

Обоснование конструктивно-технологических параметров модуля мультивентиляторного опрыскивателя

Леонид Анатольевич Марченко,
кандидат технических наук,
ведущий научный сотрудник,
e-mail: marchenko1312@mail.ru;

Игорь Геннадьевич Смирнов,
доктор технических наук,
заведующий отделом,
e-mail: rashn-smirnov@yandex.ru;
Артем Юрьевич Спиридонов,
младший научный сотрудник,
e-mail: artyom-spiridonov@yandex.ru

Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Российская Федерация.

Реферат. В настоящее время для точного садоводства перспективны роботизированные универсальные платформы, оснащаемые модульными мультивентиляторными опрыскивателями, включающими 4-6 вентиляторов и работающими в точном садоводстве. С появлением новых технологий меняются и требования к вентиляционным системам опрыскивания. (*Цель исследования*) Обосновать конструктивно-технологические параметры модуля мультивентиляторного опрыскивателя. (*Материалы и методы*) Провели исследования, опираясь на основные уравнения сохранения энергии и массы в прикладной газовой динамике: уравнение Бернулли, уравнение неразрывности потока. Использовали методику оценки распределения давлений в воздуховоде вентиляторов и аналитические выражения расчета газовой струи, а также стандарты для установления универсальных параметров и размеров вентиляторов и распылителей жидкости. (*Результаты и обсуждение*) Теоретически рассчитали основные параметры: расход воздуха для покрытия заданного объема кроны – 11,28 метра кубического в секунду; расход воздуха одним вентилятором – 1,88 метра кубического в секунду; скорость потока воздуха при выходе из вентилятора – 17,9 метра в секунду; полное давление, развиваемое вентилятором – 192,25 паскаля; мощность, необходимая для привода одного вентилятора – 0,170 киловатта; установочная мощность двигателя вентилятора – 0,204 киловатта; длину начального участка струи – 1,53 метров; осевую скорость струи – 13,6 метра в секунду, расход воздуха – 12,84 метра кубического в секунду, диаметр круглой струи 1,58 метра. (*Выводы*) Обосновали технологическую схему мультивентиляторного опрыскивателя. Предложили расчетные уравнения, устанавливающие характер распределения статического, динамического и полного давления в различных сечениях вентилятора опрыскивателя. Представили алгоритм расчета параметров модуля опрыскивателя. Установили для конкретных условий численные значения параметров модуля мультивентиляторного опрыскивателя.

Ключевые слова: мультивентиляторный опрыскиватель, аэродинамические характеристики, расчетные уравнения, обоснование, параметры.

■ Для цитирования: Марченко Л.А., Смирнов И.Г., Спиридонов А.Ю. Обоснование конструктивно-технологических параметров модуля мультивентиляторного опрыскивателя // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2023. Т. 17. №3. С. 27-33. DOI 10.22314/2073-7599-2023-17-3-27-33. EDN VYWLOC.

Substantiation of the Design and Technological Parameters of a Multi-fan Sprayer Module

Leonid A. Marchenko,
Ph.D.(Eng.), leading researcher,
e-mail: marchenko1312@mail.ru;

Igor' G. Smirnov,
Dr.Sc.(Eng.), head of department,
e-mail: rashn-smirnov@yandex.ru;
Artem Yu. Spiridonov,
junior researcher,
e-mail:artyom-spiridonov@yandex.ru

Federal Scientific Agroengineering Center VIM, Moscow, Russian Federation

Abstract. Currently, precision gardening necessitates the use of robotic universal platforms featuring modular multi-fan sprayers, typically equipped with 4-6 fans. As new technologies emerge, the demands placed on spraying ventilation systems are also evolving. (*Research purpose*) The objective of this research is to establish the design and technological specifications of the multi-

fan sprayer module. (*Materials and methods*) The research is grounded on fundamental equations of energy and mass conservation in the field of applied gas dynamics, specifically the Bernoulli equation and the flow continuity equation. To analyze the pressure distribution within the fan duct and calculate the gas jet, a specific methodology was employed in this research. Additionally, the research utilizes analytical expressions and industry standards to determine universal parameters and dimensions of fans and liquid atomizers. (*Results and discussion*) Theoretical calculations were performed to determine the main parameters. The results are as follows: the air consumption required to cover a given crown volume is 11.28 cubic meters per second; the air consumption by one fan is 1.88 cubic meters per second; the air flow rate at the fan outlet reaches 17.9 meters per second; pressure generated by the fan is 192.25 pascals; power required to drive one fan is 0.170 kilowatts; the installed power of the fan motor is 0.204 kilowatts; the jet initial section length is 1.53 meters; the axial jet velocity is 13.6 meters per second; the air consumption is 12.84 cubic meters per second; the round jet diameter is 1.58 meters. (*Conclusions*) The technological scheme of a multi-fan sprayer has been developed and justified. Calculation equations have been proposed to determine the distribution of static, dynamic, and total pressure in different sections of the sprayer fan. An algorithm for calculating the parameters of the sprayer module has been presented. The numerical values of the parameters for the multi-fan sprayer module have been determined for specific operating conditions.

Keywords: multi-fan sprayer, aerodynamic characteristics, calculation equations, substantiation, parameters.

■ **For citation:** Marchenko L.A., Smirnov I.G., Spiridonov A.Yu. Obosnovanie konstruktivno-tekhnologicheskikh parametrov modulya mul'tiventilyatornogo opryskivatelya [Substantiation of the design and technological parameters of a multi-fan sprayer module]. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii*. 2023. Vol. 17. N3. 27-33 (In Russian). DOI 10.22314/2073-7599-2023-17-3-27-33. EDN VYWLOC.

Техническое оснащение современного промышленного садоводства в России характеризуется недостаточным уровнем механизации производственных процессов в большинстве хозяйств отрасли, в частности, при обработке средствами защиты растений многолетних насаждений в питомниках, садах, на промышленных плантациях [1].

В отечественном сельскохозяйственном производстве в основном применяют моноventильторные опрыскиватели, один из недостатков которых заключается в потерях рабочей жидкости до 30-90% в зависимости от степени развития листового аппарата, другой недостаток в настоящее время – комплектующие, в частности, бортовые компьютеры, блоки распределения и подачи рабочей жидкости, насосы, распылители, гидроприводы, магистрали и другие узлы, зачастую зарубежного производства. Отечественные аналоги таких покупных изделий либо полностью отсутствуют, либо обладают неподходящими техническими характеристиками. В связи с этим необходимо развитие данного направления отрасли сельхозмашиностроения, прежде всего в плане перехода на импортозамещение и создание инновационных интеллектуальных машин для внесения средств защиты растений, в том числе роботизированных универсальных платформ [2-5]. Для таких платформ перспективны модульные мультиventильторные компьютеризованные системы опрыскивания, включающие 4-6 ventильторов по 2-3 ventильтора на одну сторону, работающие в точном садоводстве. Эти системы предполагают изменение угла наклона каждого ventильтора и регулировку их по высоте в автоматическом режиме [6-8]. Известны зарубежные технические решения мультиventильторных систем опрыскивания (например, патенты *EP 0 783 376 B1*, *US 6202941 B1*, *US 2006/0214022 A1*, опрыскиватель *Quantum Mist Smart*

Spray и другие). Из всех ventильторов, применяемых в ventильторных опрыскивателях, наибольшее распространение имеют осевые ventильторы. Система ventильторного опрыскивателя отличается от промышленной ventильционной системы, поскольку основная задача ventильторного опрыскивателя – подача воздушного потока в кроны деревьев, вытесняя при этом неподвижный воздух из объема кроны деревьев и заполняя объем осаждаемыми на абаксиальной и адаксиальной сторонах листьев диспергируемыми каплями рабочей жидкости пестицида. Преимуществом осевых ventильторов служит незначительное изменение потребляемой ими мощности на всех рабочих режимах эксплуатации [9-11].

Перечень основных аэродинамических параметров ventильторов отображен в ГОСТ 10616-2015. Описаны методы выбора ventильторов по их безразмерным типовым характеристикам [12]. Требования к ventильторам постоянно меняются в связи с появлением новых технологий. Иногда на практике заявленные в технической документации аэродинамические параметры не коррелируются с реальными. Это в полной мере относится и к ventильторным опрыскивателям.

Цель исследования – обосновать конструктивно-технологические параметры модуля мультиventильторного опрыскивателя.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ. При проведении исследования опирались на основные уравнения сохранения энергии и массы в прикладной газовой динамике: уравнение Бернулли, уравнение неразрывности потока. Использовали методику оценки распределения давлений в воздуховоде ventильторов и аналитические выражения расчета газовой струи [13, 14]. Руководствовались стандартами для установления универсальных параметров и размеров ventильторов и распылителей жидкости: ГОСТ 10616-2015. Ventиль-

торы радиальные и осевые. Размеры и параметры. (ISO 13351: 2009, NEQ). ГОСТ 31961-2012. Вентиляторы промышленные. Показатели эффективности. ISO 10625: 2018. Оборудование для защиты растений. Распыливающие наконечники. Цветная маркировка для идентификации.

Результаты и обсуждение. При обработке садовых насаждений вентиляторными опрыскивателями необходимо, чтобы около 65% объема рабочей жидкости инсектицида или фунгицида попадало на верхнюю половину кроны дерева, где находится больше листьев и плодов, а 35% – на нижнюю. Дифференциацию распределения потоков рабочей жидкости обеспечивает мультивентиляторный опрыскиватель, у которого в верхнем одном или двух вентиляторах устанавливается две трети всех распылителей, а в нижнем вентиляторе – одна треть от общего количества распылителей, или обеспечивается соотношение расходов за счет различного типоразмера форсунок. Технологическую схему модуля такого опрыскивателя представили на рисунке 1.

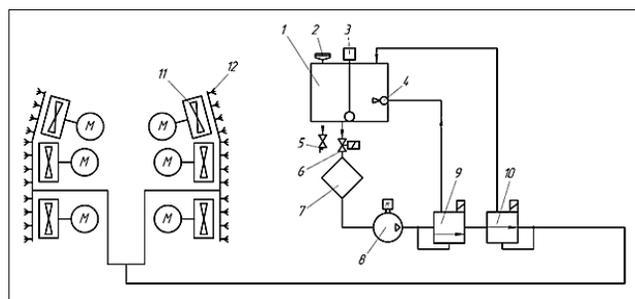


Рис. 1. Схема мультивентиляторного опрыскивателя: 1 – бак; 2 – заливная горловина; 3 – электронный уровнемер; 4 – гидромешалка; 5 – сливной кран; 6 – клапан запорный, нормально закрытый; 7 – фильтр всасывающий; 8 – насос с электроприводом; 9 – переливной электрогидравлический клапан; 10 – пропорциональный редукционный клапан; 11 – осевой вентилятор с электроприводом; 12 – форсунки для распыления рабочей жидкости

Fig. 1. Schematic diagram of a multi-fan sprayer: 1 – tank; 2 – filler neck; 3 – electronic level gauge; 4 – hydraulic mixer; 5 – drain valve; 6 – normally closed shut-off valve; 7 – suction filter; 8 – pump with electric drive; 9 – overflow electro-hydraulic valve; 10 – proportional pressure reducing valve; 11 – axial fan with electric drive; 12 – nozzles for spraying the working fluid

Общий массовый расход воздуха, прошедший через входное и выходное сечения вентилятора в единицу времени, определяет его производительность. Мощность, переданная вентилятором потоку воздуха соответствует мощности, необходимой для течения направленного потока воздуха при выходе из вентилятора. Для расчета вентилятора нужно прежде всего знать требуемый расход воздуха и величину полного давления.

Полное давление P_v , создаваемое вентилятором,

определяется как разность полных давлений непосредственно за вентилятором и перед ним и проявляется в виде статического P_s и динамического P_D давления.

Вентилятор модуля опрыскивателя работает без сети, без диффузора и без воздухопроводов. При работе вентилятора 1 воздух будет поступать во входное всасывающее отверстие входного направляющего аппарата 2, а выходить из выходного нагнетательного отверстия выходного направляющего аппарата 4 корпуса 3 (рис. 2). Вентилятор забирает воздух из окружающей среды при постоянном статическом давлении, равном барометрическому давлению (свободный вход). Из вентилятора поток воздуха поступает в окружающую среду со статическим давлением, равным барометрическому (свободный выход). Приняли, что вентилятор не имеет отводов и поворотов, конструк-

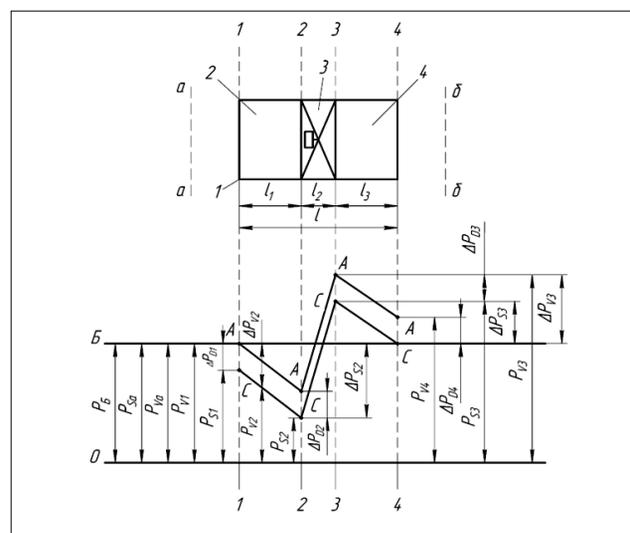


Рис. 2. Схема осевого вентилятора и энторы распределения давлений: 1 – корпус; 2 – входной направляющий аппарат; 3 – рабочее колесо; 4 – выходной направляющий аппарат; 1-1 – входное сечение; 2-2, 3-3 – сечения рабочего колеса; 4-4 – выходное сечение вентилятора; 0-0 – линия абсолютного вакуума; Б-Б – линия барометрического (атмосферного) давления; А-А – линия полного давления; С-С – линия статического давления; l – общая длина вентиляционного устройства; l1 – длина всасывания; l2 – длина нагнетания; P_B – барометрическое давление; P_v , P_s , P_D – полное, статическое и динамические давления, отсчитываемые от абсолютного нуля; ΔP_v , ΔP_s , ΔP_D – полное, статическое и динамические давления, отсчитываемые от барометрического давления

Fig. 2. Schematic diagram of an axial fan and pressure distribution curves: 1 – body; 2 – inlet guide vane; 3 – impeller; 4 – outlet guide vane; 1-1 – inlet section; 2-2, 3-3 – impeller sections; 4-4 – outlet section of the fan; 0-0 – absolute vacuum line; B-B – barometric (atmospheric) pressure line; A-A – total pressure line; C-C – static pressure line; l – total length of the ventilation device; l1 – suction length; l2 – injection length; P_B – barometric pressure; P_v , P_s , P_D – total, static and dynamic pressures measured from absolute zero; ΔP_v , ΔP_s , ΔP_D – total, static and dynamic pressures measured from barometric pressure

тивное выполнение входного и выходного отверстий исключает образование вихрей, а всасывающие и нагнетательные части имеют постоянный диаметр.

Для построения эпюр распределения давления в вентиляционном устройстве, снабженном входным и выходным направляющими аппаратами, применили методику оценки распределения давлений в воздухе с вентилятором [13].

Для определения распределения давления до вентилятора, в вентиляторе и после него построили эпюры давлений (рис. 2). Давление, которое создает движение лопастей вентилятора, невелико, и сжимаемостью воздушного потока можно пренебречь. Воздух будет поступать во входное отверстие вентилятора, когда в сечении 1-1 установится статическое давление P_S меньше барометрического P_B .

Разность давлений $P_S - P_B$ будет создавать поток воздуха со скоростью c_B . Скорость сва в сечении *a-a* равна нулю, поскольку забор воздуха в сечении *l-l* происходит из окружающей среды (сечение *a-a*) при атмосферном давлении, при этом сечение *a-a* находится на достаточно большом расстоянии от сечения *l-l*. Давления, превышающие атмосферные, откладывали вверх от линии Б-Б барометрического давления, а давления, меньше атмосферного (разрежения), вниз. Отрицательными могут быть полные и статические давления. Динамические давления всегда положительны.

Составили уравнение Бернулли для сечений *a-a* и *l-l*:

$$P_{Sa} + \rho \cdot (c_{Ba})^2/2 = P_{Sl} + \rho \cdot (c_{Bl})^2/2, \quad (1)$$

где P_{Sa} , P_{Sl} – статическое давление в сечениях *a-a* и *l-l*, Па;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

c_{Ba} , c_{Bl} – скорость потока в сечениях *a-a* и *l-l*, м/с.

Полное давление P_{Vl} в сечении *l-l* равно статическому давлению P_{Sa} в сечении *a-a* и барометрическому P_B .

Статическое давление P_{Sl} в сечении *l-l* определяется как разность между полным давлением P_{Vl} и динамическим P_{Dl} , что равно разности между барометрическим P_B и динамическим давлением P_{Dl} .

При определении давлений в сечении *l-l* от линии Б-Б барометрического давления получили:

$$-AP_{S1} = AP_{D1}; AP_{V1} = -AP_{S1} + AP_{D1} = 0.$$

Уравнение Бернулли для сечений *l-l* и *2-2*, между которыми происходит всасывание воздуха в вентиляторе, приобрело следующий вид:

$$P_{S1} + P_{D1} = P_{S2} + P_{D2} + AP_{1-2} + AP_{y1}, \quad (2)$$

где AP_{1-2} – потери давления на трение воздуха о внутреннюю кольцевую стенку вентилятора на участке между сечениями *l-l* и *2-2*, Па;

AP_{y1} – потери давления на удар при входе воздушного потока в вентилятор, Па.

Потери давления на удар при входе воздуха во входной направляющий аппарат вентилятора и на внезапное расширение потока при выходе воздуха из

вентилятора характеризуют местные сопротивления.

С учетом $-AP_{S1} = AP_{D1}$ получили следующее равенство:

$$-AP_{S2} + AP_{D2} = AP_{V2} = -AP_{1-2} - AP_{y1}. \quad (3)$$

Полное давление во всасывающем участке корпуса вентилятора равно по абсолютному значению потерям давления от входа в вентилятор до рассматриваемого сечения.

Составили уравнение Бернулли для сечений *4-4* и *б-б*:

$$P_{S4} + P_{D4} = P_{S6} + P_{D6} + P_{y4-6}, \quad (4)$$

где P_{y4-6} – потери давления на расширение потока при выходе воздуха из выходного отверстия, Па.

Потери давления P_{y4-6} рассчитываются исходя из половины квадрата скорости потока c_{B4} в сечении *4-4* с учетом плотности ρ .

При отсчете давлений от линии барометрического давления получили:

$$-AP_{S4} + AP_{D4} = AP_{S6} + AP_{D6} + \rho(c_{B4})^2/2. \quad (5)$$

Статическое AP_{S6} и динамическое AP_{D6} давление в сечении *б-б* равны нулю.

Динамическое давление в сечении *4-4*: $AP_{D4} = \rho(c_{B4})^2/2$. Статическое давление: $AP_{S4} = 0$.

Для сечений *3-3* и *4-4* уравнение Бернулли имеет вид:

$$P_{S3} + P_{D3} = P_{S4} + P_{D4} + AP_{3-4}, \quad (6)$$

где AP_{3-4} – потери давления на участке *3-4*, Па.

С учетом того, что $AP_{S4} = 0$, при отсчете от линии барометрического давления имеем:

$$AP_{S3} = AP_{D4} - AP_{D3} + AP_{3-4}. \quad (7)$$

В рассматриваемом вентиляторе площади сечений $S_{3,3}$ и $S_{4,4}$ выходного направляющего аппарата равны. В соответствии с уравнением неразрывности потока равны и скорости потоков c_{B3} и c_{B4} в этих сечениях *3-3* и *4-4* и, как следствие, равны динамические напоры $AP_{D4} = AP_{D3}$. Статическое давление AP_{S3} равно потерям давления в направляющем аппарате: $AP_{S34} = AP_{3-4}$. Полное давление AP_{V3} будет равно сумме потерь на участке выходного направляющего аппарата и потерь давления на удар при выходе потока воздуха из него.

Динамическое давление потока при выходе из вентилятора рассчитывается по величине объемной производительности Q_B , средней плотности воздуха ρ на выходе и площади нагнетательного отверстия F_B вентилятора по формуле:

$$P_D = 0,5\rho \cdot (Q_B/F_B) = 0,5\rho \cdot (c_B)^2. \quad (8)$$

Отношение Q_B/F_B определяет скорость потока c_B . Расчет мощности на валу рабочего колеса вентилятора произвели по формуле:

$$N_B = (Q_B \cdot P_V) / (3600\eta_B \cdot \eta_{лн}), \quad (9)$$



где N_B – мощность на валу рабочего колеса вентилятора, кВт;

Q_B – производительность вентилятора, м³/с;

η_B – значение КПД вентилятора;

$\eta_{п}$ – значение КПД подшипников.

Значение КПД осевого вентилятора определяется по аэродинамической характеристике, или можно принимать для осевого вентилятора $\eta_B = 0,3-0,6$; КПД подшипников принимается равным 0,95-0,98.

Установочная мощность двигателя вентилятора N_y (кВт) определяется с учетом коэффициента установочной мощности $k_s = 1,2$; для двигателей меньше 0,5 кВт – $N_y = N_B k_s$.

Расход воздуха, необходимого для покрытия воздушно-жидкостной смесью обрабатываемого дерева, определяется при прочих равных условиях исходя из объема его кроны:

$$Q_{вк} = (0,278 v/b) V_k \tag{10}$$

где $Q_{вк}$ – расход воздуха для покрытия кроны одного дерева, м³/с;

v – рабочая скорость движения опрыскивателя, км/ч;

b – расстояние между деревьями, м;

V_k – объем кроны обрабатываемого дерева, м³.

Объем кроны V_k обрабатываемого дерева в первом приближении принимается равным объему цилиндра с диаметром, равным ширине кроны, и высотой, равной высоте кроны.

В результате обобщения множества групп крон деревьев получили средние значения параметров крон садовых деревьев и средние расстояния положения деревьев в рядах (таблица).

Из таблицы следует, что наибольший объем крон как единичного дерева, так и на гектар сада наблюдается у деревьев первой группы, наибольший коэффициент рациональности (отношение продуктивного объ-

ема к общему объему кроны) имеет место у второй и третьей групп плодовых деревьев и кустарников.

Расход воздуха, проходящего через один вентилятор $Q_{в1}$ (м³/с) при известном количестве задействованных вентиляторов n_B при обработке одного дерева будет равен отношению $Q_{вк}/n_B$.

Расход рабочей жидкости пестицида зависит от установленной нормы расхода H рабочей жидкости, рабочей скорости движения опрыскивателя v , ширины ряда b , количества используемых форсунок n , устанавливаемых на вентиляторе: $q = H_{вн}$. Расход жидкости через один форсунку $q_{ф}$ (м³/с) определили по формуле гидродинамики, включающей конструктивно-технологические параметры распылителя, площадь выходного сечения сопла форсунки F_p (м²), коэффициент расхода μ , перепад давления перед форсункой ΔP (Па), плотность рабочей жидкости $\rho_{ж}$ (кг/м³):

$$q_{ф} = \mu F_p \sqrt{(2\Delta P/\rho_{ж})} \tag{11}$$

При опрыскивании в садовых насаждениях необходимый объем рабочей жидкости составляет от 300 до 1500 л/га. Рабочая скорость движения опрыскивателя при обработке садовых насаждений – 2,5-10 км/ч. Перепад давления на форсунках составляет 0,6-1,0 МПа. Форсунки выбирали в соответствии со стандартом ISO 10625: 2018. Воздушный поток обеспечивает требуемую скорость капель рабочей жидкости, диспергируемых форсунками. После обработки на листовой поверхности должно быть не менее 30 шт/см² капель действующего вещества. Допустимое отклонение от требуемой нормы внесения не более 5% для опрыскивания в саду.

Динамическое давление потока при выходе из вентилятора $P_{дв}$ (Па) рассчитывали по величине квадрата скорости c_B (м/с), средней плотности воздуха ρ (кг/м³). Вентилятор работает без воздухопроводов и диффузора, поэтому полное давление будет равно динамическому: $P_{вв} = P_{дв}$. Статическое давление $P_{св} = 0$.

Поток воздуха, выходящий из вентилятора, представляет собой свободную затопленную струю. Вследствие турбулентного перемешивания движущихся частиц воздуха с окружающим ее стационарным воздухом струя расширяется с уменьшением ее скорости, при этом в процессе турбулентного обмена происходит дополнительный захват массы воздуха струей с увеличением ее расхода. Характерной особенностью турбулентной струи служит малость поперечных составляющих скорости по сравнению с продольной скоростью, поэтому в инженерных приложениях теории струи ими можно пренебречь [15].

Для расчета струи наибольшее распространение получила теория Г.Н. Абрамовича, который вывел формулы расчета струи на основе константы a , названной коэффициентом турбулентной структуры струи.

Коэффициент турбулентной структуры a пред-

Таблица 1		Table 1						
СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ КРОН САДОВЫХ ДЕРЕВЬЕВ								
MEAN VALUES OF CROWN PARAMETERS FOR GARDEN TREES								
Группа крон деревьев Tree crown group	Ширина кроны, м Crown width, m	Высота кроны, м Crown height, m	Объем кроны, м ³ Single crown volume, m ³	Объем крон, м ³ /га Total crown volume, m ³ /ha	Коэффициент рациональности Rational coefficient	Расстояние между кронами соседних деревьев, м Distance between adjacent tree crowns, m	Расстояние между рядами деревьев, м Distance between rows of trees, m	Расстояние между деревьями, м Distance between trees, m
1	4,00	3,5	43,96	18388,25	0,64	2,5	6,50	6,50
2	1,63	3,1	25,87	10784,50	0,92	2,5	4,13	4,89
3	1,67	2,7	23,73	9174,44	0,94	2,0	3,67	3,67

ставляет собой общепринятый показатель динамических свойств струи, который характеризует степень турбулентности струи. Для затопленных быстрорасширяющихся струй коэффициент a равен 0,07-0,27. Чем больше коэффициент турбулентной структуры a , тем выше интенсивность перемешивания и больше угол одностороннего расширения струи α .

Коэффициент a связан с углом раскрытия струи α соотношением: $3,4a = \tan \alpha$.

Значение коэффициента турбулентной структуры струи a зависит от характеристик потока в начальном сечении струи, которые в свою очередь определяются конфигурацией насадки. В соответствии с [14] основные параметры затопленной турбулентной круглой струи характеризуются полюсным расстоянием $x_0 = 0,15d_0$ (расстояние от полюса до выходного отверстия d_0), длиной начального участка круглой струи $x_n = 0,335d_0/a$, осевой скоростью u в основном участке на расстоянии x от полюса круглой струи $u = (0,48d_0 u_0)/(a_x + 0,145d_0)$, расстоянием x с учетом b_d – расстояния между деревьями в саду и b_m – ширины машины $x = (b_d - b_m)/2$.

Расход воздуха Q_x в основном участке струи на расстоянии x от полюса струи определяли исходя из расхода воздуха Q_b в начальном сечении при выходе из вентилятора $Q_x = 4,36Q_b[(ax/d_0)+0,145]$ при известных параметрах a , x , d_0 . От этих же параметров зависят диаметр круглой струи D_c в основном участке на расстоянии x от полюса: $D_c = 6,8d_0[(ax/d_0)+0,145]$ и средняя скорость u_{cp} в основном участке струи: $u_{cp} = 0,95 u_0[(ax/d_0)+0,145]$.

Определение основных параметров модуля мультивентиляторного опрыскивателя проводили для конкретных условий: размер кроны $r = 2,0$ м, $h = 3,5$ м; ширина ряда $b = 6,5$ м; расстояние между деревьями $6,5$ м; норма расхода рабочей жидкости $H = 300$ л/га; рабочая скорость движения модуля опрыскивателя $v = 6$ км/ч; количество вентиляторов $n_b = 6$; площадь выходного отверстия одного вентилятора $F = 1,05 \cdot 10^{-1} \text{ м}^2$;

плотность воздуха $\rho = \rho_a = 1,2 \text{ кг/м}^3$; коэффициент турбулентной структуры $a = 0,08$; угол раскрытия струи $2\alpha = 30^\circ 30'$; количество форсунок 14.

В результате получили следующие параметры: объем кроны $V_d = 43,96 \text{ м}^3$; расход воздуха для покрытия заданного объема кроны $Q_{bk} = 11,28 \text{ м}^3/\text{с}$; расход воздуха одним вентилятором $Q_{bl} = 1,88 \text{ м}^3/\text{с}$; скорость потока воздуха при выходе из вентилятора $c_b = 17,9 \text{ м/с}$; полное давление, развиваемое вентилятором $P_{vb} = P_{Dvb} = 192,25 \text{ Па}$; мощность, необходимая для привода одного вентилятора, $N_b = 0,170 \text{ кВт}$; установочная мощность двигателя вентилятора $N_y = 0,204 \text{ кВт}$; полюсное расстояние $x_0 = 0,055 \text{ м}$; длина начального участка струи $x_n = 1,53 \text{ м}$; осевая скорость $u = 13,6 \text{ м/с}$, расход воздуха $Q_x = 12,84 \text{ м}^3/\text{с}$, диаметр круглой струи $D_c = 1,58 \text{ м}$ и средняя скорость в основном участке струи $u_{cp} = 1,14 \text{ м/с}$; количество распылителей $n_p = 14$, расход рабочей жидкости через один распылитель $q_p = 1,39 \text{ л/мин}$.

Выводы. Обосновали технологическую схему мультивентиляторного опрыскивателя. Получили расчетные уравнения, устанавливающие характер распределения статического, динамического и полного давления в различных сечениях вентилятора опрыскивателя. Представили алгоритм расчета параметров модуля опрыскивателя. Установили для конкретных условий численные значения расходов воздуха одним вентилятором и для покрытия заданного объема кроны; скорость потока воздуха при выходе из вентилятора; полное давление, развиваемое вентилятором; мощность, необходимую для привода одного вентилятора и установочную мощность двигателя вентилятора. Рассчитали основные параметры струи воздуха, выходящего из вентилятора: длину начального участка струи; осевую скорость; расход воздуха за начальным участком; диаметр круглой струи и среднюю скорость в основном участке. Определили общее количество форсунок и расход рабочей жидкости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Куликов И.М., Утков Ю.А., Бычков В.В. Техническое оснащение современного промышленного садоводства и перспективы его совершенствования // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2010. Т. 4. №5. С. 3-8.
- Полухин А.А. Импортзамещение на рынке сельскохозяйственной техники России // *Современная конкуренция*. 2015. Т. 9. №6(54). С.129-141.
- Li S., Chen C., Wang Y., Kang F., Li W. Study on the atomization characteristics of flat fan nozzles for pesticide application at low pressures. *Agriculture*. 2021. Vol. 11. 309.
- Hu Y., Chen Y., Wei W., Hu Z., Li P. Optimization design of spray cooling fan based on cfd simulation and field experiment for horticultural crops. *Agriculture*. 2021. Vol. 11. 566.
- Gullberg P., Löfdahl L. Fan modelling in CFD using RANS with MRF, limitations and consistency, a comparison between fans of different design. In *Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition (VTMS10)*. Woodhead Publishing: Cambridge, UK. 2011.423-433.
- Negi P., Subhash M. Method to control flow separation over wind turbine blade: A CFD study. *Mater. Today Proc.* 2021.
- Sureshkumar R., Kale S.R., Dhar P.L. Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air–II. Simulations. *Appl. Therm. Eng.* 2008. Vol. 28. 361-371.
- Sureshkumar R., Kale S.R., Dhar P.L. Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air–I. Experimental data. *Appl. Therm. Eng.* 2008. Vol. 28. 349-360.
- Zhang W., Yuan J., Zhou B., Li H., Yuan Y. The influence of axial-flow fan trailing edge structure on internal flow. *Adv. Mech. Eng.* 2018. Vol. 10(11). 168781401881174.
- Sethi V.P., Sharma S.K. Survey of cooling technologies for

worldwide agricultural greenhouse applications. *Sol. Energy*. 2007. Vol. 81. 1447-1459.

11. Saberian A., Sajadiye S.M. Assessing the variable performance of fan-and-pad cooling in a subtropical desert greenhouse. *Appl. Therm. Eng.* 2020. Vol. 179. 115672.

12. Брусилловский И.В. Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. М.: Недра. 1978. 198 с.

13. Вахвахов Г.Г. Работа вентилятора в сети. М.: Стройиздат. 1975. 101 с.

14. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. М.: Наука. 1976. 623 с.

15. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Изд. 4-е. М.: Наука. 1976. 888 с.

REFERENCES

1. Kulikov I.M., Utkov Yu.A., Bychkov V.V. Tekhnicheskoe osnashchenie sovremennoy promyshlennogo sadovodstva i perspektivy ego sovershenstvovaniya [Technical equipment of modern industrial horticulture and prospects for its improvement]. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii*. 2010. Vol. 4. N5. 3-8 (In Russian).

2. Polukhin A.A. Importozameshchenie na rynke sel'skokhozyaystvennoy tekhniki Rossii [Import substitution in the agricultural machinery market of Russia]. *Sovremennaya konkurentsia*. 2015. Vol. 9. N6(54). 129-141 (In Russian).

3. Li S., Chen C., Wang Y., Kang F., Li W. Study on the atomization characteristics of flat fan nozzles for pesticide application at low pressures. *Agriculture*. 2021. Vol. 11. 309 (In English).

4. Hu Y., Chen Y., Wei W., Hu Z., Li P. Optimization design of spray cooling fan based on cfd simulation and field experiment for horticultural crops. *Agriculture*. 2021. Vol. 11. 566 (In English).

5. Gullberg P., Löfdahl L. Fan modelling in CFD using RANS with MRF, limitations and consistency, a comparison between fans of different design. In Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition (VTMS10). Woodhead Publishing: Cambridge, UK. 2011.423-433 (In English).

6. Negi P., Subhash M. Method to control flow separation over wind turbine blade: A CFD study. *Mater. Today Proc.* 2021 (In English).

7. Sureshkumar R., Kale S.R., Dhar P.L. Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air–II. Simulations. *Appl. Therm. Eng.* 2008. Vol. 28. 361-371 (In English).

8. Sureshkumar R., Kale S.R., Dhar P.L. Heat and mass transfer processes between a water spray and ambient air–I. Experimental data. *Appl. Therm. Eng.* 2008. Vol. 28. 349-360 (In English).

9. Zhang W., Yuan J., Zhou B., Li H., Yuan Y. The influence of axial-flow fan trailing edge structure on internal flow. *Adv. Mech. Eng.* 2018. Vol. 10(11). 168781401881174 (In English).

10. Sethi V.P., Sharma S.K. Survey of cooling technologies for worldwide agricultural greenhouse applications. *Sol. Energy*. 2007. Vol. 81. 1447-1459 (In English).

11. Saberian A., Sajadiye S.M. Assessing the variable performance of fan-and-pad cooling in a subtropical desert greenhouse. *Appl. Therm. Eng.* 2020. Vol. 179. 115672 (In English).

12. Brusilovskiy I.V. Aerodinamicheskie skhemy i kharakteristiki osevykh ventilyatorov TSAGI [Aerodynamic configurations and performance characteristics of TsAGI axial fans]. М.: Nedra. 1978. 198 (In Russian).

13. Vakhvakhov G.G. Rabota ventilyatora v seti [Fan operation in the network]. Moscow: Stroyizdat. 1975. 101 (In Russian).

14. Abramovich G.N. Teoriya turbulentnykh struy [Theory of turbulent jets]. Moscow: Nauka. 1976. 623 (In Russian).

15. Abramovich G.N. Prikladnaya gazovaya dinamika [Applied gas dynamics]. Izd. 4-e. Moscow: Nauka. 1976. 888 (In Russian).

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Заявленный вклад соавторов:

Марченко Л.А. – разработка алгоритма аналитического расчета, обсуждение и анализ полученных результатов; подготовка текста статьи, формулирование выводов.

Смирнов И.Г. – научное руководство исследованием, постановка задачи исследования, определение конфигурации алгоритма, разработка теоретических предпосылок, анализ полученных результатов, формулирование выводов.

Спиридонов А.Ю – анализ априорной информации, подготовка исходных данных, выбор и обоснование основных исследуемых параметров, проведение расчетов, обсуждение и анализ полученных результатов. подготовка текста статьи.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Coauthors' contribution:

Marchenko L.A. – development of an algorithm for analytical calculations, discussion, and analysis of the results; manuscript preparation, formulation of conclusions.

Smirnov I.G. – research supervision, formulation of the research problem, determination of the algorithm configuration, development of theoretical assumptions, analysis of the results, formulation of conclusions.

Spiridonov A.Yu – analysis of prior information, preparation of initial data, selection and justification of the main parameters under study, calculations, discussion, and analysis of the results; manuscript preparation.

The authors read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию
Статья принята к публикации

The paper was submitted to the Editorial Office on
The paper was accepted for publication on

04.06.2023
28.07.2023