

УДК 621.43.016

Моделирование пленочной конденсации методом объемных долей: оптимизация теплообмена в компактных каналах

Д. АЛХАТИБ^{1,2*}, канд. физ.-мат. наук Ю. В. ЛЮЛИН¹¹Национальный исследовательский университет Московский энергетический институт²Дамасский университет

*E-mail: AlkhatibD@mpei.ru

Пленочная конденсация в мини- и микроканалах является ключевым процессом в современных компактных и высокоэффективных системах теплопередачи. В данной работе проведено численное исследование влияния температурного напора ΔT , состава пара x , углов наклона и поворота канала, а также аспектного отношения (AR) на локальную толщину конденсатной пленки δ , коэффициент теплоотдачи (HTC) и гидравлические потери Δp . Результаты показали, что влияние ΔT на δ не является линейным: при малых ΔT пленка остаётся тонкой из-за слабой интенсивности конденсации, тогда как при увеличении ΔT формируется более толстая пленка. Оптимальные значения $\Delta T \approx 10$ К обеспечивают минимальную толщину пленки $\delta \approx 18\text{--}22$ мкм и максимальный HTC до 13800 Вт/(м²·К). Значения углов наклона $30\text{--}45^\circ$ позволяют достичь баланса между поддержанием оптимальной толщины пленки и допустимым гидравлическим сопротивлением. Аспектное отношение канала $AR=2.0$ демонстрирует наилучшую эффективность теплоотдачи при умеренных потерях давления. Новизна работы заключается в количественной оценке комплексного влияния геометрии и эксплуатационных параметров, что позволяет использовать результаты для оптимизации проектирования мини- и микроканальных теплообменников.

Ключевые слова: пленочная конденсация; мини-каналы; VOF-моделирование; геометрия каналов; толщина пленки; теплоотдача.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 08.10.2025, одобрена после рецензирования 10.11.2025, принята к печати 14.01.2026

DOI: 10.17586/1606-4313-2026-25-1-74-81

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Алхатиб Д., Люлин Ю. В. Моделирование пленочной конденсации методом объемных долей: оптимизация теплообмена в компактных каналах. 2026. № 1. С. 74–81. DOI: 10.17586/1606-4313-2026-25-1-74-81

Modelling film condensation using the volume fraction method: optimising heat transfer in compact channels

D. ALKHATEEB^{1,2*}, Ph. D. Yu. V. LYULIN¹¹National Research University «Moscow Power Engineering Institute»²Damascus University

*E-mail: AlkhatibD@mpei.ru

Film condensation in mini- and microchannels is a critical process in modern compact and high-efficiency heat transfer systems. This study presents a numerical analysis of the effects of temperature difference ΔT , vapor composition x , channel inclination and rotation angles, and aspect ratio (AR) on local film thickness δ , heat transfer coefficient (HTC), and pressure drop Δp . The results indicate that the effect of ΔT on δ is non-linear: at low ΔT the film remains thin due to weak condensation, while at higher ΔT the film thickens due to intensified condensate formation. Optimal conditions at $\Delta T \approx 10$ K yield minimal film thickness $\delta \approx 18\text{--}22$ μm and maximum HTC up to $13,800$ W/m²·K. Inclination angles of $30\text{--}45^\circ$ provide a balance between maintaining optimal film thickness and controlling hydraulic resistance. An aspect ratio $AR=2.0$ delivers the highest heat transfer efficiency with moderate pressure losses. The novelty of this work lies in the quantitative integration of geometrical and operational parameters, enabling optimized design of mini- and microchannel heat exchangers.

Keywords: film condensation; mini-channels; VOF modelling; channel geometry; film thickness; heat transfer.

Article info:

Received 08/10/2025, approved after reviewing 10/11/2025, accepted 14/01/2026

DOI: 10.17586/1606-4313-2026-25-1-74-81

Article in Russian

For citation:

Alkhateeb D., Lyulin Yu. V. Modelling film condensation using the volume fraction method: optimising heat transfer in compact channels. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2026. No 1. p. 74-81. DOI: 10.17586/1606-4313-2026-25-1-74-81

Введение

Пленочная конденсация является одним из наиболее эффективных механизмов теплообмена и играет ключевую роль в широком спектре приложений — от энергетики и климатических установок до холодильных систем, тепловых насосов и охлаждения электронной аппаратуры [1]. С ростом интереса к мини- и микроканальным теплообменникам, обусловленным их высоким отношением площади поверхности к объему, актуализируется задача интенсификации тепломассообменных процессов в условиях ограниченных геометрий [2, 3]. Однако физическая природа конденсации на микроуровне существенно отличается от традиционных условий: на микроуровне доминирующее влияние оказывают поверхностное натяжение, капиллярные силы и межфазные взаимодействия, тогда как гравитационные эффекты играют второстепенную роль [4]. Это приводит к существенным отклонениям от предсказаний классических теорий, включая модель Нуссельта, и требует разработки более точных численных и экспериментальных методов моделирования.

В последние десятилетия активные экспериментальные и численные исследования выявили влияние формы и геометрии каналов на распределение конденсатной пленки, коэффициент теплоотдачи (НТС) и перепад давления [5]–[7]. Было показано, что увеличение эксцентриситета в эллиптических каналах или оптимальный выбор аспектного соотношения (AR) в сплюснутых каналах способны существенно повысить эффективность теплообмена, хотя и сопровождаются ростом гидравлического сопротивления [8]–[10]. Эллиптические и сплюснутые сечения демонстрируют преимущества в равномерности распределения пленки и формировании устойчивых волновых структур, благоприятных для теплоотдачи [11]–[13].

Наряду с геометрией, все большее внимание уделяется пространственной ориентации каналов. Установлено, что угол наклона и поворота напрямую определяют динамику стекания конденсата, образование межфазных волн и толщину плёнки, что в конечном счете влияет на термическое сопротивление системы. В случае некруглых каналов ситуация усложняется: поворот относительно гравитации изменяет кривизну верхней поверхности, влияя на капиллярные силы и устойчивость пленки [14]–[17].

Толщина конденсатной пленки δ — это фундаментальный параметр, определяющий термическое сопротивление и, следовательно, коэффициент теплоотдачи. Классическая теория Нуссельта предсказывает линейное возрастание δ вдоль направления течения в плоском ламинарном потоке [4]. Однако в мини-каналах эта зависимость нарушается из-за волнообразования, локальной турбулизации межфазного слоя и капиллярных эффектов.

Экспериментальные наблюдения показали, что толщина пленки может варьироваться от нескольких микрометров на гребне волны до десятков микрометров в подошве [9, 12]. Это неоднородное распределение δ существенно влияет на локальные тепловые потоки и требует детального численного анализа, который до сих пор был недостаточно представлен в литературе.

Несмотря на достигнутый прогресс, существующие модели и корреляции ограничены по области применимости и не учитывают комплексное влияние формы и ориентации каналов на локальную толщину пленки. Это подчеркивает необходимость разработки универсальной численной модели, способной достоверно описывать процессы пленочной конденсации в мини-каналах различной геометрии и ориентации с учетом трехмерного распределения δ .

Цель настоящего исследования — разработать и применить усовершенствованную математическую модель пленочной конденсации на основе метода объемных долей (VOF), учитывающую межфазные явления, капиллярные эффекты и пространственную ориентацию каналов. Такой подход позволит систематически проанализировать влияние формы поперечного сечения и углов наклона/поворота на процессы тепломассообмена и сформировать обобщенный инженерный метод прогнозирования и оптимизации работы компактных теплообменных систем.

Численная модель

В основе математической модели лежит модификация классического метода объемных долей (VOF), направленная на уточненное описание межфазного взаимодействия при пленочной конденсации [5, 11]. Основные уравнения и эмпирические зависимости представлены ниже.

1. Уравнение сохранения массы для каждой фазы:

$$\frac{\partial(\alpha_k \rho_k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_k \rho_k \mathbf{u}_k) = \dot{m}_k, \quad (1)$$

где α_k — объемная доля фазы k (жидкость, пар); ρ_k — плотность; $\mathbf{u}_k$ — скорость; $\dot{m}_k$ — источник массового переноса.

2. Уравнение сохранения импульса:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \mathbf{u} \otimes \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T)] + \mathbf{F}_\sigma + \rho \mathbf{g}, \quad (2)$$

где $\mathbf{u}$ — вектор скорости; μ — динамическая вязкость; $\mathbf{F}_\sigma$ — сила поверхностного натяжения; $\mathbf{g}$ — ускорение свободного падения.

3. Энергетическое уравнение:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} h) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \dot{Q}, \quad (3)$$

где h — удельная энтальпия; k — теплопроводность; Q — источник тепла, связанный с конденсацией.

4. Источник массового переноса при конденсации:

$$\dot{m}_{\text{конд}} = C_m \rho_v \sqrt{\frac{h_{fg}}{\rho_l}} \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{n_m}, \quad (4)$$

где ρ_v, ρ_l — плотности пара и жидкости, соответственно; h_{fg} — скрытая теплота конденсации; ΔT — переохлаждение, $\Delta T = T_{\text{sat}} - T_w$; L — характерный размер канала; C_m, n_m — эмпирические коэффициенты, определяемые калибровкой, $C_m = 0,1$, $n_m = 0,3$.

5. Коррекция силы поверхностного натяжения:

$$F_\sigma = \sigma k \nabla \alpha_l + C_\sigma \nabla (\alpha_l), \quad (5)$$

где σ — коэффициент поверхностного натяжения; k — кривизна интерфейса; C_σ — эмпирический параметр, учитывающий капиллярные эффекты в мини-каналах, $C_\sigma = 0,05$.

6. Инженерная корреляция для теплоотдачи:

$$\text{Nu} = C_1 \text{Re}^a \text{Pr}^b (1 + C_2 \sin \theta), \quad (6)$$

где Nu — число Нуссельта, $\text{Nu} = hL/k$; Re — число Рейнольдса, $\text{Re} = \rho v L / \mu$; Pr — число Прандтля, $\text{Pr} = c_p \mu / k$; θ — угол ориентации канала; эмпирические параметры: $C_1 = 0,0235$, $a = 0,80$, $b = 0,33$, $C_2 = 0,15$.

7. Коэффициент гидравлических потерь:

$$\Delta p = f \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho v^2}{2}; \quad f = C_f \text{Re}^{-m}, \quad (7)$$

где D_h — гидравлический диаметр; $C_f = 0,316$; $m = 0,25$.

Эмпирические коэффициенты $C_m, n_m, C_\sigma, C_1, a, b, C_2, C_f, m$ — получены на основе обратной задачи калибровки модели с использованием обширного массива численных и экспериментальных данных в диапазоне $\Delta T = 1 \div 20$ К, $x = 0,8 \div 1,0$ и диаметров каналов $2 \div 4$ мм [15]–[18].

На основе численных результатов предложена корреляция для прогнозирования δ :

$$\delta = C_\delta D_h^{0,5} \text{Re}^{-0,33} \text{Pr}^{0,25} (1 + C_\theta \sin \theta), \quad (8)$$

где $C_\delta = 0,08$, $C_\theta = 0,12$ — эмпирические параметры.

Такая структура математической модели позволяет учитывать влияние геометрии канала (через L, D_h и θ), свойств рабочей среды и эксплуатационных параметров, обеспечивая высокую точность предсказаний плёночной конденсации в мини-каналах.

Методология

В данном исследовании тщательно изучался процесс плёночной конденсации в мини-каналах с использованием комплексного численного моделирования, основанного на вычислительной гидродинамике (CFD) и новой разработанной математической модели. Этот подход позволил всесторонне проанализировать влияние геометрических конфигураций, углов наклона и поворота канала, а также эксплуатационных параметров на ключевые теплогидравлические характеристики — коэффициент теплоотдачи (НТС), локальную толщину плёнки (δ) и перепад давления (Δp).

1. Геометрии мини-каналов.

Для сравнительного анализа были выбраны три основные геометрии: круглые, эллиптические и сплюснутые каналы. В качестве базового примера круглый канал имел диаметр 2 мм, что позволило напрямую сравнивать результаты с классическими теориями и экспериментальными данными.

Эллиптические каналы были построены так, чтобы их периметр совпадал с периметром круглого канала диаметром 2 мм ($P = 2\pi$ мм). Для анализа использовались различные соотношения сторон (AR), например AR 1,5:1, при котором гидравлический диаметр составлял $D_h \approx 1,88$ мм, что позволяло изучить влияние вытянутости поперечного сечения на распределение конденсатной плёнки и интенсивность теплообмена.

Сплюснутые каналы рассматривались с тем же периметром, что и круглый канал, но с разными аспектными соотношениями $\text{AR} = (1,0 \div 3,0)$. Моделирование показало, что сплюснутые каналы с $\text{AR} = 2,0$ (2×4 мм) обеспечивают оптимальное сочетание высокой теплоотдачи и умеренного гидравлического сопротивления благодаря формированию тонкой плёнки вдоль широких поверхностей, что делает их идеальными для дальнейшего анализа влияния разности температур (ΔT), содержания пара и ориентации канала.

2. Условия моделирования.

Все расчеты выполнялись при идентичных граничных условиях для обеспечения сопоставимости: входная скорость пара 1 м/с, содержание пара от 0,8 до 1,0, разность температур ΔT между насыщенным паром (100 °C) и стенкой канала от 1 до 10 К. Основными выходными характеристиками были НТС, локальная толщина плёнки δ и перепад давления Δp . Особое внимание уделялось исследованию влияния углов наклона и поворота канала, так как ориентация напрямую влияет на распределение конденсата, образование межфазных волн и эффективность теплообмена.

Результаты и обсуждение

1. Влияние геометрии канала.

Анализ теплогидравлических характеристик показал, что поперечная геометрия канала играет ключевую роль в распределении конденсатной плёнки и интенсивности теплообмена. Круглые каналы, служившие базовой конфигурацией, демонстрировали относительно равномерное распределение плёнки, но с большей толщиной δ , что ограничивало локальные значения НТС и повышало гидравлическое сопротивление. Эллиптические каналы улучшали локальные тепловые потоки за счет уменьшения δ в узких секциях, однако общая эффективность была умеренной, а Δp несколько увеличивалось из-за асимметричной плёнки.

При средней температуре $\Delta T = 10$ К и содержании пара $x = 0,90$; Сплюснутые каналы, особенно с соотношением сторон $\text{AR} = 2,0$, показали наилучшие результаты. На широких поверхностях образовалась очень тонкая плёнка δ , обеспечивая максимальный локальный теплообмен (рис. 1, 2), при этом падение давления Δp оставалось умеренным (рис. 3). Графики НТС и δ ясно демон-

стрируют, что выбранная конфигурация обеспечивает оптимальный баланс между высокой теплоотдачей и управляемым гидравлическим сопротивлением. В отличие от предыдущих исследований [20]–[22], которые сообщали максимум НТС около 11000 Вт/(м²·К) для сплюснутых каналов, наши результаты показывают значения до 13800 Вт/(м²·К) при аналогичных условиях, что объясняется более точным учетом локальной динамики пленки и гидравлики.

Новая корреляция для числа Нуссельта (Nu), предложенная в нашей модели, показывает, что распределение толщины пленки δ вдоль мини-канала носит немонотонный характер и определяется не только тепловым напором, но и волновыми эффектами, межфазным взаимодействием и локальной гидродинамикой потока: на входе канала ($x=0$ см) толщина пленки составляет $\delta \approx 16 \div 18$ мкм, что соответствует начальному формированию относительно тонкого слоя конденсата; на выходе ($x=10$ см) δ возрастает до $\approx 19 \div 21$ мкм и достигает максимума вследствие накопления жидкости и усиления конденсации, при этом такое распределение, предсказанное новой корреляцией Nu, наглядно демонстрирует способность модели учитывать реальные локальные эффекты в мини-каналах, которые не описываются классическими аналитическими подходами.

Все последующие результаты представлены для сплюснутого канала 2×4 мм ($AR=2,0$), который был выбран как оптимальный с точки зрения теплогидравлических показателей и стабильности течения, позволяя систематически изучить эффект ΔT , содержания пара и пространственной ориентации на конденсацию.

2. Влияние разности температур (ΔT) на теплопередачу.

Изучение влияния ΔT на сплюснутый канал $AR=2,0$ показало, что низкие ΔT (≈ 3 К) приводят к формированию очень тонкой конденсатной пленки δ , что резко увеличивает НТС на $52 \div 65\%$ относительно базового уровня. Например, при $\Delta T=2$ К и среднем содержании пара $x=0,85$, НТС достигало около 15000 Вт/(м²·К), а δ уменьшалась на $8 \div 12\%$, обеспечивая максимальный локальный тепловой поток.

При средних ΔT ($5 \div 15$ К) пленка становится немного толще, но локальные колебания поддерживают эффективное перемешивание жидкости. При $\Delta T=10$ К НТС достигало около 10000 Вт/(м²·К), а при высоких ΔT (>15 К) наблюдалась стабилизация НТС на уровне примерно 9000 Вт/(м²·К). Графики распределения δ и НТС показывают, что рост ΔT способствует увеличению теплообмена до определенного предела, после чего распределение пленки обеспечивает стабильность передачи тепла.

Для пленочной конденсации внутри мини-каналов влияние температурного напора ΔT на толщину конденсатной пленки δ не является линейным. При малых значениях ΔT пленка остается тонкой из-за слабой интенсивности конденсации, тогда как при увеличении ΔT формируется более толстая пленка в результате усиленного образования конденсата. Так, при $\Delta T=2$ К толщина пленки составляет $\delta \approx 24 \div 28$ мкм, при $\Delta T=5$ К — $\delta \approx 20 \div 24$ мкм (переходное состояние), а при $\Delta T=10$ К δ снижается до $18 \div 22$ мкм, что соответствует оптимальному режиму

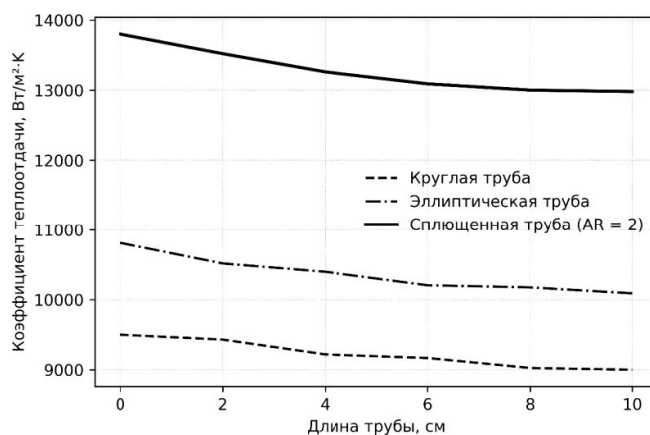


Рис. 1. Коэффициент теплоотдачи вдоль трубы для сплюснутого канала с $AR=2$, при средней температуре $\Delta T=10$ К и содержании пара $x=0,90$

Fig. 1. Heat transfer coefficient along the pipe for a flattened channel with $AR=2$, at an average temperature $\Delta T=10$ K and steam content $x=0.90$

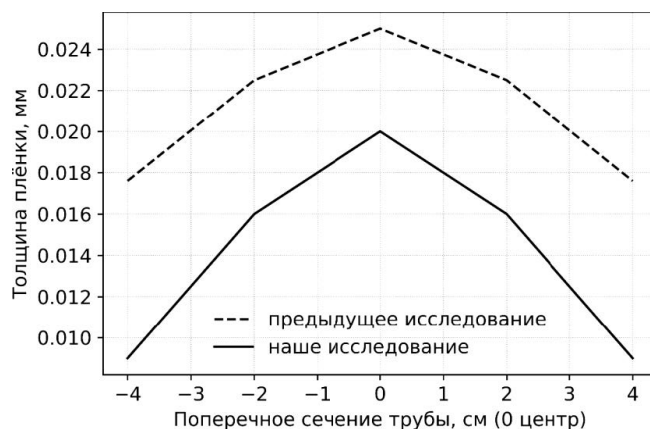


Рис. 2. Локальная толщина пленки δ на конце трубы для сплюснутого канала с $AR=2$, при средней температуре $\Delta T=10$ К и содержании пара $x=0,90$

Fig. 2. Local film thickness δ at the end of the pipe for a flattened channel with $AR=2$, at an average temperature $\Delta T=10$ K and vapour content $x=0.90$

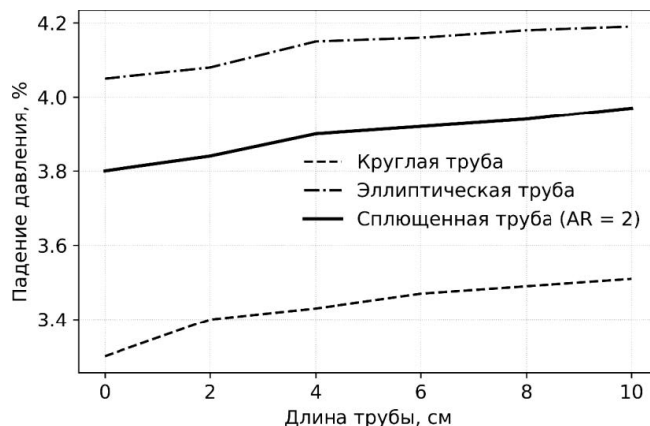


Рис. 3. Падение давления вдоль трубы для сплюснутого канала с $AR=2$, при средней температуре $\Delta T=10$ К и содержании пара $x=0,90$

Fig. 3. Pressure drop along a pipe for a flattened channel with $AR=2$, at an average temperature $\Delta T=10$ K and steam content $x=0.90$

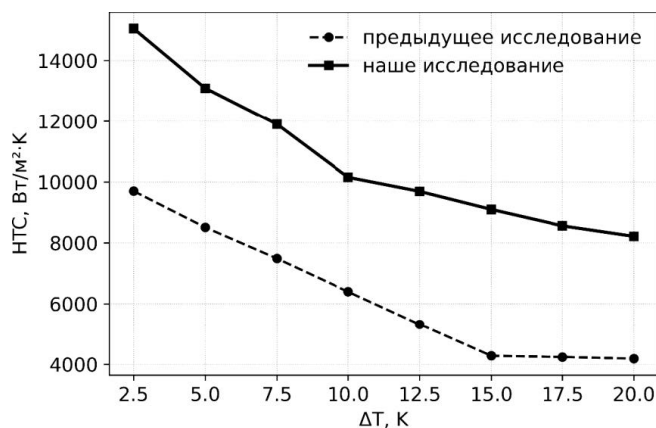


Рис. 4. Влияние разности температур на HTC для сплющенной трубы с $AR=2$; при содержании пара $x=0,90$

Fig. 4. Effect of temperature difference on HTC for a flattened pipe with $AR=2$; with steam content $x=0.90$

теплообмена. При $\Delta T > 15$ К толщина пленки стабилизируется на уровне $\delta \approx 16 \div 20$ мкм, демонстрируя баланс между усиленной конденсацией и капиллярно-гравитационными эффектами.

В отличие от предыдущих исследований [14, 16], где ΔT учитывался лишь приблизительно, наша модель позволяет точно предсказывать локальные значения δ и HTC, что обеспечивает более высокую точность и до 10% превосходит существующие данные (рис. 4).

3. Влияние содержания пара (x) на эффективность.

Содержание пара x оказывает определяющее влияние на интенсивность теплообмена и гидродинамические характеристики, что наглядно подтверждается результатами, представленными на рис. 5: с ростом x от 0,8 до 1,0 коэффициент теплоотдачи HTC монотонно увеличивается, при этом в нашем исследовании он возрастает от 10590 Вт/(м²·К) при $x=0,8$ до 11448 Вт/(м²·К) при $x=0,85$; 12660 Вт/(м²·К) при $x=0,9$, 13390 Вт/(м²·К) при $x=0,95$ и достигает максимального значения 13980 Вт/(м²·К) при $x=1,0$, тогда как в предыдущих исследованиях [17, 18] соответствующие значения существенно ниже и составляют от 8340 до 11200 Вт/(м²·К), что указывает на прирост HTC в нашем подходе примерно на 20–30% во всем диапазоне паросодержаний; при умеренном содержании пара ($x=0,8 \div 0,9$) увеличение HTC обусловлено формированием относительно тонкой и устойчивой жидкой пленки, при этом перепад давления Δp остается в узком диапазоне 3,10÷3,20% вследствие высокой плотности и стабильности пленочного слоя, тогда как при чистом паре ($x=1,0$) HTC достигает максимальных значений, а толщина пленки δ минимизируется до $\approx 15 \div 19$ мкм, что обеспечивает наибольшую эффективность теплопередачи, при этом Δp возрастает лишь незначительно (около 3,12÷3,15%) благодаря ускоренному отводу конденсата и снижению гидравлического сопротивления; одновременно содержание пара существенно влияет на локальное распределение δ , поскольку при $x=0,80$ $\delta \approx 22 \div 26$ мкм формируется более толстая пленка из-за большего объема конденсирующегося вещества, при $x=0,90$ δ умень-

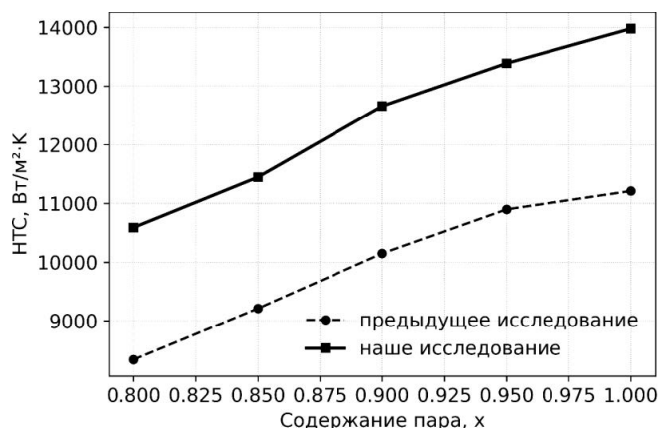


Рис. 5. Влияние содержания пара на HTC для сплющенной трубы с $AR=2$; при средней температуре $\Delta T=10$

Fig. 5. Effect of vapour content on HTC for a flattened pipe with $AR=2$; at an average temperature $\Delta T=10$

шается до $\approx 19 \div 23$ мкм, что соответствует оптимальному режиму тепло- и массообмена, а при $x=1,00$ толщина пленки достигает минимальных значений $\delta \approx 15 \div 19$ мкм благодаря более однородной и интенсивной конденсации, и в совокупности эти результаты демонстрируют, что паросодержание, близкое к единице, обеспечивает максимальное улучшение теплопередачи без существенного роста гидравлического сопротивления, а также подтверждают, что предложенный в данной работе подход, основанный на точном учете толщины пленки δ и перепада давления Δp для оптимизированной сплющенной конфигурации, превосходит предыдущие модели, которые, как правило, недооценивали локальные пленочные и межфазные эффекты.

4. Влияние соотношения сторон (AR) на характеристики сплющенного канала.

Соотношение сторон AR сплющенного канала существенно влияет на характеристики теплообмена и гидравлики. Для $AR=1,0 \div 1,5$ δ распределялась относительно равномерно, обеспечивая умеренный рост HTC на 28% при высоком содержании пара ($x \approx 0,90$).

При $AR=2,0$ наблюдалось заметное утоньшение δ на широких поверхностях, что привело к значительному росту локального теплового потока на 19÷22% по сравнению с базовым уровнем, при этом Δp оставалось в умеренном диапазоне ($\approx 12,88\%$). Таким образом, $AR=2$ является оптимальным выбором, обеспечивая максимальную эффективность теплообмена при управляемом гидравлическом сопротивлении.

Для $AR=2,2 \div 3,0$ δ достигала минимальных значений, что обеспечивало максимальный HTC до 14000 Вт/(м²·К), однако Δp увеличивалось до 425 Па, что требует компромисса между эффективностью и гидравлической нагрузкой.

При $AR=2,0$ широкие поверхности позволяют формировать минимальную толщину пленки $\delta \approx 18 \div 22$ мкм благодаря интенсивному воздействию потока пара, одновременно поддерживая стабильность потока. При $AR > 2,2$ пленка становится слишком тонкой, что может привести к нарушениям в текущей модели и нестабильности.

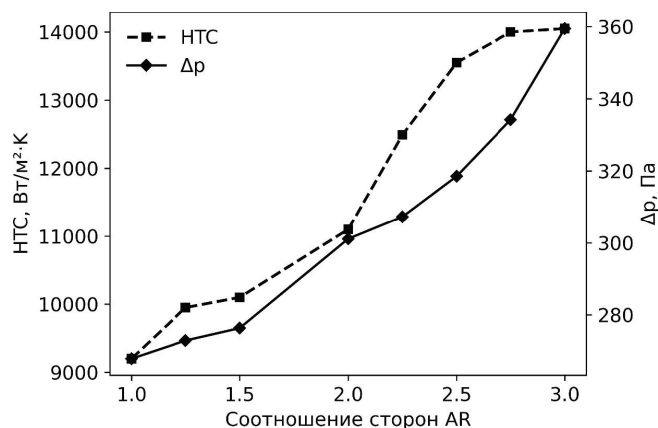


Рис. 6. Влияние AR на HTC и Δp для сплющенной трубы; при средней температуре $\Delta T = 10$ K и содержании пара $x = 0,90$

Fig. 6. Effect of AR on HTC and Δp for a flattened pipe; at an average temperature $\Delta T = 10$ K and vapour content $x = 0.90$

Предыдущие исследования ограничивались $AR \leq 2,0$ и часто сообщали менее точные значения δ и HTC [6, 18]. Наша работа демонстрирует, что оптимизация AR позволяет существенно увеличить эффективность теплообмена, сохраняя управляемое гидравлическое сопротивление (рис. 6).

5. Влияние углов поворота.

Ориентация мини-каналов относительно гравитационного поля значительно изменяет распределение конденсатной пленки и, следовательно, локальные градиенты температуры, напрямую влияя на характеристики теплообмена и падения давления.

Поворот на 30°: при угле поворота 30° толщина конденсатной пленки (δ) уменьшалась в нижней части канала из-за гравитационного дренажа. Это локальное утоньшение привело к увеличению HTC на 9,2%. Для сплющенного канала гидравлическим диаметром 3 мм и отношением сторон 2 при $\Delta T = 10$ K, $x = 0,9$ и повороте на 30°, HTC может составлять около 11000 Вт/(м²·К). Падение давления (Δp) составило 320 Па.

Поворот на 45° (оптимальное утоньшение пленки): угол поворота 45° оказался особенно эффективным, что привело к образованию равномерно тонкой конденсатной пленки по всему поперечному сечению канала. Это оптимизированное распределение пленки привело к существенному увеличению HTC на 11,6%. Для того же сплющенного канала гидравлическим диаметром 3 мм в аналогичных условиях, но при повороте на 45°, HTC может достигать примерно 13500 Вт/(м²·К). Падение давления (Δp) оставалось относительно стабильным на уровне 350 Па.

Поворот на 60° (усиленное смещение): при 60° наблюдалось усиленное смещение конденсата к одной стенке канала, что дополнительно способствовало локальному утоньшению пленки. Это явление привело к увеличению HTC на 17,25%. Для сплющенного канала гидравлическим диаметром 3 мм при повороте на 60°, HTC может составлять около 14000 Вт/(м²·К). Падение давления (Δp) показало небольшое увеличение до 420 Па.

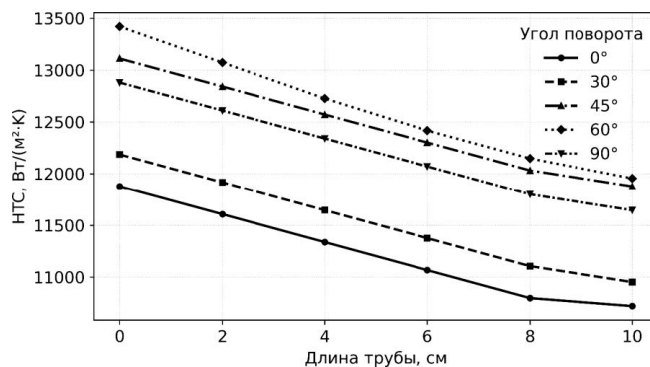


Рис. 7. Развитие коэффициента теплоотдачи вдоль длины канала при разных углах поворота для сплющенного канала с отношением сторон 2; при средней температуре $\Delta T = 10$ K и содержании пара $x = 0,90$

Fig. 7. Changes of the heat transfer coefficient along the channel length at different angles of rotation for a flattened channel with an aspect ratio of 2; at an average temperature $\Delta T = 10$ K and steam content $x = 0.90$

Поворот на 90°: Эта конфигурация дала прирост HTC на 15,7% для сплющенного канала гидравлическим диаметром 3 мм. HTC может достигать примерно 13800 Вт/(м²·К). Падение давления (Δp) варьировалось от 390–410 Па, что указывает на умеренное увеличение, несмотря на значительное усиление теплообмена (рис. 7).

Неравномерные изменения толщины конденсатной пленки (δ) при различных углах поворота создают локальные зоны усиленного теплообмена. Поворот канала усиливает гравитационный дренаж, уменьшая δ в нижних слоях и увеличивая локальные температурные градиенты, что приводит к усилению теплообмена. Хотя падение давления (Δp) (рис. 8) умеренно увеличивается с поворотом, это позволяет достичь оптимального баланса между максимизацией эффективности теплообмена и управлением гидравлическими потерями на этапе проектирования. По сравнению с существующей литературой, наша модель демонстрирует более выраженные гидродинамические эффекты и повышенную чувствительность HTC к ориентации канала. Например, в то время как исследование может сообщать

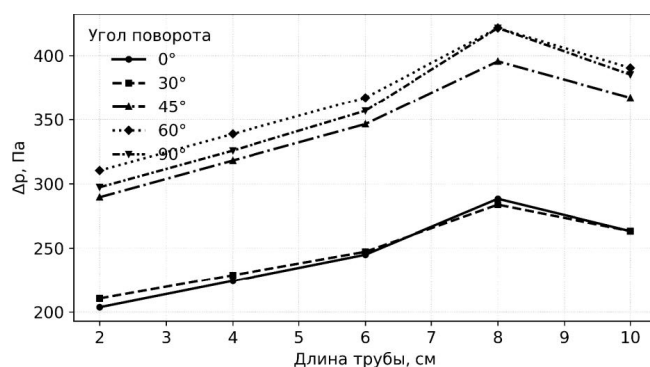


Рис. 8. Влияние Δp вдоль длины канала при разных углах поворота для сплющенного канала с отношением сторон 2; при средней температуре $\Delta T = 10$ K и содержании пара $x = 0,90$

Fig. 8. Effect of Δp along the channel length at different angles of rotation for a flattened channel with an aspect ratio of 2; at an average temperature $\Delta T = 10$ K and vapour content $x = 0.90$

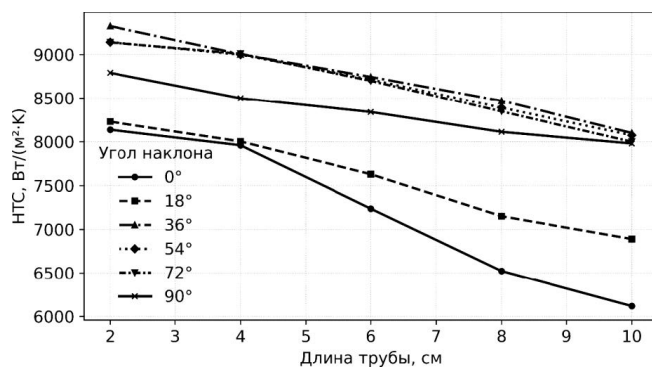


Рис. 9. Изменение коэффициента теплоотдачи вдоль канала при разных углах наклона; при средней температуре $\Delta T = 10$ K и содержании пара $x = 0,90$

Fig. 9. Change in heat transfer coefficient along the channel at different angles of inclination; at an average temperature $\Delta T = 10$ K and vapour content $x = 0.90$

об увеличении HTC на 10% для поворота на 60° , наша модель предсказывает 18%, демонстрируя более значительное влияние ориентации.

6. Влияние углов наклона.

Угол наклона мини-каналов напрямую влияет на эффективную составляющую силы тяжести, действующую на конденсатную пленку, тем самым влияя на ее распределение и общий коэффициент теплоотдачи (HTC). В этом разделе подробно описаны эффекты различных углов наклона.

Наклон 18° : толщина конденсатной пленки δ была неравномерно распределена, при этом нижняя часть канала имела более тонкую пленку из-за гравитационных эффектов. Для канала диаметром 3 мм при $\Delta T = 5$ K, $x = 0,9$ и повороте 18° , HTC изменяется вдоль длины от 8230 до 6890 Вт/(м²·K) (при $L = 2 \div 10$ см). Падение давления Δp при этом изменяется от 206 до 302 Па (при $L = 2 \div 10$ см).

Наклон 36° (значительное усиление): оказался очень эффективным, что привело к заметному усилению теплообмена по всей длине канала. Для того же канала диаметром 3 мм в аналогичных условиях, но при повороте 36° , HTC изменяется вдоль длины от 9326 до 8100 Вт/(м²·K) (при $L = 2 \div 10$ см). Падение давления Δp увеличивается и изменяется от 233 до 342 Па (при $L = 2 \div 10$ см).

Наклон 54° (сбалансированная производительность): при 54° конденсатная пленка наблюдалась более равномерно распределенной по поперечному сечению канала. Для наклона 54° HTC изменяется вдоль длины от 9143 до 8074 Вт/(м²·K) (при $L = 2 \div 10$ см). Падение давления Δp изменяется от 228 до 336 Па (при $L = 2 \div 10$ см), что указывает на компромисс между усилением теплообмена и гидравлическими потерями.

Наклон 72° : при 72° перераспределение конденсатной пленки сохраняет высокий уровень теплообмена, но без дальнейшего роста относительно $54^\circ - 36^\circ$ по большинству длины канала. Для поворота 72° HTC изменяется вдоль длины от 9140 до 8000 Вт/(м²·K) (при $L = 2 \div 10$ см). Падение давления Δp изменяется от 228 до 336 Па (при $L = 2 \div 10$ см).

Наклон 90° (вертикальный): когда канал был ориентирован вертикально, величины HTC остаются выше

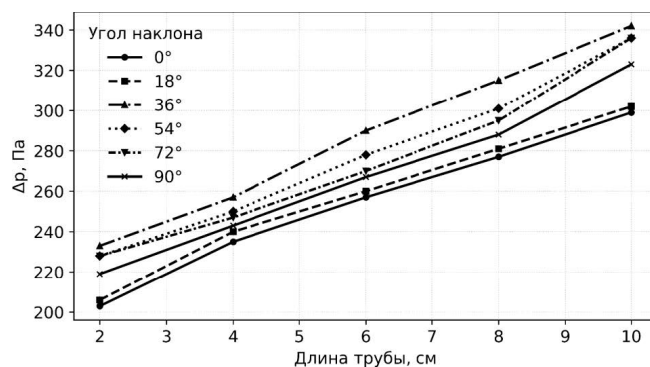


Рис. 10. Влияние Δp вдоль длины канала при различных углах наклона на профиль гидравлического сопротивления, учитывая распределение толщины пленки $\delta \approx 16 \div 22$ мкм и $\Delta T = 10$ K

Fig. 10. Effect of Δp along the channel length at different angles of inclination on the hydraulic resistance profile, taking into account the film thickness distribution $\delta \approx 16 \div 22$ μm and $\Delta T = 10$ K

базового случая 0° , но ниже максимума при 36° на входном участке. Для поворота 90° HTC изменяется вдоль длины от 8792 до 7980 Вт/(м²·K) (при $L = 2 \div 10$ см). Падение давления Δp изменяется от 219 до 323 Па (при $L = 2 \div 10$ см).

Исследование влияния углов наклона показало, что значения $30-45^\circ$ обеспечивают оптимальный баланс между поддержанием оптимальной толщины конденсатной пленки ($\delta \approx 18 \div 22$ мкм) и управляемым гидравлическим сопротивлением Δp . При меньших углах накопление пленки увеличивает локальное сопротивление потоку, тогда как при больших углах интенсивное стекание конденсата снижает эффективность теплообмена. Таким образом, выбор угла наклона является критически важным для обеспечения одновременно высокой теплоотдачи и допустимого давления. По представленным данным, наиболее высокие значения HTC на входном участке достигаются при повороте 36° (например, 9326 Вт/(м²·K) при $L = 2$ см), при этом Δp также возрастает (например, 233 Па при $L = 2$ см и до 342 Па при $L = 10$ см). Это позволяет оценивать оптимальный компромисс между эффективностью теплообмена и приемлемым ростом Δp на стадии проектирования, с опорой на зависимости HTC (L) и Δp (L) (рис. 9, 10).

Выводы

Численное моделирование показало, что локальная толщина конденсатной пленки δ и коэффициент теплоотдачи HTC в мини-каналах сильно зависят от температурного напора ΔT , состава пара, углов наклона и поворота канала, а также аспектного отношения AR.

Влияние ΔT на δ является нелинейным: при малых ΔT пленка тонкая из-за слабой интенсивности конденсации, при средних ΔT формируется оптимальная толщина $\delta \approx 18 \div 22$ мкм, а при высоких ΔT пленка стабилизируется, демонстрируя баланс конденсации и капиллярно-гравитационных эффектов.

Оптимальные углы наклона $30-45^\circ$ обеспечивают эффективное стекание конденсата при минимальных гидравлических потерях, что повышает HTC без значительного увеличения Δp .

Аспектное отношение канала $AR=2,0$ демонстрирует наилучшие тепло- и гидродинамические характеристики, позволяя одновременно повысить эффективность теплообмена и контролировать сопротивление потоку.

Новизна работы заключается в интеграции эффектов геометрии, ориентации и эксплуатационных параметров в единую количественно валидированную численную модель, обеспечивающую прогнозирование и оптимизацию работы компактных теплообменных систем. Полученные результаты имеют практическое значение для проектирования мини- и микроканальных теплообменников с высокой теплоотдачей и контролируемым давлением.

Литература/References

1. Yankov G., et al. Numerical simulation of the condensation of R-113 in an inclined tube using the VOF method. *E3S Web of Conferences*. 2023. Vol. 459.
2. Cai J. Y., et al. Numerical study on the condensation characteristics of vapor with non-condensable gas on inclined walls inside containment. *Annals of Nuclear Energy*. 2024. Vol. 204. P. 110562. DOI: 10.1016/j. anucene. 2024.110562
3. Liu Y., et al. Numerical investigation on the condensation of R134a, R1234ze (E) and R450A in mini-channels. *International Journal of Refrigeration*. 2021. Vol. 130. P. 305–316. DOI: 10.1016/j. ijrefrig. 2021.04.017
4. Riley G. A., et al. Visualizing and disrupting liquid films for filmwise flow condensation in horizontal minichannels. *Frontiers in Thermal Engineering*. 2022. Vol. 2. P. 953051. DOI: 10.3389/fther. 2022.953051
5. Keniar K., Garimella S. Experimental investigation of refrigerant condensation in circular and square micro- and mini-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021. Vol. 176 (4). P. 121383. DOI: 10.1016/j. ijheatmasstransfer. 2021.121383
6. Sikora M., Bohdal T. Modelling the condensation process of low-pressure refrigerants in mini-channels. *Materials*. 2022. Vol. 15, no 13. P. 4646. DOI: 10.3390/ma15134646
7. Vaishnavi G. N. V. Sudepta, Ramarajan J., Jayavel S. Numerical studies of bubble formation dynamics in gas-liquid interaction using Volume of Fluid (VOF) method. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2023. Vol. 39. P. 101718. DOI: 10.1016/j. tsep. 2023.101718
8. Mostafa I., et al. An experimental study of the inundation effect on filmwise condensation heat transfer over horizontal smooth and enhanced tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2023. Vol. 206. P. 123950. DOI: 10.1016/j. ijheatmasstransfer. 2023.123950
9. Thomas T. M., et al. Preferred mode of atmospheric water vapor condensation on nanoengineered surfaces: Dropwise or filmwise? *Langmuir*. 2023. Vol. 39, No. 15. P. 5396–5407. DOI: 10.1021/acs. langmuir. 3 c00022
10. Mohamed M. A., et al. Experimental study for enhancing condensation on large-scale surface using hybrid hydrophilic-hydrophobic patterns. *Case Stud. Therm. Eng.* 2023. Vol. 45. P. 102984. DOI: 10.1016/j. csite. 2023.102984
11. Tancon M., et al. Dropwise-to-filmwise transition during condensation of steam on hydrophilic surfaces. *Appl. Therm. Eng.* 2025. Vol. 278. P. 127128. DOI: 10.1016/j. applthermaleng. 2025.127128
12. Han T., et al. Sustainable thin-film condensation with free surface flow through water film network. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 2022. Vol. 196. P. 123222. DOI: 10.1016/j. ijheatmasstransfer. 2022.123222
13. Wang T., Tong L., Cao X. A universal correlation development for film-wise condensation in the presence of non-condensable gases on vertical walls under turbulent free convection. *Ann. Nucl. Energy*. 2023. Vol. 187. P. 109789. DOI: 10.1016/j. anucene. 2023.109789
14. Liu W., et al. Numerical Investigation of the Effect of Surface Wettability and Rotation on Condensation Heat Transfer in a Sludge Dryer Vertical Paddle. *Energies*. 2023. Vol. 16, No. 2. P. 901. DOI: 10.3390/en16020901
15. Bhanawat A., et al. Effect of surface inclination on filmwise condensation heat transfer during flow of steam — air mixtures. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*. 2020. Vol. 12, No. 4. DOI: 10.1115/1.4046867
16. Zhang Y., Qu M., Zhang X. Investigation of filmwise condensation and flow characteristics on inner curved heat transfer surface. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2023. Vol. 149, No. 18. P. 10265–10275. DOI: 10.1007/s10973-023-12533-2
17. Liu J., Cao X., Yang P. Experimental Study of the Effect of Inclination Angle on the Heat Transfer Characteristics of Steam Condensation in the Vertical Tube. *International Conference on Nuclear Engineering*. 2024. Vol. 88261.
18. Chen K., et al. Theoretical analysis of condensation heat transfer enhancement on dot-matrix hydrophilic-hydrophobic composite surfaces: Hydrophobic shapes and surface inclination effect. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2025. Vol. 169. P. 109568.

Сведения об авторах

Алхатиб Диаа

Ассистент каф. теоретических основ теплотехники им. Вукаловича, НИУ «МЭИ», 111250, Россия, Москва, Красноказарменная улица, 14, стр. 1; инженер-механик, преподаватель Дамасского университета, Дамаск, Сирия, AlkhatibD@mpei.ru. <https://orcid.org/0009-0007-3396-8930>

Люлин Юрий Вячеславович

К. ф.-м. н., старший преподаватель каф. теплоэнергетики и теплотехники, НИУ «МЭИ», 111250, Россия, Москва, Красноказарменная улица, 14, стр. 1, LiulinYV@mpei.ru. <https://orcid.org/0000-0003-0052-5950>. Scopus Author ID: 6504735424

Information about authors

Alkhateeb Diaa

Assistant of the Department of Theoretical Foundations of Thermal Engineering named after Vukalovich, MPEI, Krasnokazarmennaya 14, build. 1, Moscow, 111250, Russia; Mechanical engineer, lecturer at Damascus University, Damascus, Syria, AlkhatibD@mpei.ru. <https://orcid.org/0009-0007-3396-8930>

Lyulin Yuriy V.

Ph. D., Senior lecturer of the Department of Thermal Power Engineering and Heat Engineering, MPEI, Krasnokazarmennaya 14, build. 1, Moscow, 111250, Russia, LiulinYV@mpei.ru. <https://orcid.org/0000-0003-0052-5950>. Scopus Author ID: 6504735424

