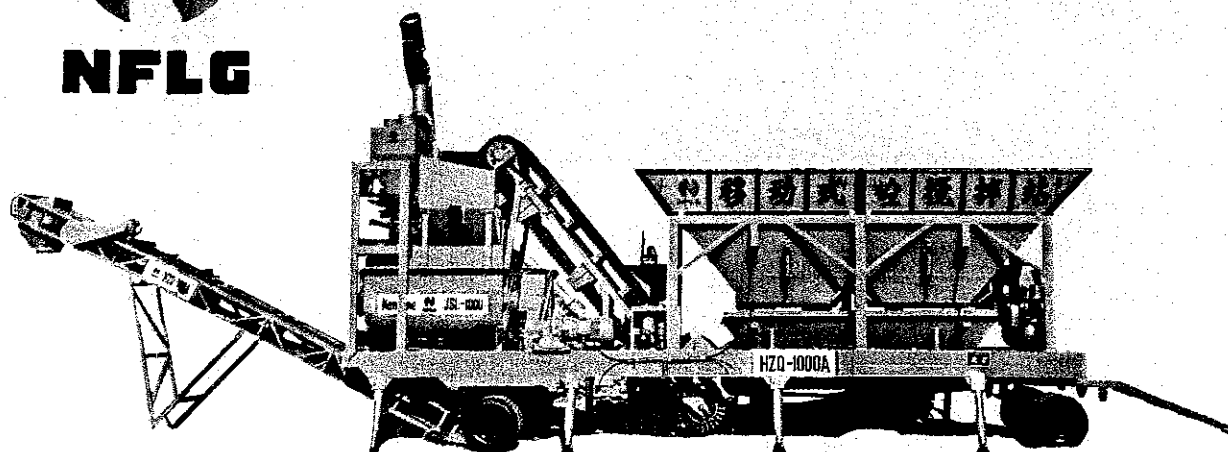




NFLG

移动式混凝土搅拌站



主要技术参数

项目 \ 型号	HZQ-1000	HZQ-750	HZQ-500
生产率 (m ³ /h)	50	40	25
搅拌主机	SLJ1000	SLJ750	SLJ500
称量精度 (%)	<1.5	<1.5	<1.5
整机功率 (kW)	82	68	37
整机质量 (kg)	25000	19000	15000
主机外形尺寸 (mm) (长×宽×高)	9500×2200 ×3400	8500×2400 ×3400	6300×2300 ×2800
拖挂时速 (km/h)	15	15	15

本机是一种全新的可拖挂移动式水泥混凝土搅拌站。其结构新颖独特，以一个拖挂单元，集中了集料、称量、搅拌、输送等多种作业于一体，整体移动性良好。性能上吸收引进了国外多项新技术，称量准确可靠，搅拌均匀高效，输送迅速干净。易操作、易搬迁、可靠性高，适合国情，是国内目前公路、桥梁、港口、水电等工程移动施工中的理想机型。



9 771000 121002

09>

福建省泉州南方路面机械厂

厂址：福建省泉州东海宝盖工业区

传真：0595-2901888

电话：0595-2902222 2483615

邮编：362000



装载机动力传动装置 扭振力学模型建立和扭振分析*

李 英 陈之立 陈之炎 许纯新

摘要 建立了 ZL50E 装载机动力传动装置当量力学模型, 据此对该传动装置的原系统、过渡系统和改进系统进行了扭振分析。分析结论符合实际, 对装载机的动力传动装置设计有一定的指导意义。

叙词: 装载机 传动装置 力学 模型 扭振 分析

1 问题的提出

传统的装载机动力传动系统, 将发动机、液力变矩器和变速器连成一体 (图 1a)。这样的系统给装载机的总体布置带来很大的困难, 不仅影响整机性能, 而且不利于拆装、维修和保养。特别是对大型装载机, 难以实现这种三位一体的传动系统。多年来, 各厂家试图将发动机与变矩器分开, 均未成功。天津工程机械研究所曾在与生产厂联合开发 ZL50E 装载机上, 将发动机与变矩器中间用万向联轴节连接 (图 1b), 从强度计算来看, 足以满足主机各种作业工况的要求, 但样机空载运行时, 万向节连接螺栓就被剪断。经分析, 可能是由于轴系扭转振动产生的破坏, 于是选用 XL 系列高弹性橡胶联轴节代替万向节 (图 1c)。但由于在主机上难以满足该联轴节所要求的对中精度, 在运行不长时间后联轴节花键被损坏。

2 动力传动装置轴系扭振力学模型

液力变矩器泵轮和涡轮之间是液体柔性连接, 其柔度可视为无穷大。整个装载机动力传动系振动的研究应从液力变矩器泵轮与

涡轮之间划开, 分成前后两个系统。在此, 我们只研究从发动机到液力变矩器泵轮的一段轴系。

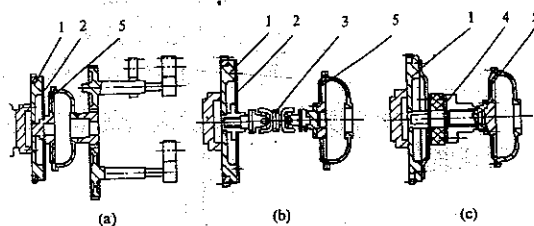


图 1 三种传动装置结构示意图

- (a) 原系统: 发动—弹性膜片—变矩器
(b) 过渡系统: 发动机—弹性膜片—万向联轴节—变矩器
(c) 改进系统: 发动机—橡胶联轴节—变矩器
1. 发动机飞轮 2. 弹性膜片 3. 万向联轴节
4. 橡胶联轴节 5. 变矩器泵轮

动力传动装置轴系当量系统, 是把动力传动装置轴系理想化地认为, 是一些只有转动惯量, 而无弹性变形的刚体质量和一些只有弹性变形, 而无转动惯量的轴段组成的离散系统。如图 2 所示。图 2 中各集中质量的转动惯量、各轴段柔度如表 1。具体计算方法参见文献 [1]、[3]。

* 机械部技术发展基金课题, 编号: Z0719911。

表 1 原系统当量力学模型参数

转动惯量 (kgm ²)	柔度 (10 ⁻⁶ rad/ N·m)	转动惯量 (kgm ²)	柔度 (10 ⁻⁶ rad/ N·m)
I ₁	0.04917	e _{1,2}	15.3061
I ₂	0.08348	e _{2,3}	1.6327
I ₃	0.04217	e _{3,4}	0.5679
I ₄	0.1732	e _{4,5}	0.3251
I ₅	0.1732	e _{5,6}	0.3251
I ₆	0.1732	e _{6,7}	0.3251
I ₇	0.1732	e _{7,8}	0.3251
I ₈	0.1732	e _{8,9}	0.3251
I ₉	0.1732	e _{9,10}	0.1718
I ₁₀	2.3175	e _{10,11}	0.15552
I ₁₁	0.7102	e _{11,12}	0.014568
I ₁₂	0.05825		

对于过渡系统: $I_{10}=2.3532 \text{ kgm}^2$
 $I_{11}=0.7133 \text{ kgm}^2$
 $I_{10,11}=9.8785 \times 10^{-6} \text{ rad/N} \cdot \text{m}$
 对于改进系统: $I_{10}=3.1051 \text{ kgm}^2$
 $I_{11}=0.7564 \text{ kgm}^2$
 $e_{10,11}=132.7707 \times 10^{-6} \text{ rad/N} \cdot \text{m}$

过渡系统,改进系统当量模型的其它数据同原系统。

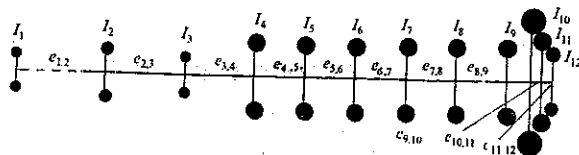


图 2 动力传动装置扭振力学当量模型

I₁ 减振器惯性块 I₂ 轮毂及皮带盘 I₃ 前轴
 I₄~I₉ 发动机 6 个气缸 I₁₀ 飞轮 I₁₁ 变速器的
 罩轮和泵轮 I₁₂ 变矩器泵轮输出齿轮及工作泵, 转
 向泵各齿轮

图 2 所示的当量力学模型, 是根据图纸资
 料对复杂的实际结构进行适当简化得到的, 它
 们与实际系统存在一定的差别。通过对实际系
 统的振动特性的测试, 根据测试系统固有频率
 对当量力学模型进行修正。

试验系统及试验仪, 如图 3 所示。

试验从最低稳定转速 647r/min 起至
 2270r/min 间, 共 38 个转速下测量扭转振

动, 转速步长 Δn 约为 50r/min, 为额定转
 速的 2.5%, 小于国家规定的 5%, 可得到精
 确的固有频率。由于受实际机器结构的限制,
 只能在柴油机自由端安排一个测点, 在该测点
 处装一个 64 齿的直齿齿盘。

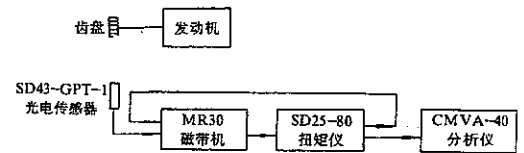


图 3

轴系扭振信息通过 SD43-GPT-1 光电传
 感器输出脉冲信号。该信号传到 SD25-380
 扭振仪解调后, 扭振模拟信号输入
 CMVA-40 便携式数据采集分析仪, 经现场
 谱分析后将结果储存在该仪器内。与此同时
 MR-30 磁带机记录光电传感器输出的脉冲信
 号和 SD25-380 扭振仪输出的模拟信号。

磁带记录仪记录的扭振模拟信号, 由
 CF-350FFI 分析仪作谱分析后, 可得各转速
 下各谐次扭振振幅, 图 4 为 4.5、6.0 和 7.5 次
 共振曲线, 可以得到系统的单阶固有频率为
 9417 次/min。

按表 1 力学模型用 Holzer 法计算, 求得
 系统一阶固有频率为 8865.9 次/min, 与试验
 值相差 5.85%, 稍大于允许误差 5%, 用试凑
 法对曲轴柔度稍作修正 (表 2), 修正后计算
 一阶固有频率为 8955.5 次/min, 与实测值误
 差在允许误差限内。

对于过渡系统: $I_{10}=2.3532 \text{ kgm}^2$
 $I_{11}=0.7133 \text{ kgm}^2$
 $e_{10,11}=9.8785 \times 10^{-6} \text{ rad/N} \cdot \text{m}$
 对于改进系统: $I_{10}=3.1051 \text{ kgm}^2$
 $I_{11}=0.7564 \text{ kgm}^2$
 $e_{10,11}=132.7707 \times 10^{-6} \text{ rad/N} \cdot \text{m}$

过渡系统,改进系统当量模型的其它数据
 同原系统。

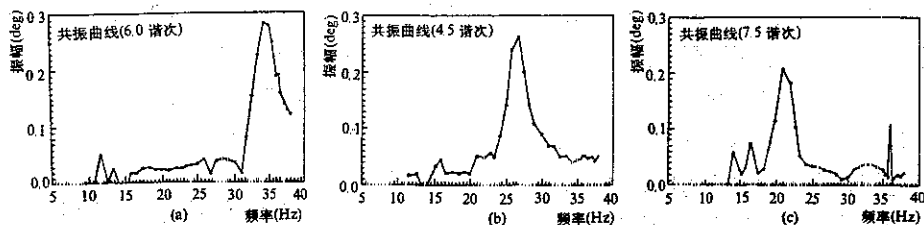


图 4

(a) 4.5 谐次共振曲线 (b) 6.0 谐次共振曲线 (c) 7.5 谐次共振曲线

表 2 原系统的当量力学模型参数(修正)

转动惯量 (kgm ²)	柔度 (10 ⁻⁶ rad/ N·m)	转动惯量 (kgm ²)	柔度 (10 ⁻⁶ rad/ N·m)
I ₁ 0.04917	e _{1,2} 15.3061	I ₇ 0.1732	e _{7,8} 0.3100
I ₂ 0.08348	e _{2,3} 1.6327	I ₈ 0.1732	e _{8,9} 0.3100
I ₃ 0.04217	e _{3,4} 0.5679	I ₉ 0.1732	e _{9,10} 0.1718
I ₄ 0.1732	e _{4,5} 0.3100	I ₁₀ 2.3175	e _{10,11} 0.015552
I ₅ 0.1732	e _{5,6} 0.3100	I ₁₁ 0.7102	e _{11,12} 0.014568
I ₆ 0.1732	e _{6,7} 0.3100	I ₁₂ 0.05825	

3 动力传动装置振动计算及分析

3.1 自由振动计算

用 Holzer 法对 ZL50E 装载机发动机动力传动装置,修正后的扭振当量力学模型进行自由振动计算。Holzer 法是一种试凑法,先假设一个计算频率,经不断计算与搜索,直到获得固有频率,同时得到固有振型。Holzer 递推公式为:

$$A_{k+1} = A_k - \frac{\sum_{i=1}^k I_i \omega^2 A_i}{K_k} \quad (1)$$

式中 A_i ——第 i 个惯量扭转振动的幅值

I_i ——第 i 个集中质量的转动惯量

K_k ——各轴段的扭转刚度

当系统作自由振动时,系统各集中质量的惯性力矩之和必等于零,即

$$\sum_{i=1}^n I_i \omega^2 A_i = 0 \quad (2)$$

计算时,选取初始试算圆频率 ω_0 ,设集中质量 I_1 的扭转角位移 $A_1=1$,按公式(1)可算出 $A_2, A_3, \dots, A_n$,最后根据公式(2)进行判断,当公式(2)成立时, ω 即为系统固有圆

工程机械, 1996 (9)

频率, $A_1, A_2, \dots, A_n$ 就是相应的系统固有振型。三种传动装置轴系扭振特性计算所得自振频率 N 和振型图如图 5~图 7

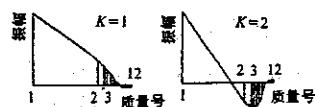


图 5 原系统振型图

$N_I = 8955$ 次/min $N_{II} = 12360.9$ 次/min

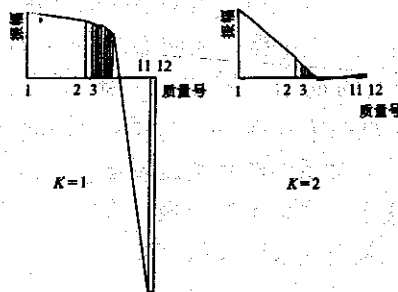


图 6 过渡系统振型图

$N_I = 3794.0$ 次/min $N_{II} = 9137.8$ 次/min

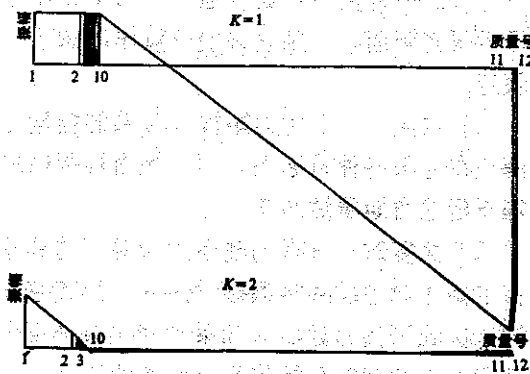


图 7 改进系统振型图

$N_I = 1000.8$ 次/min $N_{II} = 8955.1$ 次/min

从振型图分析,我们可以得出以下结论:

(1) 原系统一阶,二阶振型斜率平稳,相对振幅较小,有较好的扭振特性。

(2) 过渡系统的第一阶振型图,在质量号 10、11 之间的斜率很大,且有结点,质量号 11、12 的相对振幅很大,其扭振特性较差。

(3) 改进系统的一、二阶振型斜率较平稳,第一阶振型中,质量号 11、12 的相对振幅较大,但因质量号 10、11 之间是橡胶弹性块联接,其间允许变形也较大,改进系统也有较好的扭振特性。

3.2 强迫振动计算

ZL50E 装载机使用的是四冲程六缸内燃机,发火顺序是 1-5-3-6-2-4,当简谐次数为 3, 6, 9……时,六个缸的简谐力矩的矢量方向都是相同的。很明显,如果这些干扰力矩的频率与轴系的某一自振频率趋于一致,则共振情况是十分强烈的,这些谐次的干扰力矩称为内燃机的主简谐。该内燃机的 1.5, 4.5, 7.5……次的简谐力矩也在一条直线上,但 1、2、3 缸的方向向上,4、5、6 缸的方向向下,它们对轴系的作用也比较强烈,称为内燃机的强简谐。在轴系的扭振计算中,我们对主简谐、强简谐引起的共振都要进行计算。

3.2.1 共振计算的基本假定

强迫振动计算使用能量法,发动机动力传动轴系的扭转振动是在多种谐波的干扰力矩作用下进行的一种复杂的复合运动,为了抓住主要矛盾研究问题,一般对共振计算作出如下几点假定:

(1) 共振时,干扰力矩输入轴系的能量,全消耗在克服各种阻尼上,即干扰力矩所做的功等于阻尼力矩所做的功。

(2) 共振时,只有与轴系发生共振的那些干扰力矩才对系统的共振振动做功,而其它非共振谐次的干扰力矩,对轴系的共振振动不做功,因此它们对轴系的作用可以忽略不计。

(3) 共振时,其振动型式与频率相同的自由振动型式相似,即共振时,各质量的振幅与

同频率的自由振动的振幅成正比。

3.2.2 利用能量法进行共振计算

(1) 干扰力矩所做的功

$$M_v = \pi M_v A_1 \sum_{i=1}^n \vec{A}_i \quad (3)$$

式中 M_v ——V 次简谐力矩的振幅

A_1 ——第一质量角位移振幅

$\sum_{i=1}^n \vec{A}_i$ ——内燃机各振动质量相对振幅

矢量和

Z——气缸数

(2) 柴油机阻尼功

$$W_e = 0.04\pi\omega^2 I_s A_1^2 \sum_{i=1}^Z A_i^2 \quad (4)$$

式中 ω ——内燃机计算工况下的振动圆频率

I_s ——一个气缸的转动惯量

$\sum_{i=1}^Z A_i^2$ ——Z 个气缸的相对振幅平方和

(3) 柴油机硅油减振器阻尼功

$$W_d = \mu_d \pi \omega^2 I_d A_d^2 A_1^2 \quad (5)$$

式中 μ_d ——等效阻尼系数

I_d ——惯性块转动惯量

A_d ——减振器相对振幅

根据共振计算假定:

$$W_v = W_e + W_d \text{ 有}$$

$$\pi M_v A_1 \sum_{i=1}^Z \vec{A}_i = 0.04\pi\omega^2 I_s A_1^2 \sum_{i=1}^Z A_i^2 + 0.5\pi\omega^2 I_d A_d^2 A_1^2 \quad (6)$$

$$A_1 = \frac{M_v \sum_{i=1}^Z \vec{A}_i}{0.04\omega^2 I_s \sum_{i=1}^Z A_i^2 + 0.5\pi\omega^2 I_d A_d^2}$$

此处 $I_d = I_1$ $A_d = A_1$

各轴段的扭振应力为:

$$\tau_k = \frac{A_1 \sum_{i=1}^k I_i \omega^2 A_i}{W_k}$$

式中 W_k ——各轴段抗扭截面系数

3.2.3 扭振许用应力的计算

对于轴系的扭转振动计算,可算出各轴段的实际扭振应力。对于轴系是否安全,应有一个比较的标准,即应确定许用应力的值。目前,工程机械轴系的扭振研究刚刚起步,还没有这样一个标准。通过比较,我们认为车用发动机的许用应力限值和我们装装载机发动机动力传动装置扭振计算要求的许用应力限值应该更接近一些。所以,我们参考车用发动机的许用应力限值计算方法(参见文献〔3〕),进行各轴段取抗扭相对薄弱的截面计算。

表3 原系统各轴段扭振许用应力限值(单位: MPa)

$\tau_{1,2}$	$\tau_{2,3}$	$\tau_{3,4}$	$\tau_{4,5} \sim \tau_{9,10}$	$\tau_{10,11}$	$\tau_{11,12}$
36.75	36.75	36.75	52.92	11.02	35.75

过渡系统: $\tau_{10,11} = 45.94$ MPa

改进系统: $\tau_{10,11} = 45.94$ MPa

3.2.4 强迫振动计算结果及分析

三种传动连接装置的计算结果见表4,表中: τ 表示各轴段扭振应力; N 表示自振频率; n 表示共振转速; V 表示简谐次数。

通过对表4的具体分析,我们可以得出以下结论:

表4 三个系统各轴段扭振应力 τ (MPa)

系统	N (次/min)	n (r/min)	轴段号 V	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
原系统	8955.5	1990.1	4.5	0.4	29.3	9.7	7.1	8.7	9.8	10.5	10.7	10.4	1.0	0.1
		1492.7	6.0	0.4	27.7	9.2	6.7	8.2	9.3	10.0	10.1	9.8	1.0	0.1
		1194.2	7.5	0.1	7.4	2.5	1.8	2.2	2.5	2.7	2.7	2.6	0.3	0.0
	12360.9	2060.3	6.0	0.1	2.6	0.4	0.7	-1.5	-2.2	-2.7	-3.0	-3.0	-0.3	-0.0
		1648.2	7.5	0.1	3.1	0.5	-0.8	-1.9	-2.7	-3.3	-3.6	-3.6	-0.4	-0.0
过渡系统	3794.0	1264.8	3	3.2	367.8	140.9	143.5	210.8	276.3	339.4	399.6	456.5	28114.9	41.4
		843.2	4.5	0.1	9.3	3.5	3.6	5.3	7.0	8.5	10.0	11.5	707.0	1.0
		632.4	6.0	0.8	91.6	35.1	35.7	52.5	68.8	84.5	99.5	113.6	6998.5	10.3
		505.9	7.5	0.0	2.4	0.9	0.9	1.4	1.8	2.2	2.6	2.9	180.0	0.3
	9137.8	2030.8	4.5	0.4	29.1	9.6	6.8	8.1	9.0	9.5	9.5	9.0	-12.3	-0.0
		1523.1	6.0	0.4	25.2	8.3	5.8	7.0	7.8	8.2	8.2	7.8	-10.6	-0.0
改进系统	1000.8	1218.5	7.5	0.1	7.4	2.4	1.7	2.1	2.3	2.4	2.4	2.3	-3.1	-0.0
		667.2	1.5	0.0	2.3	0.9	1.0	1.4	1.9	2.4	2.8	3.3	30.1	0.4
	8955.1	1990.4	4.5	0.4	29.3	9.7	7.1	8.7	9.8	10.5	10.7	10.4	-0.1	-0.0
		1492.6	6.0	0.4	27.7	9.2	6.7	8.2	9.3	10.0	10.1	9.9	-0.1	-0.0
		1194.1	7.5	0.1	7.5	2.5	1.8	2.2	2.5	2.7	2.7	2.6	-0.0	-0.0

(1) 原系统的动力连接装置刚度很大,第一阶振动频率高,使其没有与太多较低谐次的干扰力矩发生共振,尤其是主简谐 $V=3$ 次。对系统影响最大的是第一阶振动频率与强简谐 $V=4.5$ 次干扰力矩发生的共振,此时各轴段的扭振应力均小于各轴段的许用应力,原系统可以长期安全运行。

工程机械, 1996. (9)

(2) 过渡系统中,在发动机常用转速范围内,共振转速很多。第一阶振动频率与主简谐 $V=3$, $V=6$ 次干扰力矩发生的共振对系统的影响大,使绝大部分轴段的扭振应力达到或超过许用应力值,尤其是 $V=3$ 次的振动就更强烈,动力传动连接轴段的扭振应力高达 28114.9MPa,是此轴段许用值的 600 多倍。

所以过渡系统连接方式中万向节的损坏肯定是扭振造成的。

(3) 改进系统中, 在发动机常用转速范围内, 共振转速较少。动力传动连接装置刚度小, 第一阶振动频率低, 也避开了主简谐次数 $V=3$, 只与 $V=1.5$ 次强简谐在共振转速较低处发生共振, 此时橡胶弹性联轴节轴段上的扭振应力为 30.1MPa , 小于许用应力值 45.9MPa 。第二阶频率与 $V=4.5$ 、 $V=6$ 、 $V=7.5$ 次干扰力矩发生的共振对系统没有太大影响, 所以改进系统是合理的, 可以长期安全运行。

装载机动力传动装置扭振模型的建立及扭振分析, 也适用于理解国外装载机如何解决动力传动装置的扭振问题。如小松公司在发动机和液力变矩器之间的齿形联轴节的每一个齿上

装橡胶靴, 是为了增加该轴段的柔度, 降低动力传动系统的第一阶固有频率。古河公司在发动机与液力变矩器之间的万向联轴节外加钢管, 这是减少此间轴段柔度, 提高动力传动系统的第一阶固有频率。两种方法都能使系统的第一阶固有频率有效地避开与低谐次的主简谐干扰力矩发生共振, 尤其是单阶三谐次共振, 从而解决了其动力传动装置结构的扭振问题。

参 考 文 献

- 1 吴兆汉等 内燃机设计 北京: 北京理工大学出版社, 1989.
- 2 陈之炎 船用柴油机轴系扭转振动 上海: 上海交通大学出版社, 1985.
- 3 汪长民等 车辆发动机动力学 北京: 国防工业出版社, 1981.

(收稿日期: 1996-02-28)

起重机典型工况特性分析专家系统的研究

四川联合大学 孙延明 殷国富 黄中南 赵安塘

摘要 汽车起重机负载运动规律是设计液压系统以及优化匹配液压系统和负载之间的关系的基础。只有精确地确定典型工况, 才能找出负载运动规律。本文针对不同类型、不同型号、不同规格的起重机, 根据其工况确定的随机性、经验性强的特点, 采用专家系统技术, 建立了确定典型工况的结构模型。用 C 语言开发了 ESDTO 代替人工方法确定典型工况, 并对系统的组成及其基本模块进行分

析论述。

叙词: 起重机 典型工况 专家系统

对汽车起重机液压系统的节能问题的研究工作表明, 准确地找出负载规律是搞好汽车起重机, 乃至其它类型全液压起重机液压系统的分析、设计, 以及研究系统与负载之间功率匹配的依据。本文针对不同类型、不同型号、不同规格的起重机, 根据其工况确定的随机性、经验性强的特点, 采用专家系统技术, 建立了确定典型工况的结构模型。用 C 语言开发了 ESDTO (Expert System for Defining Typical

Operation) 代替人工方法确定典型工况, 为各种各样的起重机液压系统节能、功率匹配、分析提供了一种支持工具。

1 ESDTO 结构

1.1 基本结构

专家系统是人工智能的一个重要分支, 它的基本结构是由知识库和推理机组成的。本文开发的 ESDTO 由知识获取模块, 包含动态事