zongxia, WANG Chengwen, et al. Nonlinear Leakage Analysis of Blade-type Hydraulic Oscillating Motor[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014, 40(4): 486-493.
- [13] WEN Desheng. Theoretical Analysis of Output Speed of Multi-pump and Multi-motor Driving System[J].Science China, 2011, 54(4):992-997.
- [14] 范芳洪,钟振龙,石金艳.轴向柱塞马达柱塞副泄漏流量的计算与分析[J].液压气动与封,2010,30(10):21-22.
FAN Fanghong, ZHONG Zhenlong, SHI Jinyan. Calculation and Analysis of Leakage Flow Rate of Axial Piston Motor Piston Pair[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2010, 30(10): 21-22.
- [15] 闻德生,常雪,张少波,等.双定子单作用液压马达转矩脉动研究[J].农业机械学报,2013,44(2):238-242.

一种基于高频频响函数的无基准疲劳裂纹识别方法


闫少文 屈文忠 肖 黎

武汉大学土木建筑工程学院,武汉,430072

摘要:传统的线性频响函数损伤识别方法依赖于与健康基准对比来识别损伤,限制了其应用范围。提出了一种基于非线性高频频响函数的无基准疲劳裂纹损伤识别方法。通过分析出现裂纹时损伤界面的非线性特征,提出利用不同幅值激励下高频频响函数不同的特性,在无基准情况下提取非线性频响成分,构造损伤指数表征非线性损伤,同时分析了不同频率段对疲劳裂纹的敏感程度。实验表明该方法可以在无基准情况下有效识别疲劳裂纹。

关键词:损伤识别;疲劳裂纹;高频频响函数;非线性损伤

中图分类号: O346.4

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2019.12.007 **开放科学(资源服务)标识码(OSID):** 

A Fatigue Crack Detection Method Based on High-frequency Response Function

YAN Shaowen QU Wenzhong XIAO Li

School of Civil Engineering, Wuhan University, Wuhan, 430072

Abstract: Aiming at the traditional structural health monitoring method using linear frequency response function which relied on the comparing with the undamaged structures and limited the application scopes, a fatigue crack damage identification method without a reference signatures of the undamaged structures based on nonlinear high-frequency response function. By considering the nonlinear natures of damage structures, this paper suggested to make use of the theory that the forced frequency response function of the cracked beams varied when the beams were excited at different amplitude excitation to extract nonlinear components without reference to form damage index to characterize nonlinear damages. Sensitivity of different frequency bands to detect fatigue cracks was also analyzed herein. The implemented experiments testify that this method may effectively identify fatigue cracks without a reference signature.

Key words: damage detection; fatigue crack; high-frequency response function; nonlinear damage

0 引言

工程结构和设备运行时的安全性是重大的科技、经济和社会问题。裂纹的产生和扩展可能会影响结构的完整性,造成严重的人员和财产损失。结构中的裂纹危害大且隐蔽性强,因此如何高效地对疲劳裂纹进行检测,一直是损伤识别研究中的热点和难点问题。胡家顺等^[1-2]建立了呼吸裂纹梁结构的二维有限元模型,提出系统频率的相对幅值可以作为损伤指标表征裂纹梁的损伤程

收稿日期: 2017-11-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51078293,51378402)

WEN Desheng, CHANG Xue, ZHANG Shaobo, et al. Analysis of Torque Pulsation for Double-stator Single-acting Multi-motors[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 238-242.

[16] 马吉恩. 轴向柱塞泵流量脉动及配流盘优化设计研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2009.

MA Jien. Research on Flow Pulsation and Optimization Design of Axial Piston Pump[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009.

[17] 闻德生, 商旭东, 马光磊, 等. 比例型多泵多速马达传动系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2017, 48(9): 421-428.

WEN Desheng, SHANG Xudong, MA Guanglei, et al. Design and Experiment of Proportional Type Multi-pump and Multi-speed Motor Driving System[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(9): 421-428.

(编辑 张 洋)

作者简介: 闻德生, 男, 1954 年生, 教授、博士研究生导师。研究方向为新型液压元件与新型液压系统。发表论文 150 余篇。E-mail: wendesheng@ysu.edu.cn.