

Нуржан Мурат

МӨМӨ БАКТАРЫНЫН ФЕНОФАЗАЛЫК БАШКАРУУЧУ ЖАНА ЖЫЛЫТЫП САКТООЧУ ШАКЕК ТҮРҮНДӨГҮ ЭНЕРГИЯ БӨЛГҮЧТҮН ТЕОРИЯСЫ

Нуржан Мурат

ТЕОРИЯ КОЛЬЦЕВОГО ЭНЕРГОРАЗДЕЛИТЕЛЯ ДЛЯ ТЕПЛОВОЙ ЗАЩИТЫ И УПРАВЛЕНИЯ ФЕНОФАЗАМИ ПЛОДОВЫХ ДЕРЕВЬЕВ

Nurzhan Murat

THEORY RING ENERGORAZDELITELYA FOR THERMAL PROTECTION AND MANAGEMENT OF FRUIT TREES PHENOPHASES

УДК: 536.423.1; 631.344 (088.8)

Мөмө бактарын жылытып сактоочу жана фенофазаларын башкаруучу шакек түрүндөгү энергия бөлгүчтүн математикалык жана физикалык моделдери түзүлүп, таасирдүү басымды, жылуулук талаасын жана муздаткычтын чыгымын аныктоочу тажрыйбалар жүргүзүлдү.

Негизги сөздөр: гидродинамикалык мүнөздөмөлөр, таасирдүү басым, шакек түрүндөгү энергия бөлгүч, муздатуучу суюктук, салыштырмалуу жылуулук агымы.

Создана математическая и физическая модель кольцевого энерго-разделителя для тепловой защиты и управления фенофазами плодовых деревьев и проведён эксперимент по определению действующего напора, температурного поля и расхода охладителя. Установлен оптимальный расход жидкости и вид пористой структуры.

Ключевые слова: гидродинамические характеристики, действующий напор, кольцевой энергоразделитель, охлаждающая жидкость, удельный тепловой поток.

The mathematical and physical model of a ring of energy-separator for thermal protection and control denofazami fruit trees and conducted an experiment to determine the effect of pressure, temperature field and the coolant flow rate. The optimum flow rate and fluid type of porous structure.

Key words: hydrodynamic characteristics, operating pressure, the ring energorazdelitel, coolant, heat flux.

Для расчёта гидродинамических характеристик капиллярно-пористого энергоразделителя должны быть определены величина действующего напора жидкости в системе и коэффициент проницаемости фитиля.

В работе [1] описаны процессы гидродинамики и теплообмена в подобных системах. Для элемента фитиля получено дифференциальное уравнение переноса импульса в виде:

$$\frac{1}{Q_{ж}} \frac{d}{dy} [G_{ж}^2(y)] = Q_{ж} q + 2\delta \left[\frac{1}{R(y)} \right] - \frac{\varepsilon \mu_{ж} G_{ж}(y)}{K_y g_{ж}}. \quad (1)$$

Зависимость удельного массового потока от координаты Y имеет вид:

$$G_{ж}(y) = \left(\frac{q L h}{r \varepsilon F_{\phi}} \right) \left[\beta + \left(1 - \frac{y-h}{h} \right) \right], \quad (2)$$

Интегрируя (1) в пределах $h \geq y \geq 0$ с учётом (2) получим общее интегральное уравнение энергии:

$$\frac{1}{Q_{ж}} \int_h^0 d \left\{ \left(\frac{q L h}{r \varepsilon F_{\phi}} \right)^2 \left[\beta + \left(1 - \frac{y-h}{h} \right) \right] \right\}^2 = \int_h^0 Q_{ж} q dy + 2G \int_{R_h}^{R_0} d \left[\frac{1}{R(y)} \right] - \int_h^0 \frac{\varepsilon \mu_{ж} q L h}{K_y Q_{ж} r \varepsilon F_{\phi}} \left[\beta + \left(1 - \frac{y-h}{h} \right) \right] dy. \quad (3)$$

Поскольку силы тяжести действуют при движении жидкости в фитиле и вне его, величина первого члена правой части уравнения (3) изменяется в пределах $H \geq y \geq 0$ ($H \geq L$), а также коэффициент β не зависит от y.

После интегрирования уравнения (3) видим, что первый член, учитывающий вклад инерционных сил в баланс давления, в сравнении с членами правой части уравнения значительно меньше и его можно опустить. Тогда получим:

$$\Delta P_{\Sigma + \text{капил}} = \frac{q h \mu_{ж} F (\beta + 1.5)}{K_y r q_{ж} F_{\phi}}. \quad (4)$$

где $\Delta P_{\Sigma + \text{капил}} = q_{ж} q H + 2\sigma \left(\frac{1}{R_t} - \frac{1}{R_h} \right)$ – действующий напор (гидростатический и капиллярный).

Уравнение (4) получено без учёта локальных ограничений по тепловому потоку, при котором исключается контакт жидкой плёнки с обогреваемой стенкой из-за сильного её перегрева за время роста парового пузыря.

Условный коэффициент проницаемости рассчитывался по формуле:

$$K_y = \frac{\mu_{ж} m_{ж} h}{g_{ж} \Delta P F_{\phi}}. \quad (5)$$

В результате обобщения опытных данных, полученных на установке (рис. 1) получена эмпирическая зависимость:

$$K_y = 5,504 \cdot 10^{-7} \left(\frac{h}{d_1} \right)^{-1.29} \quad (6)$$

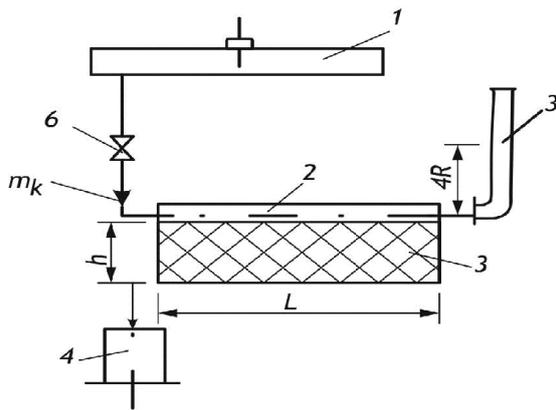


Рис. 1. Установка для определения условного коэффициента Q проницаемости: 1 - бак постоянного уровня; 2 - питающая артерия; 3 - фитиль; 4 - мерный сосуд; 5 - трубка для измерения перепада давления; 6 - игольчатый вентиль; m_k - расход жидкости; L , h - длина и высота поверхности.

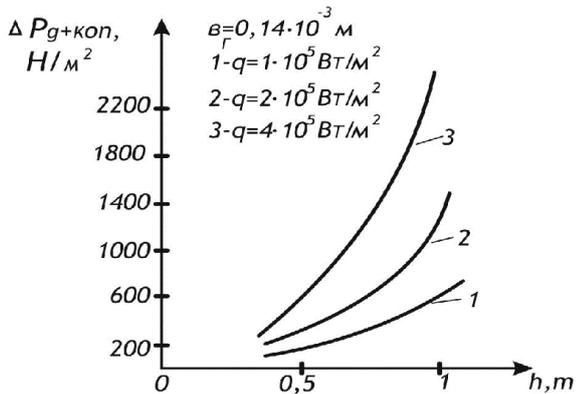


Рис. 2. Зависимость действующего напора $\Delta P_g + \text{кап.}$ от высоты обогреваемой поверхности энергоразделителя 1.

Экспериментально нами показано, что учёт только гидродинамических возможностей теплопереноса при выводе формулы (4) при подаче в систему

некоторого избытка жидкости правомерен. Тогда в системе удаётся отвести в два и более раза большие удельные тепловые потоки, чем в тепловых трубах. Это обусловлено тем, что в рассматриваемой капиллярно-пористой системе охлаждения величина ΔP_{g+cap} обеспечивает подачу расхода жидкости в размере $G_{ж} > G_{н.}$. Подача повышенного расхода жидкости, в отличие от тепловых труб, не ограничена предельной величиной капиллярного давления, что и позволяет исключить гидродинамический кризис по переносу жидкости в системе энергоразделения. Таким образом, по известной величине тепловой нагрузки, структуры и геометрии фитиля рассчитывается величина действующего напора в капиллярно-пористом энергоразделителе.

Обсуждение результатов исследования и их анализ

Поскольку исследуемое капиллярно-пористое устройство предназначено для охлаждения и нагрева почвы, то для увеличения отводимых тепловых потоков рассматривается система, где наряду с капиллярными силами, как это имеет место в тепловых трубах, действуют массовые силы, с помощью которых можно создать необходимый избыток жидкости в поперечном сечении капиллярно-пористой структуры.

Рассмотрим влияние массовых сил и повышенного расхода жидкости на теплообмен. Охлаждение кольцевой вертикальной поверхности нагрева, выполненной из нержавеющей стали, осуществлялось от минимально возможного расхода жидкости G_{min} , при котором устанавливается минимальная температура стенки, до расхода жидкости, составляющего около $7,5 G_{min}$

Результаты проведенных опытов представлены на рисунке 3.

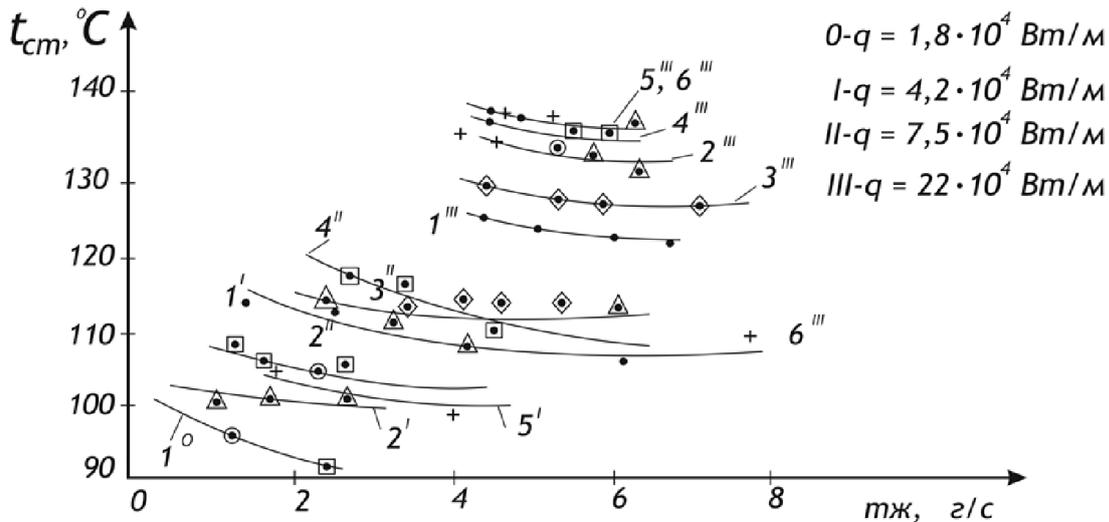


Рис. 3. Зависимость внешней температуры стенки энергоразделителя от расхода охлаждающей жидкости: для $P=0,1$ мпа; $mж = (1...7,5)$ г/с; сетка и стенка выполнены из нержавеющей стали: 1- сетка 0,14; 2- структура 3 · 0,14; 3 - сетка 0,28; 4- структура 3 · 0,28; 5- + структура 0,08 · 0,14 · 0,14; 6 - структура 0,08 · 0,28 · 0,28.

Для значений расходов жидкости, равных (1,5-2,5) $G_{мин}$.

Наблюдается незначительное уменьшение среднего коэффициента теплоотдачи почти для всех капиллярно-пористых структур и удельных тепловых потоков.

При дальнейшем увеличении расхода охлаждающей жидкости от 2,5 до 7 $G_{мин}$ замечен медленный рост коэффициента теплоотдачи.

Это, по-видимому, связано с тем, что при увеличенном расходе жидкости степень разрушения пограничного слоя начинает превалировать над толщиной пленки жидкости, что существенно при развитом процессе кипения.

Для удобства проведения эксперимента проводилось моделирование процессов теплообмена в кольцевом электроразделителе. В качестве теплоносителя изучалась вода, а тепловой поток подводился с помощью электрического тока. Поэтому уровень тепловых потоков для сравнительной оценки доводился до величин, имеющих место в тепловых трубах и тонкопленочных испарителях.

И так, в исследуемой капиллярно-пористой системе охлаждения, благодаря сетчатой структуре, обеспечивается устойчивый и надежный теплосъем при минимальных расходах охлаждающей жидкости.

Анализируя работу тонкопленочных аппаратов, в которых охлаждение поверхности осуществляется путем свободно стекающей пленки жидкости, а поверхность не содержит капиллярно-пористых покрытий, можно заключить, что нормальная работа таких систем возможна при высоких плотностях орошения, в десять и более раз выше, чем капиллярно-пористых системах.

Для отвода удельных тепловых потоков, составляющих величину порядка $2 \cdot 10^5$ Вт/м², увели-

чение расхода жидкости в тонкопленочных системах более чем в сто раз, не позволяет создать гидравлически устойчивую пленку жидкости. Даже при таких высоких плотностях орошения наблюдается разрыв жидкостной пленки, распадение ее на отдельные струйки, происходит локальное оголение теплонагруженной поверхности нагрева, что может привести к прекращению работы охлаждаемого элемента конструкции.

В тепловых трубах для охлаждения поверхности достаточно подавать жидкости в размере

$$G = q/\gamma ; \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}; \quad (7)$$

где q - удельный тепловой поток, Вт/м²; γ - удельная теплота парообразования Дж/кг.

Подвод жидкости в размере, определяемом формулой (7), обеспечивается капиллярными силами, действующими в фитиле. Производительность фитиля зависит от его структурных и гидродинамических свойств и определяется величиной подведенной мощности и испарительному участку трубы.

В исследуемой капиллярно-пористой системе охлаждения для форсировки процесса теплообмена и создания дополнительной массовой силы следует поддерживать расход жидкости, равный

$$G_{мин} = (1,5 \pm 2) \cdot \text{г/г}; \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}. \quad (8)$$

Дальнейшее увеличение расхода жидкости не целесообразно, так как приводит к увеличению затрат энергии на перекачку жидкости без заметного увеличения коэффициента теплоотдачи.

Увеличение расхода охлаждающей жидкости в пределах $mж=(0,5 \div 8)$ г/с снижает среднюю температуру стенки. В интервале изменения удельного теп-

лового потока $q=(4\pm 22)\cdot 10^4$ Вт/м² средняя температура изменилась от 100^oС до 140^oС, причем при заданном q минимальное значение $t_{см}^*$, соответствует структуре наименьшей толщины.

Таким образом, незначительный избыток жидкости в системе позволяет решить несколько проблем:

а) отводить большие удельные тепловые потоки по сравнению с тепловыми трубами. Это, по видимому, достигается за счет более интенсивной эвакуации паровых пузырьков от зоны нагрева избыточной жидкостью, транспортируемой массовыми силами;

б) в отличие от тонкопленочных испарителей, капиллярно-пористая структура формирует регулярные центры ядрообразования, и поле капиллярных сил обеспечивает устойчивое течение жидкости по порам и капиллярам вблизи обогреваемой поверхности, что создает гидродинамически устойчивый тонкий слой жидкости. При этом расширяется зона отвода удельных тепловых потоков, а расходы охлаждающей жидкости сокращается более, чем на порядок;

в) использовать весьма простые сетчатые структуры незначительной толщины с относительно крупными размерами ячеек, что расширит границы кризисных явлений при кипении жидкости в капиллярно-пористой структуре и предъявит меньшие требования к качеству охлаждающей жидкости. При этом нет опасности, что жидкость не преодолет гидравлического сопротивления структуры, как это имеет место в тепловых трубах.

Способ не требует больших затрат на строительство дорогостоящих траншей, металла для изготовления длинного змеевика, заключенного в цилиндрическую обечайку, охватывающую ствол растения, и обязательно сообщенного с атмосферным воздухом, исключает от подмерзания корневую систему, близко расположенную к поверхности почвы, особенно, в холодные зимы.

Экономический эффект от внедрения предложенного способа тепловой защиты и управления фенофазами плодовых деревьев будет иметь место за счёт увеличения ежегодного урожая с одного дерева на 30% или на 100 кг на яблоню, поскольку даже при благоприятных весенних условиях в зоне рискованного земледелия, цветение и оплодотворение цветков происходит, главным образом, на северной стороне кроны дерева, т.е. полезно используемая площадь кроны для вызревания составляет около 50%.

Экономический эффект на одно плодовое дерево для удовлетворения нужд населения на основе способа составляет:

$\Delta = (n - E_{нк}) = 50 - 0,15 \cdot 10 = 48,5$ долл/дерево, где n - прирост прибыли от реализации новой продукции, $n = n_2 - n_1 = 0,5(300 - 200) = 50$ долл/дерево. Здесь принята минимальная цена 1 кг яблок равная 0,5 долл.

Примем 200 кг-средний урожай яблок на 1 дерево до внедрения изобретения, K - удельные дополнительные капитальные вложения, связанные с повышением урожайности; $K = 10$ долларов/дерево, $E_{н}$ - нормативный коэффициент эффективности, $E_{н} = 0,15$.

Таким образом, экономический эффект при внедрении предложенного изобретения на одно дерево в год составит 48,5 долларов.

Дополнительный экономический эффект будет также иметь место по сравнению с известными техническими решениями за счёт того, что нет необходимости прокладывать дорогостоящие длинные подземные тоннели, затрачивать средства на приобретение и эксплуатацию насосов и сложной системы регулирования с помощью шиберов, на расход большого количества металла змеевиков и обечаек, расположенных вокруг стволов деревьев.

Заключение

Разработан способ тепловой защиты и управления фенофазами плодовых деревьев в зоне рискованного земледелия и реализовано устройство в виде кольцевого энергоразделителя, работающего по принципу тепловой трубы (термосифона) или как вариант-термосваи. За счёт трансформирования теплоты нижних слоёв грунта циркулирующий естественным путём тепло-холодоноситель перераспределяет, стабилизирует и поддерживает температуру в объёме почвы от нуля до минус 1^oС.

Капиллярно-пористое тело способствует эффективной циркуляции теплоносителя за счёт комбинированного действия капиллярных и массовых сил. Создана математическая и физическая модель и проведён эксперимент по определению действующего напора, температурного поля и расхода охладителя. Установлен оптимальный расход жидкости и вид пористой структуры.

Литература:

1. Поляев В.М., Генбач А.А. Теплообмен в пористой системе, работающей при совместном действии капиллярных и гравитационных сил. // Теплоэнергетика, №7. - 1993. - С.55-58.
2. Генбач А.А., Генбач Н.А. Теплотехнические характеристики капиллярно-пористых теплообменников / Алматинский институт энергетике и связи, сб. «Энергетика, телекоммуникации и высшее образование в современных условиях». - 2002. - С. 73-76.
3. Генбач А.А., Генбач Н.А. Исследование капиллярно-пористых систем в тепловых энергоустановках / Вестник Алматинский университет энергетике и связи, №2 (13). - Алматы. - 2011. - С. 57-62.

Рецензент: к.т.н., доцент Касымбеков Р.