

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КАПЕЛЬНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА

В. В. ИВАНОВ

(Представлено профессором доктором Г. И. Фуксом)

Расчетная формула для коэффициента теплоотдачи

При составлении уравнения для коэффициента теплоотдачи при капельной конденсации $\bar{\alpha}$ [] предполагалось, что процесс стационарен, а сами капли неподвижны. Такая постановка задачи позволила выразить $\bar{\alpha}$ через геометрические константы, характеризующие процесс: площадь, занятую каплями, F_k , средний размер капель R_{cp} и угол смачивания β . Полученная формула имеет вид

$$\bar{\alpha} = \frac{F}{F_k} \left[\frac{\lambda f(\beta)}{R_{cp} \sin \beta} + K \right] - K, \quad (1)$$

где F — поверхность конденсации, λ — коэффициент теплопроводности конденсата, $f(\beta)$ — безразмерная функция, зависящая от β , K — коэффициент теплопередачи через стенку к охлаждающей воде.

Использование соотношения (1) в практических приложениях затруднено из-за отсутствия в нем величин, задаваемых при расчетах теплоотдачи: $(t_n - t_{cm})$ — температурного напора между паром и охлаждаемой стенкой или плотности теплового потока $q_k = \bar{\alpha}(t_n - t_{cm})$. Для устранения этой неопределенности целесообразно видоизменить уравнение (1), построив его в виде функции $\bar{\alpha}$ от $(t_n - t_{cm})$. С этой целью рассмотрим вначале рост капель при конденсации.

Уравнение теплового баланса растущей капли можно записать как

$$Q_{pk} = L \gamma \frac{dR}{d\tau}.$$

Здесь Q_{pk} — тепловой поток от пара к капле, L — скрытая теплота парообразования, γ — удельный вес конденсата, $\frac{dR}{d\tau}$ — скорость роста капли.

Величину Q_{pk} выразим с помощью коэффициента теплопередачи через единичную каплю $K_{ед}$ [1]

$$Q_{pk} = K_{ед} (t_n - t_k) = \frac{\lambda f(\beta)}{R \sin \beta} (t_n - t_k),$$

где $(t_n - t_k)$ — разность температур между поверхностью и основанием капли, R — радиус капли.

Тогда

$$\frac{\lambda f(\beta)}{R \sin \beta} (t_n - t_k) = L \gamma \frac{dR}{d\tau}.$$

Разделяем переменные R и τ и интегрируем последнее уравнение в пределах от $R=0$ до $R=R_{\max}$ и от $\tau=0$ до $\tau=\tau_c$, где τ_c — время существования капли на поверхности охлаждения

$$\frac{\lambda f(\beta)}{\sin \beta} (t_n - t_k) = L \gamma \frac{R_{\max}^2}{2 \tau_c}$$

Заменяя R_{\max} через средний размер находящихся на поверхности каплей $R_{\max} = C_1 R_{cp}$, где $C_1 > 1$, будем иметь

$$\frac{\lambda f(\beta)}{R_{cp} \sin \beta} = \frac{L \gamma C_1}{2(t_n - t_k)} \cdot \frac{R_{\max}}{\tau_c} \quad (2)$$

Процесс капельной конденсации во многом аналогичен процессу пузырькового кипения, для которого значение $\frac{D_0}{\tau_c}$, где D_0 — отрывной диаметр парового пузыря, не зависит от тепловой нагрузки поверхности нагрева [2]. Опыты Гельмана по капельной конденсации ртутного пара показали, что с ростом теплового потока частота образования каплей $\frac{1}{\tau_c}$ практически постоянна, хотя отмечалось некоторое увеличение $\frac{\tau_c}{D_{\max}}$ [3]. В наших опытах по капельной конденсации водяного пара, проведенных в том же интервале изменения тепловой нагрузки, увеличения $\frac{\tau_c}{D_{\max}}$ не наблюдалось. Можно положить, что и для капельной конденсации константа $C_2 = \frac{R_{\max}}{\tau_c}$ не зависит от нагрузки, хотя, по-видимому, как и в случае пузырькового кипения, должна изменяться с давлением.

Объединяя теперь (1) и (2), получим

$$\bar{\alpha} = \frac{F}{F_k} \left[\frac{L \gamma C_1 C_2}{2(t_n - t_k)} + K \right] - K.$$

Величину температурного напора между поверхностью каплей и их основанием $-(t_n - t_k)$ найдем из выражения для средней разницы температур между паром и охлаждаемой стенкой [4]

$$(t_n - t_{cm}) = \frac{(t_n - t_k) F_k + (t_n - t_0) (F - F_k)}{F},$$

где t_0 — средняя температура поверхности, не занятой каплями. В условиях капельной конденсации чистого пара

$$t_n \approx t_0 \text{ и } (t_n - t_k) = \frac{F}{F_k} (t_n - t_{cm}).$$

Сопоставление экспериментальных данных по капельной конденсации при давлении $p = 1$ атм позволило определить произведение $C_1 C_2$ м/час. Эта величина численно равна единице. Для простоты расчетов можно положить, что площадь, занятая каплями, составляет в среднем 45 % от всей поверхности охлаждения. Тогда расчетная формула для коэффициента теплоотдачи при капельной конденсации ($p = 1$ атм) примет вид

$$\bar{\alpha} = \frac{L \cdot \gamma}{2(t_n - t_{cm})} + 1,22 K \quad (3)$$

Входящая в (3) величина γ берется по средней температуре конденсата $t_m = 1/2 (t_n + t_{cm})$, а L —по температуре насыщения.

Экспериментальная установка и проведение опытов

Опытное изучение процесса капельной конденсации и проверка полученных теоретических соотношений для коэффициента теплоотдачи проводились на установке, принципиальная схема которой дана на рис. 1

Водяной пар из котла 1, пройдя пароперегреватель 2—участок трубы с навитым на нее регулируемым электрическим сопротивлением, поступал в сухопарник 3. Отсюда по двум трубкам пар подавался в корпус конденсатора 4 и паровую рубашку 5. Замер температуры пара проводился медь-константановой термопарой, установленной после сухопарника. Это исключало расслоение потока пара и обеспечивало его хорошее перемешивание. Опытный конденсатор состоял из латунной трубки квадратного сечения 6 шириной 27 мм, обращенной плоскостью к смотровому стеклу 7. Рабочая поверхность была снабжена линейным масштабом и составляла 0,0226 м² при толщине стенки в 1 мм. Применение такой трубки позволяло, во-первых, получать фотографии процесса капельной конденсации на плоской стенке и вычислять затем площадь, занятую каплями, и их средний размер, во-вторых, фотоснимки капель на боковых гранях давали возможность определять угол смачивания. Выпадающий на охлаждаемой стенке конденсат стекал в воронку 8 и затем удалялся наружу через стеклянную трубку 9. Последняя на концах имела два вентиля, отрегулированных так, чтобы пар не прорывался вместе с конденсатом наружу. Опытная трубка была снабжена в своей верхней части конденсато-отводным колпачком 10. Это исключало попадание образующегося на крышке прибора конденсата на охлаждаемую стенку. Температура поверхности конденсации измерялась в семи точках при помощи медь-константановых термопар, выведенных к потенциометру через специальные герметические пробки. Расход конденсата определялся весовым методом. Для замера давления в приборе служил V-образный водяной манометр 11, присоединенный к основанию дренажной трубки 12.

Охлаждающая вода подавалась из водопровода в верхний бак 13, откуда под постоянным напором поступала к конденсатору. Система охлаждения опытной трубки была выполнена по схеме „Труба в трубе“. Такая схема позволяла легко вынимать вместе с крышкой припаянную к ней опытную трубку для нанесения гидрофобизатора. Температура охлаждающей воды при входе и выходе измерялась лабораторными термометрами, установленными в гильзах. Расход охлаждающей воды замерялся при помощи тарированного мерного бака 14. Все детали установки, соприкасающиеся с паром и водой, во избежание ржавления выполнены из меди.

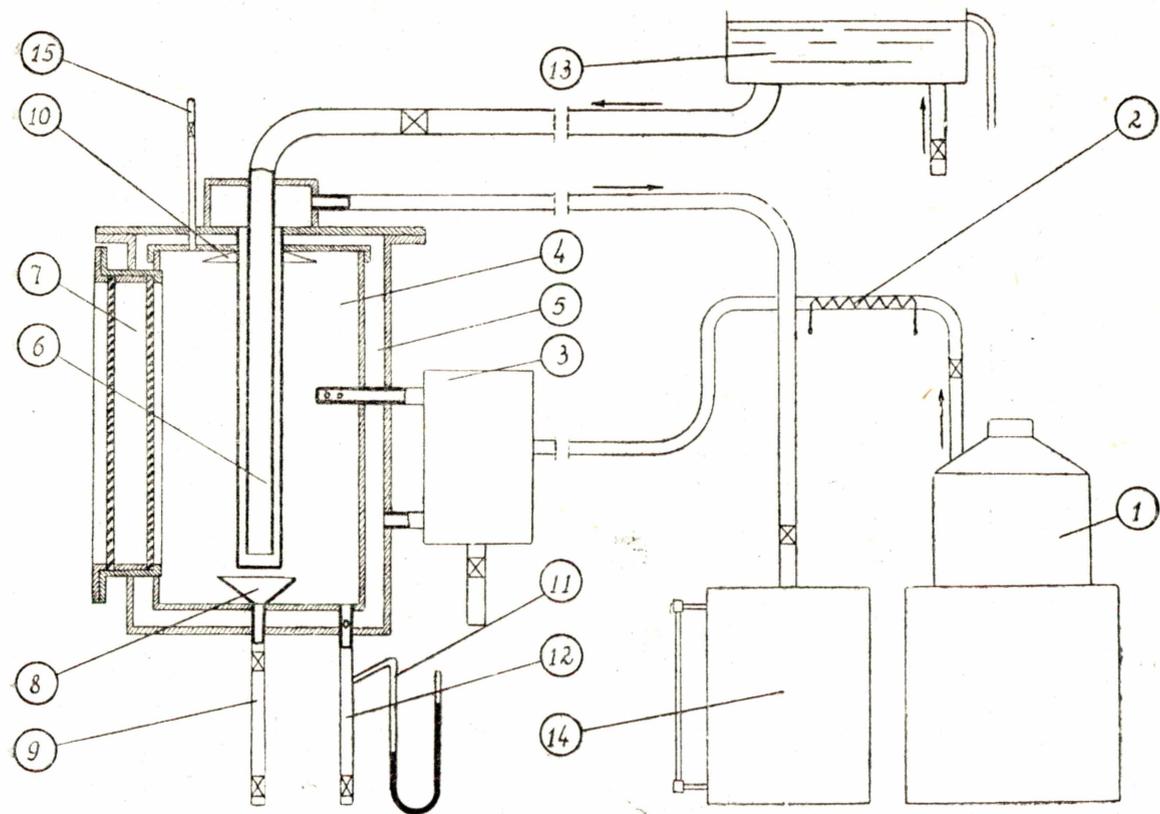


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

Эксперименты проводились несколькими сериями с разными гидрофобизаторами. Каждая серия включала определенное число опытов, отличающихся между собой температурными напорами ($t_n - t_{cm}$). Температура стенки поддерживалась на заданном значении путем соответствующей регулировки охлаждающей воды. Чтобы устранить попадание воздуха в паровое пространство, все опыты проводились при давлении в конденсаторе на 15–20 см вод. ст. выше атмосферного и при открытом пропаривающем воздушнике 15.

В качестве гидрофобизаторов применялись керосин, машинное масло СУ, олеиновая кислота, стеариновая кислота, растворенная в эфире, анилин и ортоксилол. На охлаждаемую стенку гидрофобизатор наносился кистью, причем не реже чем через 3–4 опыта.

Коэффициент теплоотдачи при капельной конденсации вычислялся по формуле

$$\bar{\alpha} = \frac{G_k(i_n - i_k)}{F(t_n - t_{cm})} \quad (4)$$

Здесь G_k — расход конденсата, а $(i_n - i_k)$ — средняя разница тепло-содержаний пара и конденсата на входе и выходе из конденсатора.

Одновременно для контроля проводилось определение $\bar{\alpha}$ по соотношению

$$\bar{\alpha} = \frac{G_v(t_{вых} - t_{вх})}{F(t_n - t_{cm})} \quad (5)$$

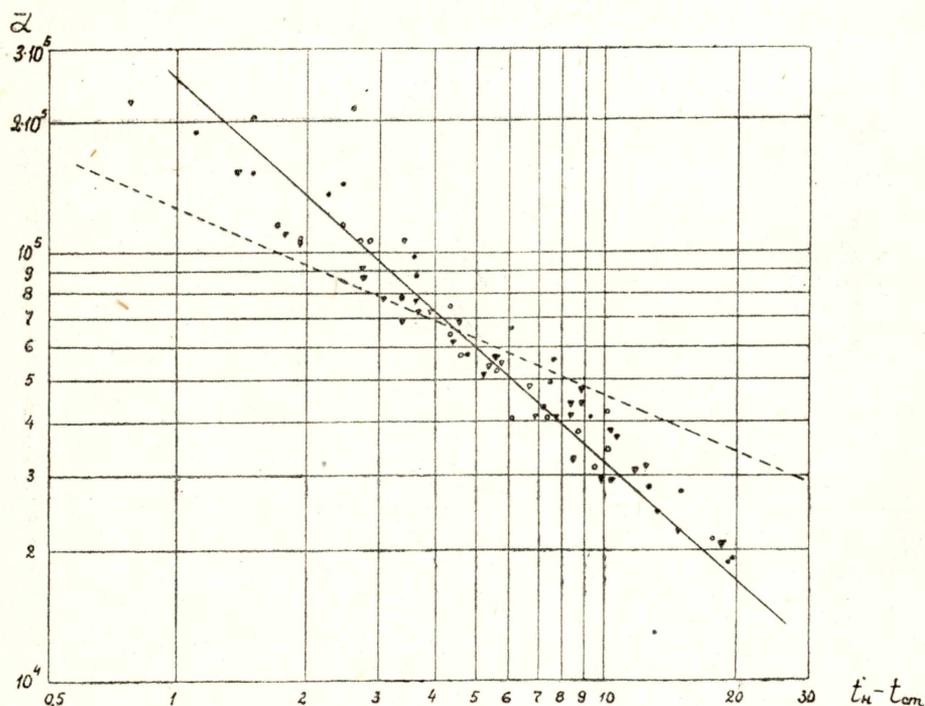


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$ [ккал/м² час. град.] от $t_n - t_{cm}$. ○ — керосин; ● — олеиновая кислота; ▽ — стеариновая кислота, растворенная в эфире; ▼ — машинное масло СУ (Сплошная линия соответствует уравнению 4)

где G_v — расход охлаждающей воды, а $(t_{вых} - t_{вх})$ — средняя разница температур охлаждающей воды на выходе и входе в конденсатор. Как показали опыты, разница в значениях $\bar{\alpha}$, вычисленных по уравне-

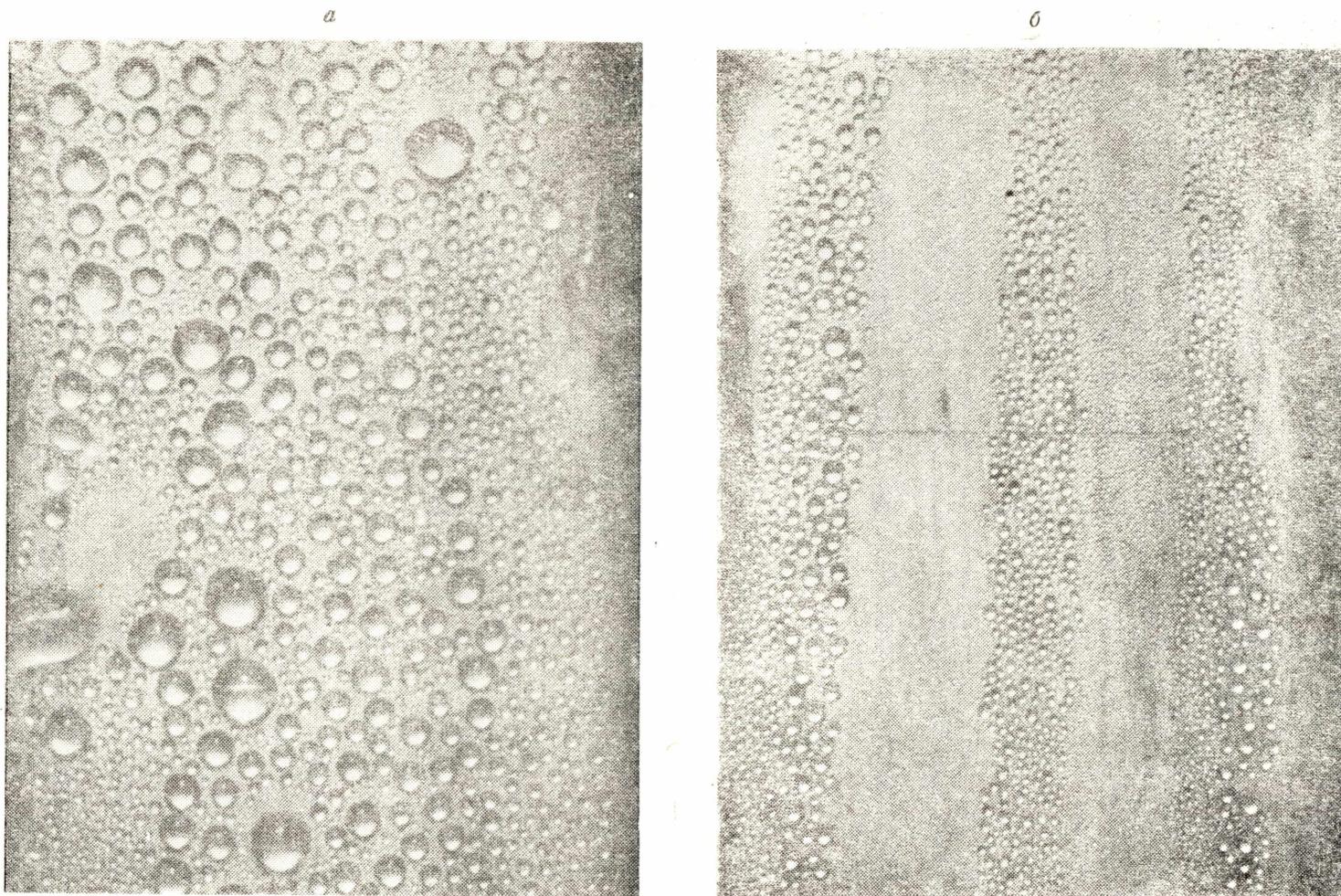


Рис. 3. Фотоснимки процесса капельной конденсации: *a*—анилин; *б*—стеариновая кислота.

ниям (4) и (5) не превышала 8%. Входящий в (3) коэффициент K находился из уравнения

$$K = \frac{G_k(i_n - i_k)}{F(t_{cm} - t_s)}$$

в котором $(t_{cm} - t_s)$ — средняя разность температур между обращенной к пару поверхностью стенки и охлаждающей водой.

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента теплоотдачи α от температурного напора $(t_n - t_{cm})$. Гидрофобизаторами служили керосин, машинное масло СУ, олеиновая и стеариновая кислоты, которые давали устойчивую капельную конденсацию в течение 3—4 опытов. Как оказалось, тип гидрофобизатора не влияет на теплообмен. Согласно результатам опытных данных коэффициент теплоотдачи в условиях устойчивой капельной конденсации существенно уменьшается с ростом температурного напора. Полученная опытная зависимость α от $(t_n - t_{cm})$ с достаточной точностью аппроксимируется теоретическим уравнением (3). Для сравнения на этом же графике пунктирной линией показана связь α и $(t_n - t_{cm})$, построенная по данным ряда опытов при давлениях 0,9÷1,2 атм [3].

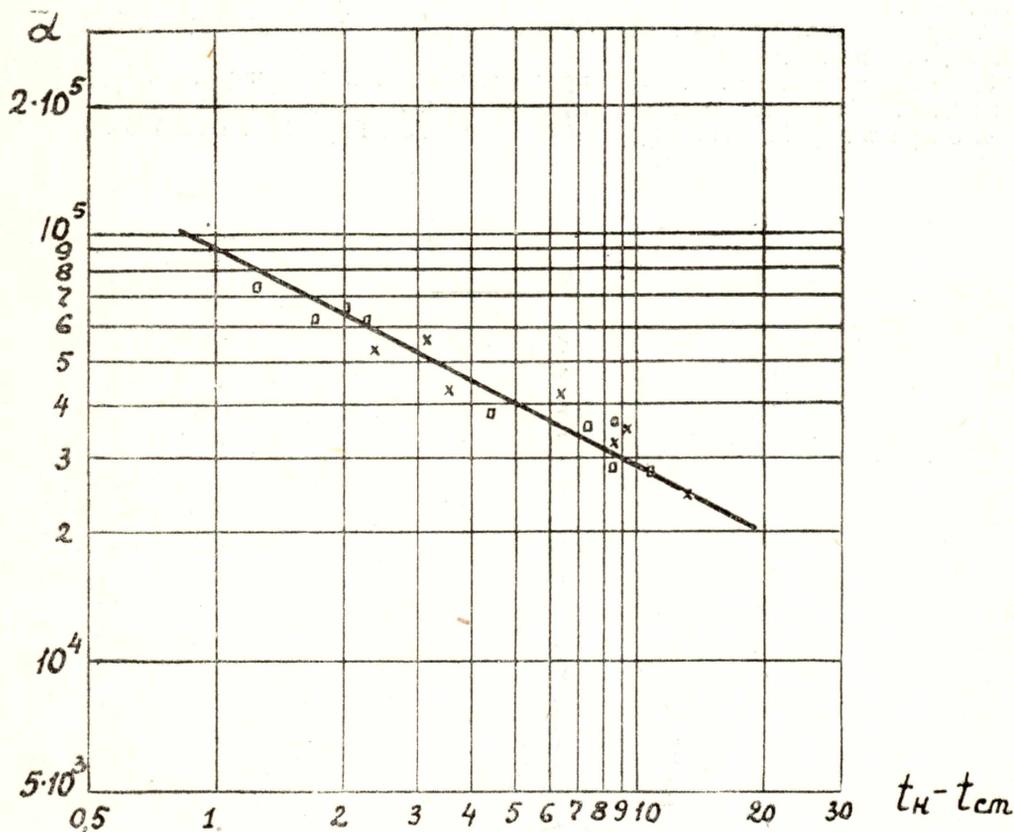


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи α [ккал/м².час.град.] от $t_n - t_{cm}$,
 X—орто-ксилол; □—анилин.

Анилин и ортоксилол, использованные в качестве противосмачивающего покрытия, вызвали неустойчивую капельную конденсацию. Капли были увеличенного размера и, постепенно растекаясь по поверхности, давали смешанный тип конденсации. При этом их форма напоминала срезанный сжатый сфероид. На фотоснимках (рис. 3) показана типичная для анилина и жирных кислот картина капельной

конденсации. На рис. 4 даны результаты опытов с анилином и ортоксидолом.

Выводы

1. На основе выдвинутой гипотезы о теплообмене при капельной конденсации как стационарном процессе теплопроводности получено уравнение для коэффициента теплоотдачи. При этом выявлены параметры, определяющие теплообмен. Исследование роста капель и сопоставление экспериментальных данных позволили получить расчетную формулу (3), которая может применяться при проектировании промышленных аппаратов.

2. Проведено экспериментальное исследование капельной конденсации, включая измерение площади, занятой каплями, среднего размера капель и угла смачивания. Установлено, что тип гидрофобизатора не влияет на теплоотдачу. Исключения составляют гидрофобизаторы, дающие неустойчивую капельную конденсацию (анилин, ортоксидол).

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов В. В. Перенос тепла при капельной конденсации пара. Изв. ТПИ, т. 110, 1962.
2. Кутателадзе С. С. Теплопередача при конденсации и кипении. Изд. 1 и 2, Машгиз, 1949 и 1952.
3. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М., Новиков И. И., Федьинский О. С. Жидкометаллические теплоносители. Атомиздат, 1958.
4. Sugawara S., Michiyoshi I., Mem. Fac. Eng., 18, № 11, 1956.