

单跨圆形喷灌机反冲式水马达动力与水力特性研究*

余鹏飞¹ 金宏智¹ 严海军² 侯永胜¹ 高江永¹ 杨小刚¹

(1. 中国农业机械化科学研究院, 北京 100083; 2. 中国农业大学水利与土木工程学院, 北京 100083)

摘要: 在下注水反冲式水马达装置满足整机喷洒均匀性和塔架车田间通过能力的前提下, 对其动力性能和水力性能进行了研究。建立了单跨水圆形喷灌机反冲式水马达驱动力矩、转速和工作流量的计算模型, 分析了影响水马达驱动扭矩和转速的因素。研究表明: 通过改变水马达工作压力调控转速实现所需灌水深度的方法比增大喷嘴直径来增加水马达工作流量和加长旋转臂长度更有效、操作性更强; 水马达结构及水力设计必须与整机通过性能和喷洒均匀性优化组合, 才能满足整机通过性能要求, 并使整机喷洒均匀系数符合农业灌溉要求。

关键词: 单跨圆形喷灌机 反冲式水马达 水力性能 喷洒均匀性

中图分类号: S220.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)04-0152-05

引言

圆形喷灌机又称中心支轴式喷灌机, 自动化程度高, 对作物、土壤和地形适应性强, 近几年在国内得到了快速发展。圆形喷灌机早期机型的驱动装置采用水力驱动, 之后出现了电力驱动和液压驱动, 目前以电力驱动为主。为了提高机组控制面积, 降低投资成本, 在地块小、水源点分散的农牧区, 一种小型单跨水力驱动圆形喷灌机得到了推广应用^[1-2]。这种机型没有多跨同步行走控制功能、机动性强, 可多点拖移喷洒作业; 其水力驱动以简单的反冲式水马达替代电力驱动装置, 避免了以往多跨圆形喷灌机采用柱塞式水马达出现的易堵塞、整机同步性能低、喷洒均匀性差的弊端^[3-4]。

目前, 国内外有关单跨圆形喷灌机用下注水反冲式水马达(其进水口位于水马达的下方)的研究较少。本文对单跨圆形喷灌机的下注水反冲式水马达驱动力矩与塔架车田间通过能力、水马达结构与性能参数调控整机喷洒均匀性和灌水深度进行研究。

1 反冲式水马达动力与水力特性

圆形喷灌机的灌水深度是由塔架车行走速度决定的, 行走速度快则灌水少、反之则灌水多。塔架车行走速度与行走装置的车轮外径、减速器传动比和

水马达的转速密切相关。塔架车的行走速度与水马达的驱动扭矩有关; 水马达的驱动扭矩又与水马达的工作流量有关; 而工作流量又受到整机喷洒均匀性限制, 因此合理地确定反冲式水马达的结构与性能参数十分重要。

1.1 动力特性

1.1.1 转速

根据反冲式水马达驱动装置的结构组成(图1), 水马达所需转速为

$$n_e = ni_1i_2 \quad (1)$$

式中 n_e ——水马达所需转速, r/min
 n ——塔架车驱动轮转速, r/min
 i_1 ——第1级齿轮减速器传动比
 i_2 ——第2级车轮减速器传动比

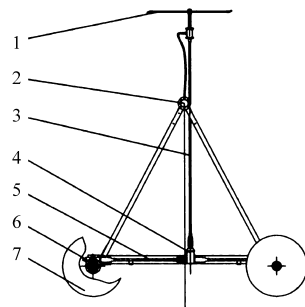


图1 塔架车反冲式水马达驱动装置结构简图

Fig.1 Structure of driven device of wheeled tower with centrifugal water motor

1. 反冲式水马达 2. 输水管 3. 水马达传动轴 4. 齿轮减速器
 5. 传动轴 6. 车轮减速器 7. 轮胎

收稿日期: 2013-04-01 修回日期: 2013-05-12

* 科技部农业科技成果转化资助项目(2010GB2T010708)和科研院所技术开发研究专项资金资助项目(NCSTE-2007-JKZX-163)

作者简介: 余鹏飞, 工程师, 主要从事节水灌溉技术与装备研究, E-mail: 13718132700@163.com

通讯作者: 严海军, 教授, 博士生导师, 主要从事节水灌溉技术与装备研究, E-mail: yanhj@cau.edu.cn

根据水动圆形喷灌机以连续行走速度控制灌水深度的特点,按国内多数用户水源条件在 $50 \text{ m}^3/\text{h}$ 左右,以 SYP-78 型水动圆形喷灌样机的结构参数^[5-6]为计算依据,塔架车驱动轮所需转速为

$$n = \frac{L_e}{60Tr_q} \quad (2)$$

式中 L_e ——中心支轴至塔架车的距离,取 60 m

T ——连续运行一圈的时间,取 5~12 h

r_q ——轮胎动力半径,m

当 $L_e = 60 \text{ m}$, $r_q = 0.595 \text{ m}$ 时,计算得出 $n = 0.14 \sim 0.33 \text{ r/min}$,代入式(1)得水马达所需转速 $n_e = 58 \sim 137 \text{ r/min}$ 。

1.1.2 驱动力矩

水马达所需驱动力矩 M_e 是决定塔架车正常运行的技术关键。它与塔架车行走装置所需的驱动力矩 M_k 有关,与两级减速器的总传动比 $i = i_1 i_2$ 及整个传动装置的总传动效率 η 有关,其计算公式为

$$M_e = \frac{M_k}{i_1 i_2 \eta} \quad (3)$$

式中 M_e ——水马达所需驱动力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$

M_k ——塔架车所需驱动力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$

η ——塔架车驱动装置的总传动效率, %

(1) 塔架车驱动力矩

塔架车所需驱动力矩 M_k 是水动圆形喷灌机在各种地面条件下通过能力的技术关键。它与土壤力学性能、地势、塔架车运行时使用质量和轮胎型号有关。由车轮地面力学理论推导出塔架车行驶的基本方程为^[7-8]

$$M_k = 9.8(wfr_q \cos\alpha + wr_q \sin\alpha) \quad (4)$$

式中 w ——塔架车使用质量, kg

f ——滚动阻力系数,取 0.12~0.16

α ——坡度角, ($^\circ$)

计算得到样机的塔架车所需驱动力矩 M_k 在 $1\,707 \sim 2\,984 \text{ N}\cdot\text{m}$ 范围内。

(2) 塔架车驱动装置驱动效率

塔架车驱动装置的总传动效率 η 是代表塔架车传动系统及行走系统中功率损失的效率,可表示为^[5]

$$\eta = \eta_c \eta_x \quad (5)$$

式中 η_c ——塔架车传动系统效率, %

η_x ——塔架车行走系统效率, %

研究表明:一级减速器为齿轮传动时,塔架车传动系统效率 $\eta_c = 0.25$;塔架车行走系统效率 $\eta_x = 0.987$,代入式(5)得 $\eta = 0.247$ 。

将 $M_k = 1\,707 \sim 2\,984 \text{ N}\cdot\text{m}$ 、 $i_1 = 8$ 、 $i_2 = 52$ 、 $\eta = 0.247$ 代入式(3),即可得到反冲式水马达所需驱动

力矩 $M_e = 16.60 \sim 29.07 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

1.2 水力特性

1.2.1 主要性能参数

当水马达驱动力矩 $M_{er} \geq M_e$ 时,才能保障塔架车在地形坡度不大于 5% 和滚动阻力系数在 0.12~0.16 之间的土壤条件下运行作业。为了计算反冲式水马达主要性能参数,对水马达结构进行简化,如图 2 所示。

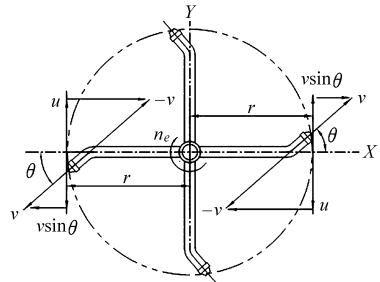


图2 反冲式水马达主要参数计算简图

Fig. 2 Diagram for calculations of main parameters of centrifugal water motor

根据质点系动量定理,建立微分方程 $d(mv) = F_e dt$,由此推导出反冲式水马达产生的驱动力 F_{er} 和驱动力矩 M_{er} 的计算公式^[5,9]为

$$F_{er} = 4\rho q_{er}(v \sin\theta - u) \quad (6)$$

$$M_{er} = 4\rho q_{er} r(v \sin\theta - u) \quad (7)$$

式中 F_{er} ——反冲式水马达驱动力, N

M_{er} ——反冲式水马达驱动力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$

ρ ——水的密度,取 $1\,000 \text{ kg}/\text{m}^3$

q_{er} ——单喷嘴的流量, m^3/s

v ——单喷嘴出口水流的平均速度, m/s

θ ——喷嘴轴线与 X 轴夹角, ($^\circ$)

r ——喷管臂长(旋转臂长), m

u ——喷管臂获得与喷嘴出口处水流切向速度 $v \sin\theta$ 方向相反的牵连速度, m/s

在确定水马达所需驱动力矩 M_e 和所需转速 n_e 满足设计要求后,其余变量 q_{er} 、 v 、 r 和 θ 等因素,则需要进一步确定。

1.2.2 单喷嘴流量

在既确保驱动塔架车行走所需要的工作流量,又能满足整机喷洒均匀性要求的条件下,依据圆形喷灌机均匀喷洒理论所建立的数学模型^[10-14],可建立水马达处工作流量的计算公式,即

$$q = Q \frac{2bL_e}{(L + R_{\text{end}})^2} \quad (8)$$

式中 q ——水马达工作流量, m^3/h

Q ——入机流量, m^3/h

b ——喷头间距, m

L ——整机长度, m

R_{end} ——末端喷枪有效射程,取7~8 m

为了增加单跨圆形喷灌机的灌溉面积,悬臂上安装了末端喷枪。为满足整机一定的灌水深度和喷洒均匀性的要求,末端喷枪流量为

$$q_{\text{end}} = Q \frac{2LR_{\text{end}} + R_{\text{end}}^2}{(L + R_{\text{end}})^2} \quad (9)$$

式中 q_{end} ——末端喷枪的流量, m^3/h

根据式(8)、(9)可得到水动圆形喷灌机均匀喷洒的喷头配置及水马达所需的工作流量,并按此数据对整机进行喷头和水马达配置。

1.2.3 驱动力矩和转速

根据流体力学动量矩方程,将 $u = \frac{\pi n_{er} r}{30}$ 、 $v = \frac{4q_{er}}{\pi d^2} =$

$\frac{q}{\pi d^2}$ 代入式(7),可得

$$M_{er} = \rho q r \left(\frac{q}{\pi d^2} \sin\theta - \frac{\pi n_{er} r}{30} \right) \quad (10)$$

式中 d ——水马达的喷嘴直径, m

设 $\theta = 80^\circ$,根据水马达转臂长度 r 和灌水深度 h 等相关设定值,由式(10)对反冲式水马达产生的驱动力矩 M_{er} 进行参数组合计算,从中优化选出本文要求的设计参数(表1)。

表1 反冲式水马达驱动力矩 M_{er} 的理论计算值

Tab.1 Theoretical calculations of driving torque

M_{er} of centrifugal water motor

旋转臂长 r/m	水马达驱动 转速 n_{er} $/(r \cdot \text{min}^{-1})$	单喷嘴 流量 q_{er} $/(m^3 \cdot s^{-1})$	喷嘴 直径 d/mm	驱动力矩 $M_{er}/(\text{N} \cdot \text{m})$
1.1	152	4.167×10^{-4}	5	6.22
		5.556×10^{-4}	6	4.50
	78	4.167×10^{-4}	5	21.85
		5.556×10^{-4}	6	25.34
	50	4.167×10^{-4}	5	27.76
		5.556×10^{-5}	6	33.23
1.3	152	4.167×10^{-4}	5	0.45
		5.556×10^{-5}	6	-3.87
	78	4.167×10^{-4}	5	22.28
		5.556×10^{-5}	6	25.23
	50	4.167×10^{-4}	5	30.54
		5.556×10^{-5}	6	36.24
1.5	152	4.167×10^{-4}	5	-7.44
		5.556×10^{-5}	6	-15.08
	78	4.167×10^{-4}	5	21.62
		5.556×10^{-5}	6	23.67
	50	4.167×10^{-4}	5	32.62
		5.556×10^{-5}	6	38.33

从表1中可以看出:①当 $n_{er} = 152 \text{ r/min}$ 时,靠增大喷嘴直径、增大工作流量来增加 M_{er} ,却使 M_{er} 减

小。只有在 $n_{er} = 50 \sim 78 \text{ r/min}$ 区间内,驱动力矩 M_{er} 才会随喷嘴直径增大而增加。②当 $r = 1.1 \text{ m}$ 、 $n_{er} = 78 \text{ r/min}$ 、 $q_{er} = 4.167 \times 10^{-4} \sim 5.556 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 时, $M_{er} = 21.85 \sim 25.34 \text{ N} \cdot \text{m}$; 而当 $r = 1.5 \text{ m}$ 、 $n_{er} = 78 \text{ r/min}$ 、 $q_{er} = 4.167 \times 10^{-4} \sim 5.556 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 时, $M_{er} = 21.62 \sim 23.67 \text{ N} \cdot \text{m}$,反而使 M_{er} 变小。所以靠加长旋转臂长度来增加驱动力矩 M_{er} 也不完全可行。③当 $n_{er} = 50 \sim 78 \text{ r/min}$ 时,反冲式水马达所产生的驱动力矩均匀,符合预期设计。但是,反冲式水马达本身驱动转速 n_{er} 在所需求的驱动力矩 $M_{er} = 16.60 \sim 29.07 \text{ N} \cdot \text{m}$ 范围内的具体数值还需进一步验算。

根据式(10)整理推导出水马达驱动转速的计算公式为

$$n_{er} = 12.16 \frac{q_{er}}{d^2 r} \sin\theta - 2.39 \times 10^{-3} \frac{M_{er}}{q_{er} r^2} \quad (11)$$

当 $\theta = 80^\circ$ 、 $Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ 时,通过式(11)、(1)、(2)计算出反冲式水马达驱动转速 n_{er} 、塔架车驱动轮转速 n 和水动圆形喷灌机运行一圈的灌水深度 h ,如表2所示。

从表1和表2中可看出:水马达驱动力矩在 $16.60 \sim 29.07 \text{ N} \cdot \text{m}$ 范围内能满足塔架车的田间通过能力;水马达单喷嘴流量 q_{er} 在 $4.167 \times 10^{-4} \sim 5.556 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 范围内能满足整机喷洒均匀性要求,其灌水深度 h 可在 $14.13 \sim 35.27 \text{ mm}$ 范围内调节,基本上能满足农作物所需灌溉水量的要求。

2 下注水反冲式水马达试验

通过改变反冲式水马达的喷嘴类型、直径、旋转臂长度、转臂与喷嘴轴线夹角等结构参数,测试在不同工作压力条件下的水马达动力与水力特性的变化规律。试验装置组成如图3所示。

2.1 分配阀压力损失

室内试验测试了圆形和方形不同规格喷嘴在旋转臂长为 1.1 m 和 1.3 m 、转臂与喷嘴轴线夹角为 70° 时用压力表 I 和压力表 II 测得水马达分配阀进出、口压力,求得水马达进口工作压力或压力损失与流量的关系。试验结果表明,圆形和方形喷嘴面积由大变小其流量减小,分配阀体压力损失也减小。当水马达旋转臂长度由 1.1 m 增加到 1.3 m 时,其压力损失变化不大。总之,下注水分配阀安装在水马达下方,其压力损失在 $0.005 \sim 0.025 \text{ MPa}$,对水马达工作压力影响较小;而且下注水式水马达使旋转臂长度由原 2 m 降至 $1.1 \sim 1.3 \text{ m}$,可以缩小喷灌机末端羊角架的空间尺寸,提高水动圆形喷灌机运行可靠性。

表2 反冲式水马达驱动转速 n_{er} 、塔架车驱动轮转速 n 和灌水深度 h 的理论计算值

Tab.2 Theoretical calculations of rotation speed n_{er} , tower wheel rotation speed n and irrigated water depth h of centrifugal water motor

旋转臂长 r/m	驱动力矩 M_{er} $/(N \cdot m)$	单喷嘴流量 $q_{er}/(m^3 \cdot s^{-1})$	喷嘴直径 d/mm	水马达驱动转速 $n_{er}/(r \cdot \min^{-1})$	塔架车驱动轮转速 $n/(r \cdot \min^{-1})$	灌水深度 h/mm
1.1	16.60	4.167×10^{-4}	5	102.77	0.25	14.99
		5.556×10^{-4}	6	109.00	0.26	14.13
	29.07	4.167×10^{-4}	5	43.66	0.10	35.27
		5.556×10^{-4}	6	64.67	0.16	23.82
1.3	16.60	4.167×10^{-4}	5	97.20	0.23	15.84
		5.556×10^{-4}	6	99.91	0.24	15.41
	29.07	4.167×10^{-4}	5	54.88	0.13	28.06
		5.556×10^{-4}	6	68.17	0.16	22.59
1.5	16.60	4.167×10^{-4}	5	90.75	0.22	16.97
		5.556×10^{-4}	6	91.47	0.22	16.84
	29.07	4.167×10^{-4}	5	58.96	0.14	26.12
		5.556×10^{-4}	6	67.63	0.16	22.77

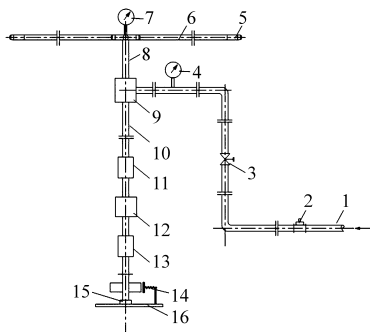


图3 下注水反冲式水马达动力和水力性能试验装置

Fig.3 Schematic diagram of testing device for dynamics and hydraulic characteristics of centrifugal water motor with lower injector port

- 1. 进水管 2. 涡轮流量计 3. 调压阀 4. 压力表 I 5. 喷嘴
- 6. 旋转臂 7. 压力表 II 8. 输水管轴 9. 下注水分配阀 10. 输出转轴
- 11. 联轴套 I 12. 扭矩传感器 13. 联轴套 II 14. 加载装置
- 15. 轴承 16. 底板

2.2 压力流量特性

测试在不同进口工作压力条件下,流经水马达4个喷嘴喷洒出去的总流量。由于同组的4个反冲式喷嘴规格参数相同,因此也就可以得到不同进口工作压力下每个喷嘴的流量。

室内试验得到了水马达圆形喷嘴直径6 mm、旋转臂长1.1 m及转臂与喷嘴轴线夹角60°时水马达进口工作压力 p 与流量 q 的数据,可按公式 $q = kp^m$ 拟合成 $q = 12.858p^{0.5037}$ ($R^2 = 0.993$),其中流态指数 $m = 0.5037$,也可得到水马达进口工作压力与单喷嘴平均流量之间的关系式 $q_{er} = 3.215p^{0.5037}$ 。

若其他参数不变,将转臂与喷嘴轴线夹角变为80°时进行测试,则水马达进口工作压力与流量关系可拟合为 $q = 15.139p^{0.5737}$ ($R^2 = 0.997$),即水马达进口工作压力与单喷嘴平均流量之间的关系式为

$$q_{er} = 3.785p^{0.5737}$$

可见,增大水马达的转臂与喷嘴轴线夹角 θ ,流态指数 m 增大,水马达喷嘴流量 q_{er} 也相应增大。而增加旋转臂长度 r 时,流态指数 m 有波动,但变化不大。

2.3 驱动扭矩与转速

由式(10)可以看出,对于水马达的喷嘴类型、旋转臂长度、转臂与喷嘴轴线夹角确定后,当水马达通过流量相同时,水马达的输出驱动力矩会随着水马达转速的减小而增大。在圆形喷嘴直径6 mm、旋转臂长1.1 m、转臂与喷嘴轴线夹角60°,水马达工作压力分别为0.25、0.30和0.35 MPa条件下,对水马达对应流量下的输出驱动力矩进行了理论计算和测试。其计算与测试结果如图4和图5所示,两者的变化趋势一致。

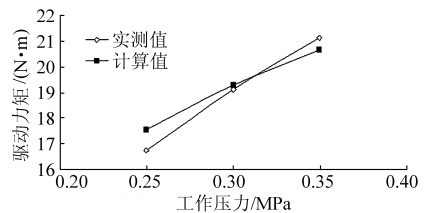


图4 水马达驱动力矩与工作压力关系曲线

Fig.4 Relationship between driving torque and working pressure of centrifugal water motor

测试结果还表明,适度改变水马达工作压力来改变反冲式水马达的工作流量,从而调控水马达的转速是有效可行的。而通过改变喷嘴直径 d 、旋转臂长度 r 及转臂与喷嘴轴线夹角 θ 等调速方法,其效果与可操作性均要差些。

2.4 整机水量分布特性

试验样机为 SYP-78 型单跨水动圆形喷灌机,机长78 m,入机流量为41.32 m³/h,入机压力为

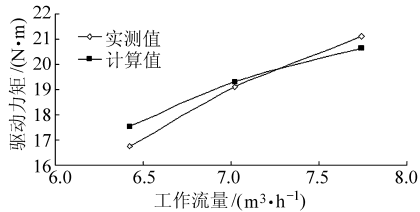


图5 水马达驱动力矩与工作流量关系曲线

Fig. 5 Relationship between driving torque and working flow rate of centrifugal water motor

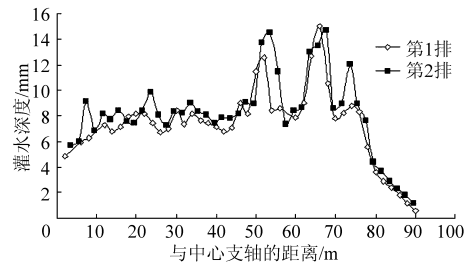


图6 SYP-78型单跨水动圆形喷灌机水量分布

Fig. 6 Water distributions of SYP-78 type single-span center pivot irrigation system

0.28 MPa, 喷头配置间距为 2 ~ 3 m, 低压喷头采用美国 Nelson 公司的 R3000 型喷头, 水马达采用直径 6 mm 的圆形喷嘴, 转臂 1.1 m, 喷嘴轴线与转臂夹角 80°, 末端喷枪配置采用 Rainbird 公司的 65PJ-ADJ 型, 喷嘴直径 6.35 mm。为使水马达的流量达到 6 ~ 8 m³/h, 满足整机通过性能, 采用堵塞水马达前、后 2 个喷头的方法。参照相关技术标准^[15], 对样机进行了田间考核, 并测定了水量分布均匀性。结果表明, 整机运行平稳, 通过性能较好, 沿输水管方向布置两排夹角为 8° 的雨量筒, 每排雨量筒间距 2 m、交错布置, 两排雨量筒测得的水量分布曲线如图 6 所示, 采用 Heermann-Hein 公式^[15]求得两排雨量筒的综合喷洒均匀系数达到 83%。

3 结论

(1) 通过理论计算和室内外试验方法研究了水

马达结构以及整机通过性能和喷洒均匀性, 结果表明建立的水马达动力与水力特性数学模型准确, 可以满足单跨圆形喷灌机的整机通过性能要求, 而且使整机喷洒均匀系数达 83%。

(2) 对于反冲式水马达, 用增加喷嘴流量 q_{er} 的方法来增加水马达驱动力矩 M_{er} , 有时反而使 M_{er} 减小; 同样依靠增加旋转臂长度来增加驱动力矩 M_{er} , 也会使 M_{er} 减小, 两种方法均存在着一些不确定因素。在入机压力范围内通过改变反冲式水马达工作压力来调节转数 n_{er} , 能较好地控制水动单跨圆形喷灌机灌水深度 h 。

(3) 试验表明下注水比上注水形式压力损失小, 水马达旋转臂可以由原 2 m 降到 1.1 ~ 1.3 m, 缩小了水动圆形喷灌机末端羊角架的空间尺寸, 提高了水动圆形喷灌机运行可靠性。

参 考 文 献

- 1 金宏智, 兰才有. 节水灌溉技术[M]. 北京: 中国农业出版社, 2000.
- 2 金宏智, 李光永. 国外节水灌溉技术与设备的发展趋势[J]. 节水灌溉, 2004(3): 46-48.
- 3 许一飞, 许炳华. 喷灌机械原理、设计、应用[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1989.
- 4 列别捷夫 B M. 喷灌机械理论和构造[M]. 北京: 中国农业机械出版社, 1981.
- 5 金宏智. 拖移式水动圆形喷灌机技术与装备研究设计计算书[R]. 北京: 中国农业机械化科学研究院, 2009.
- 6 余鹏飞. 单跨圆形喷灌机水力驱动装置的研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2012.
- 7 周一鸣, 阚春. 汽车拖拉机学[M]. 北京: 中国农业大学出版社, 2000.
- 8 严海军, 金宏智, 李军叶, 等. 圆形和平移式喷灌机塔架的纵向稳定性[J]. 农业机械学报, 2005, 36(11): 42-45.
Yan Haijun, Jin Hongzhi, Li Junye, et al. Longitudinal stability analysis of towers of center-pivot and linear-move irrigation system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(11): 42-45. (in Chinese)
- 9 闻德荪. 工程流体力学(水力学)[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- 10 李世英. 喷灌喷头的理论与设计[M]. 北京: 兵器工业出版社, 1995.
- 11 严海军, 金宏智. 圆形喷灌机末端出流多口系数的研究[J]. 农业机械学报, 2003, 34(5): 65-68.
Yan Haijun, Jin Hongzhi. Study on friction factor for center-pivot system with end flow[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(5): 65-68. (in Chinese)
- 12 严海军, 姚培培, 朱勇, 等. 圆形喷灌机喷头配置技术与软件研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(6): 84-88.
Yan Haijun, Yao Peipei, Zhu Yong, et al. Nozzle configuration and software for center pivot irrigation system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6): 84-88. (in Chinese)
- 13 Scaloppi E J, Richard G A. Hydraulics of center-pivot laterals [J]. Journal of Irrigation and Drainage Engineering, 1993, 119(3): 554-567.
- 14 Anwar A A. Friction correction factors for center-pivots [J]. Journal of Irrigation and Drainage Engineering, 1999, 125(5): 280-286.
- 15 GB/T 19797—2005 农业灌溉设备 中心支轴式和平移式喷灌机水量分布均匀度的测定[S]. 2005.

- 18 成传松, 李云清, 王艳华, 等. 组喷孔喷雾雾化特性研究[J]. 农业机械学报, 2011, 42(7): 21-25.
Cheng Chuansong, Li Yunqing, Wang Yanhua, et al. Spray atomization characteristics of group-hole nozzle [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(7): 21-25. (in Chinese)
- 19 王贞涛, 毛惠敏, 罗惕乾. 锥-射流模式下毛细管静电雾化流场的 PIV 测量[J]. 农业机械学报, 2010, 41(8): 63-66.
Wang Zhentao, Mao Huimin, Luo Tiqian. Investigation on electrostatic spray of capillary in cone-jet mode using PIV [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(8): 63-66. (in Chinese)

Electrostatic Field and Atomization Effect of Multiple Needle Electrodes Spraying Blade

Gao Quanjie Xia Zhiyong Wang Zhaohui Wang Wei Qin Tuo Huang Hao
(College of Mechanical Automation, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

Abstract: A model to solve the electrostatic field of multiple needle electrodes spraying blade was established. The distribution regularities of electric potential and electric intensity in the space out of multiple needle electrodes spraying blade were analyzed by Ansoft Maxwell software, and the influence of different gap of needle electrodes on electrostatic field was researched. Meanwhile, the particle sizes of the droplets atomized by the spraying blade with different gap needle electrodes were measured by laser particle size analyzer and the distribution law of the droplets was analyzed by computer. The results indicated that the highest electric intensity near the needles could be promoted to 2.7×10^6 V/m by the multiple needle electrodes, and the amplitude variation of electric field near the needle electrodes was the maximum. A region with high electric intensity uniform distributed could be formed when the gaps of needle electrodes were 2 mm which was the optimal gap, and the particle size of droplets atomized by the spraying blade decreased to 42 μm . Furthermore, the distribution of particle size was more uniform, and the results of experimental were consistent with the characteristics of electrostatic field obtained by evaluation.

Key words: Electrostatic spray Blade Needle electrode Finite element method Particle size distribution

(上接第 156 页)

Dynamic and Hydraulic Characteristics of Centrifugal Water Motor for Single-span Center Pivot Irrigation System

Yu Pengfei¹ Jin Hongzhi¹ Yan Haijun² Hou Yongsheng¹ Gao Jiangyong¹ Yang Xiaogang¹
(1. Chinese Academy of Agricultural Mechanization Sciences, Beijing 100083, China
2. College of Water Resources and Civil Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: In order to meet the requirements of sprinkler irrigation uniformity and tower travelling capacity of a single-span center pivot irrigation system, the dynamics and hydraulic characteristics of the centrifugal water motor with a lower injector port were investigated. Relevant formulas were established for computing driving torque, speed and operating flow rate. The key factors affecting the driving torque and rotation speed of centrifugal water motor were analyzed. The results showed that the irrigated water depth could be adjusted more effectively by changing the working pressure of the water motor to control the rotation speed than by increasing the diameter of sprinkler nozzle to increase the work flow of water motor or by extending the length of the rotating arm. It is necessary to consider the structural and hydraulic designs of centrifugal water motor, travelling capacity and sprinkler irrigation uniformity of center pivot irrigation system simultaneously and optimize their combinations. In this way the demands of system traveling capacity and agricultural irrigation uniformity could be met at the same time.

Key words: Single-span center pivot irrigation system Centrifugal water motor Hydraulic performance Sprinkler irrigation uniformity