

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТОВ ПОВЕРХНОСТНОЙ КОНДЕНСАЦИИ В ПАРОВЫХ ДВУХВИНТОВЫХ ДЕТАНДЕРАХ

М. Гриб, А. Брюммер

Технический университет Дортмунда,
Германия, 44227, г. Дортмунд, ул. Леонарда Эйлера, 5

Перевод с английского

М. А. Федорова

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

При работе двухвинтовых детандеров с незначительно перегретыми парами или даже с двухфазными жидкостями в период наполнения и в фазе расширения на поверхностях их проточной части происходит поверхностная конденсация, когда рабочая среда контактирует с более холодными внутренними поверхностями. Этот теплообмен рабочей среды с конструктивными элементами машины оказывает влияние на их рабочий цикл и КПД. Короткие промежутки времени и периодичность этого процесса указывают на то, что процесс конденсации лучше всего описывается при помощи моделей капельной конденсации. С учетом известных результатов научных исследований в данной статье уделено внимание анализу влияния поверхностной конденсации на работу двухвинтовых детандеров. Моделирование рабочей камеры в сочетании с тепловым расчетом используется для термодинамического моделирования, при котором учитывается изменение коэффициентов теплопередачи. Установлено, что во время фазы впуска на внутренних поверхностях машины появляется конденсат, который значительно холоднее рабочей среды. Это приводит к тому, что в рабочую камеру поступает большее количество рабочего тела, и, вследствие этого, увеличивается массовый расход машины. Увеличение выходной мощности, однако, не наблюдается. На последнем этапе расчетные результаты сравниваются с экспериментальными данными опытного образца двухвинтового детандера.

Ключевые слова: двухвинтовой детандер, поверхностная конденсация, теплообмен, рабочее тело, термодинамическое моделирование.

Перевод публикуется с разрешения авторов и Оргкомитета конференции «Компрессоры и их системы» (Лондон, 2019).

1. Введение

Внутренние перетечки и сопровождающие их дроссельные эффекты являются неизбежными потерями, снижающими общую эффективность винтовых машин. Как правило, при проектировании винтовых машин они сводятся к минимуму за счет оптимизации геометрии формы машины для конкретных рабочих параметров. Фазовый переход парообразных жидкостей в рабочих камерах винтовых расширителей представляет собой третий фактор влияния на общую эффективность винтовых расширителей, который необходимо учитывать в процессе проектирования и моделирования. С одной стороны, необходимо учитывать изменение свойств рабочего тела, происходящее при изменении агрегатного состояния, а с другой — влияние теплопередачи конденсации на общее преобразование энергии в течение рабочего цикла. Показано, что неравновесные эффекты во время образования тумана при расширении оказывают лишь незначи-

тельное влияние на интегральные параметры детандера [1, 2]. Однако теоретические исследования показывают, что высокие коэффициенты теплопередачи при поверхностной конденсации приводят к тому, что в течение периода заполнения в рабочих камерах задерживается значительное количество конденсата, что существенно увеличивает массовый расход винтового расширителя при неизменной выходной мощности [3]. Этот эффект будет исследован далее с помощью усовершенствованной модели рабочих процессов в двухвинтовом детандере.

2. Поверхностная конденсация

Конденсация обычно описывает фазовый переход текучей среды из газообразного в жидкое состояние, в результате чего происходит значительное выделение скрытой теплоты. Этот процесс, кроме того, подразделяется на поверхностную конденсацию и самопроизвольную конденсацию, при которой в рабочей среде появляется дисперсная

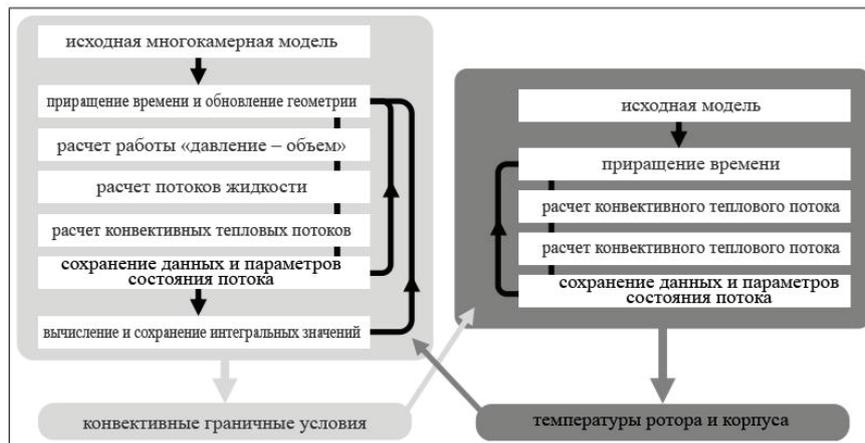


Рис. 1. Сопряженное моделирование: моделирование процессов в рабочей камере (слева) и тепловой расчет (справа)
 Fig. 1. Coupled simulation process with chamber model simulation (left) and thermal analysis (right)

гомогенная фаза. Явления конденсации на поверхностях, которые являются основным предметом обсуждения в этой статье, характеризуются накоплением капель или пленки конденсата, которые смачивают более холодную поверхность, и передачей скрытого тепла от жидкости к прилегающему твердому телу.

Поверхностная конденсация происходит, когда парообразная жидкость находится в контакте с более холодной стенкой, температура которой ниже температуры насыщения жидкости в термодинамическом равновесии. В отличие от самопроизвольной конденсации, когда скрытая теплота текущей среды передается окружающей газовой фазе, скрытая теплота передается через стенку. Если образуется пленка конденсата, слой конденсата действует как дополнительное термическое сопротивление, и фазовый переход пара происходит на границе раздела фаз пар – жидкость. Если условия поверхности препятствуют полному смачиванию, твердое тело лишь частично покрывается каплями конденсата, которые со временем растут. Из-за внешних сил или сдвиговых напряжений капли в конечном итоге будут двигаться вдоль стенки, поглощая на своем пути другие капли. Этот механизм снова создает частично сухую поверхность с последующей повторной инициализацией процесса капельной конденсации. Как правило, максимальная теплопередача достигается при капельной конденсации.

Фундаментальная работа по конденсации пленки была проведена Нусселтом, который представил аналитическую модель для ламинарной пленочной конденсации на вертикальной поверхности [4]. Позднее его модель была усовершенствована за счет учета температурной зависимости состояния жидкой пленки [5], формы волн на поверхности пленки [6] и турбулентности пленки [7]. Подход к моделированию улучшения теплопередачи в смежных потоках конденсата и пара был представлен Нумрихом [8]. Коэффициенты теплопередачи при конденсации обычно определяются из безразмерных уравнений переноса тепла, основанных на эмпирических исследованиях. Поскольку физические механизмы и, таким образом, выбор правильной эмпирической формулировки сильно зависят от режима потока, Тандон и другие предложили карту режимов потока для конденсационного диффузионного потока [9].

Было выявлено, что пленочная конденсация является преобладающей в конденсаторах. Однако в случае низкой поверхностной энергии твердого тела или когда на поверхности добавляются несмачиваемые слои или гидрофобные материалы, может происходить капельная конденсация, характеризующаяся коэффициентом теплопередачи до десяти раз выше, чем при пленочной конденсации [10]. Одна из моделей предполагает, что пар конденсируется на микроскопической пленке между каплями, которые действуют как накопители конденсата. Из-за его небольшой толщины влияние теплового пограничного слоя незначительно; это объясняет чрезвычайно высокий уровень переноса [11].

Другие модели основаны на процессах образования капель в поверхностных слоях. Однако вопрос о том, образуется ли тонкая пленка между каплями, еще не решен. Более того, еще предстоит разработать интегральное уравнение теплопередачи, объясняющее все тенденции опубликованных экспериментальных данных [12].

3. Моделирование

В данном исследовании рассматривается несинхронизированный сухой прототип винтового расширителя, а для расчета термодинамических характеристик используется моделирование рабочей камеры. Модель также включает теплообмен между рабочей жидкостью и деталями машины, а также теплопроводность в роторах и корпусе. Однако термическая деформация не учитывается. Поскольку для точного расчета состояний камеры требуются небольшие временные интервалы, в то время как изменения температуры ротора и корпуса развиваются в течение более длительного периода, создание модели камеры и термический анализ твердых тел выполняются в сопряженном моделировании. На рис. 1 показан процесс сопряженного моделирования. Инструмент для некоммерческого моделирования, использованный в этом исследовании, был разработан на кафедре гидродинамики Дортмундского технического университета.

При создании модели рабочие камеры объемных машин рассматриваются как некие контрольные объемы (рабочие тела), которые изменяются в течение рабочего цикла. Твердые рабочие тела представляют собой детали машины. Связи тепло-

вого или массового расхода между этими телами обеспечивают обмен массой и энергией. Геометрия емкостей и соединений обычно описывается как функция угла охватываемого ротора. Свойства емкостей и потоков рассчитываются при дискретных углах ротора итерационно [13]. Хотя при этом подходе отсутствует информация о трехмерном потоке в винтовой машине, высокое качество моделирования может быть достигнуто с помощью подробных подмоделей процессов и рабочих тел.

В этом исследовании применяется двухкамерная модель, которая содержит ведущие и ведомые камеры. Для каждого малого временного шага механическая работа W рассчитывается первоначально для каждого деформируемого рабочего тела при постоянной удельной энтропии s . Она определяется следующим образом при статическом давлении p и объеме камеры V :

$$W = \left(- \int p dV \right)_s. \quad (1)$$

Массовые потоки рабочего тела между двумя полостями через каналы с площадью поперечного сечения A_r рассматриваются как квазистационарные потоки через отверстие с коэффициентом потока α_r , являющимся отношением фактического массового расхода \dot{m}_{FF} до изоэнтропического массового расхода. Изэнтропическая плотность ρ_s и разница в удельной энтальпии Δh_s рассчитываются на основе энтропии источника и понижения статического давления. Теплоотдача в зазорах в данной работе не учитывается. В программе расчета, реализованной в инструменте моделирования, дополнительно проверяют наличие засорения потоков и в конечном итоге уравнивают давление. При необходимости определяют параметры состояния рабочего тела из предыдущей итерации. Подключения к последующим камерам рассматриваются по мере осуществления рабочих циклов.

$$\dot{m}_{FF} = \alpha_r \dot{m}_s = \alpha_r A_r \rho_s \sqrt{2\Delta h_s}. \quad (2)$$

Теплообмен ΔQ_{FS} между рабочим телом и деталями через поверхность A_h рассчитывается с учетом коэффициента теплопередачи α_h , разности температур ΔT и приращение времени Δt . Индивидуальная температура каждой поверхности теплообмена (корпуса или ротора сегмента) остается постоянной.

$$\Delta Q_{FS} = \alpha_h A_h \Delta T \Delta t. \quad (3)$$

Параметры состояния рабочего тела рассчитываются для каждого временного шага на основе изменений внутренней энергии U_F и массы m_F в соответствии с формулой (4), где $\Delta H_{i,F}$ — изменение энтальпии рабочего тела в контрольном объеме за счет процессов массообмена. Изменение тепловой энергии, обусловленное конвективным теплообменом между рабочим телом и деталями (индекс i), и массы за счет внешнего массообмена через зазоры и окна газораспределения (индекс j) рассчитываются индивидуально на каждом временном шаге.

$$\begin{aligned} \Delta U_F &= \Delta W + \sum \Delta Q_{FS,i} + \Delta H_{i,F} = \\ &= \Delta W + \sum \Delta Q_{FS,i} + \sum \Delta t \dot{m}_{FF,j} h_{i,j}. \end{aligned} \quad (4)$$

Конвективный теплообмен через поверхности деталей (усредненный за рабочий цикл) служит в качестве граничного условия для комбинированного теплового анализа, который включает теплопроводность между сегментами деталей.

На рис. 2 показана модель роторов и корпуса в разрезе. Разделение корпуса на винтовые элементы основано на предположении, что градиенты температуры корпуса коррелируют с градиентами температуры рабочего тела. В связи с высокой частотой вращения роторов предполагается, что температурное поле роторов изменяется в осевом направлении от стороны высокого давления к стороне низкого давления. Разделение корпуса и роторов в соответствии с ожидаемыми температурными полями подтверждается результатами Бакни для усредненных по времени распределений температуры, который отобразил циклические температуры на поверхности корпуса и ротора винтовых компрессоров, однако без учета проводимости внутри материала [14].

Средний коэффициент теплоотдачи и средняя температура рабочего тела, находящегося в контакте с поверхностями деталей, переносятся по результатам моделирования рабочей камеры в тепловой анализ.

Передаваемое тепло Q_{ss} между твердыми телами через площадь контакта A_h рассчитывается по закону Фурье, где D — расстояние по средней линии между двумя сегментами.

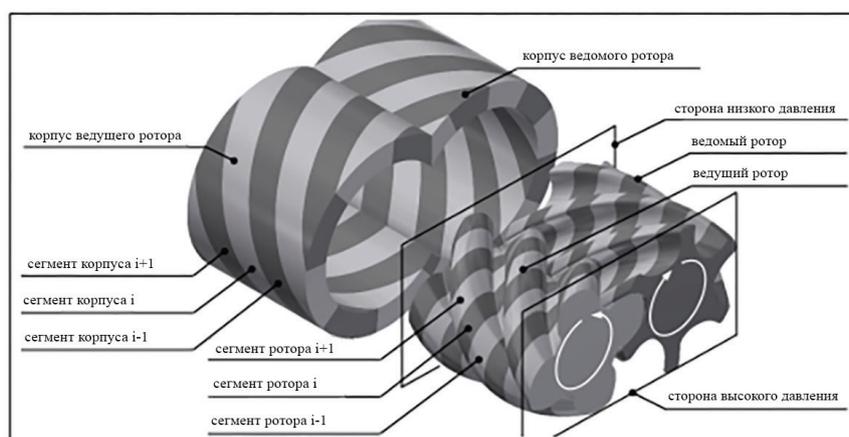


Рис. 2. Сегментация корпуса и ротора для теплового расчета
Fig. 2. Separation of housing and rotors for thermal analysis

$$\Delta Q_{ss} = \frac{\lambda A_h \Delta T \Delta t}{D}. \quad (5)$$

Изменение температуры деталей рассчитывается исходя из сохранения энергии, где c — удельная теплоемкость конструкционного материала, а m — масса детали.

$$\Delta T_s = \frac{\Delta U_s}{cm} = \sum \frac{\Delta Q_{ss,i}}{cm}. \quad (6)$$

Процедура теплового расчета выполняется в течение определенного периода времени, после которого расчет рабочих процессов в камере запускается повторно с учетом полученных температур ротора и корпуса. Состояние требуемой сходимости достигается, когда в тепловом анализе обеспечивается устойчивое состояние.

3. 1. Параметры моделирования.

Расчетная модель, представленная в этом исследовании, требует как числовых, так и машинных параметров.

Состояния рабочего тела рассчитываются в термодинамическом равновесии, и выбранная модель жидкости является моделью фундаментального уравнения состояния Поллака [15]. Рабочий цикл формируют дискретно с заданным шагом угла $\Delta\varphi = 0,03^\circ$. Для теплового анализа и моделирования теплопередачи роторы равномерно разделены вдоль оси вращения на 10 сегментов каждый, тогда как охватываемый и охватывающий корпус разделены на спиральные элементы. С учетом более широкого температурного диапазона выбирается несколько более точное разделение. Здесь ширина спиральных элементов эквивалентна половине соответствующего угла разделения ротора, что приводит к 11 охватываемым сегментам корпуса и 14 охватываемым сегментам корпуса. Соответствующая информация о геометрии винтового зацепления приведена в табл. 1. Коэффициенты расхода для внутренних перетечек и окон газораспределения составляют $\alpha_f = 0,8$ для всех расчетов в данном исследовании. Высота зазоров находится в диапазоне от $0,05$ до $0,08 \cdot 10^{-3}$ м.

3. 2. Теплопередача при поверхностной конденсации и кипении.

Коэффициенты теплопередачи требуются в качестве входных параметров для моделирования модели камеры с целью расчета теплообмена между рабочей жидкостью и твердыми телами. Обсуждение того, применимы ли модели конденсации, описанные в литературе, к двухвинтовым расширителям, приведено в [3]. Хорошо зарекомендовавшие себя эмпирические модели не обязательно соответствуют сложной ситуации потока и очень неустойчивой работе двухвинтовых расширителей. Из-за этой неопределенности коэффициенты теплопередачи систематически меняются в расчетах, представленных в этом исследовании. Однако необходимо учитывать режим поверхностной конденсации (капельная или пленочная), чтобы выбрать адекватные значения коэффициентов теплопередачи. Предполагается, что начальные механизмы при пленочной конденсации идентичны механизмам при капельной конденсации [16, 17]. Венцель указывает период образования первичных капель от 10^{-4} до 10^{-3} с, что сравнимо со временем рабочего цикла расширителя [18]. Поскольку ожида-

Таблица 1. Параметры детандера
Table 1. Expander data

Параметр	Значение
Профиль ротора	SRM A
Количество зубьев	4 (ведущих)/ 6 (ведомых)
Максимальный объем камеры	26254 мм ³
Геометрическая степень сжатия	4,0
Диаметр внешней окружности ротора	58,9 мм
Межосевое расстояние	46,2 мм

ется, что накопившийся конденсат на внутренних поверхностях машины будет уноситься высокоскоростными потоками утечки или испаряться в более поздний момент во время рабочего цикла, можно предположить, что процесс конденсации возобновляется с каждым рабочим циклом. Согласно этим предположениям, процесс поверхностной конденсации в двухвинтовых детандерах, по-видимому, лучше всего представлен моделями капельной конденсации. Величина коэффициентов теплопередачи оценивается на основе корреляции Роуз, которая рассчитывает коэффициент теплопередачи при капельной конденсации на основе переохлаждения поверхности [19].

Кроме того, температуры частей корпуса и ротора сильно зависят от циклических температур текущей среды. Следовательно, во время рабочего цикла будут возникать ситуации, когда жидкая текущая среда находится в контакте с теплыми поверхностями машины, что приведет к кипению. При условии, что эти ситуации возникают во время последнего этапа расширения и периода нагнетания, то повторное испарение конденсата оказывает незначительное влияние на рабочее поведение сдвоенного двухвинтового детандера. Можно ожидать, что теплопередача при кипении находится в пределах теплопередачи при поверхностной конденсации, что является причиной того, что коэффициенты теплопередачи поддерживаются постоянными в течение всего рабочего цикла [20].

4. Пример применения

Ниже представлен пример исследования для того, чтобы показать общее влияние поверхностной конденсации на работу двухвинтового детандера. Задача состоит в определении временных рамок рабочего цикла, в течение которого происходит поверхностная конденсация, и определении соответствующих теплопередающих поверхностей. Рассматриваемое в этом разделе давление впуска $p_{in} = 4 \cdot 10^5$ Па, давление выпуска $p_{out} = 1 \cdot 10^5$ Па, скорость расширителя $n = 8000$ мин⁻¹ ($u = 24,67$ м/с). Рабочая жидкость — перегретый пар с температурой $\Delta T = 10$ К. Коэффициент теплопередачи конденсации устанавливается равным $\alpha_h = 1 \cdot 10^5$ Вт·м⁻²·К⁻¹.

На рис. 3 представлено сравнение индикаторных диаграмм при неадиабатическом моделировании, при котором учитывается поверхностная конденсация, и при адиабатическом моделировании. В обоих случаях величина давлений имеет близкие значения. Давление в камере во время периода наполнения близко к давлению на входе, что вызвано умеренным дросселированием на входе из-

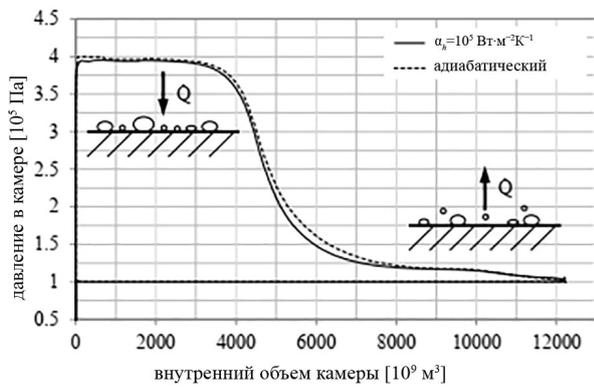


Рис. 3. Сравнение индикаторных диаграмм при адиабатическом процессе расширения и при процессе расширения с учетом поверхностной конденсации
Fig. 3. Comparison of indicator plots for adiabatic process and process with surface condensation taken into account

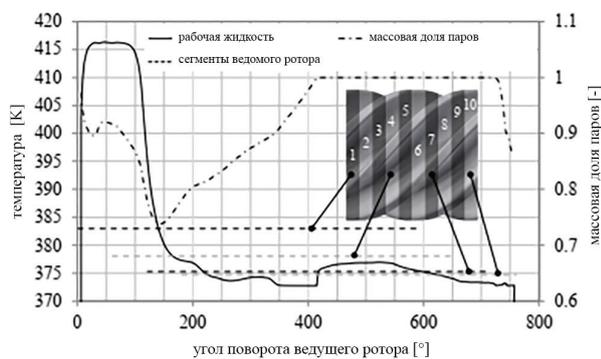


Рис. 4. Изменение температуры рабочего тела; температура сегментов ведомого ротора; массовая доля пара
Fig. 4. Plot of fluid temperature, temperatures of female rotor segments, and vapour mass fraction

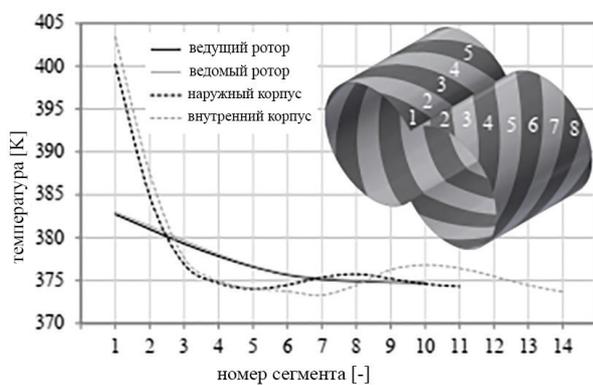


Рис. 5. Распределение температуры в деталях машины
Fig. 5. Temperature distribution in machine parts

за низкой скорости детандера. На поздней стадии расширения утечки из следующих камер создают незначительный эффект рекуперации. Процесс в адиабатической камере проходит при повышенном давлении. Теплообмен во время фазы впуска и расширения вызывает дополнительное падение давления по сравнению с тем, которое вызвано работой объема давления. Однако, несмотря на большую величину теплообмена, эти различия невелики, что приводит к уменьшению внутренней мощности

всего на 4,2 % по сравнению с адиабатическим расчетом. В отличие от этого массовый расход увеличен на 9,7 %. Во время периода заполнения конденсат выпадает на поверхности деталей, когда их температура ниже температуры насыщения. Пока рабочая камера соединена с камерой высокого давления через впускной канал, эти потери в паровой фазе компенсируются увеличением притока. Следовательно, имеет место увеличение массы рабочего тела внутри камеры в конце периода наполнения при неадиабатическом моделировании.

На рис. 4 показаны соответствующие температурные диаграммы и графики для рабочего тела и сегментов ротора, а также массовая доля пара в рабочем теле. Даже ближайший к стороне высокого давления сегмент ротора контактирует с рабочей жидкостью почти на протяжении всего цикла детандера. Значительные перепады температур между рабочей жидкостью и сегментами ротора возникают во время периода заполнения и фазы расширения, вызывая почти мгновенное начало поверхностной конденсации. Более того, передача скрытой теплоты при конденсации или испарении (во время фазы позднего расширения, когда температура поверхности выше, чем температура насыщения рабочей жидкости) не вызывает значительного нагревания или охлаждения жидкости, в результате чего температурные различия остаются большими. Поверхностная конденсация пара во время периода наполнения и фазы расширения приводит к тому, что массовая доля пара меньше единицы. Во время более позднего рабочего цикла, когда жидкость контактирует с более теплыми частями машины, массовая доля пара увеличивается и достигает единицы. Распределение температуры в роторах и упрощенных сегментах корпуса изображено на рис. 5. Температуры ведущего ротора близко сходятся с температурами ведомого. Кроме вращающихся твердых тел, сегментам корпуса отводится относительно короткий период рабочего цикла. Следовательно, распределение температуры корпуса хорошо коррелирует с температурой рабочего тела. Небольшие различия между температурами сегментов и усредненными температурами рабочего тела указывают на интенсивный теплообмен при поверхностной конденсации (и испарении), преобладающий над теплопроводностью.

Так как тепловой анализ основан на сохранении энергии и теплообменом с окружающей средой пренебрегают, что вполне осуществимо с учетом величины теплопередачи при конденсации и кипении, то его можно дифференцировать между поверхностями конденсации и испарения. В частности, ожидается, что поверхностная конденсация будет происходить на поверхностях ротора в период наполнения и фазы расширения. Во время фазы нагнетания температура ротора в основном превышает температуру жидкости, что приводит к повторному испарению ранее возникшего конденсата. Аналогичные эффекты наблюдаются и на поверхностях корпуса. Однако разница температур между рабочей жидкостью и поверхностями корпуса меньше.

5. Поведение при эксплуатации и проверка экспериментальных данных

Кроме того, поведение при эксплуатации прототипа винтового детандера исследуется с помощью моделирования рабочей камеры. На рис. 6 представ-

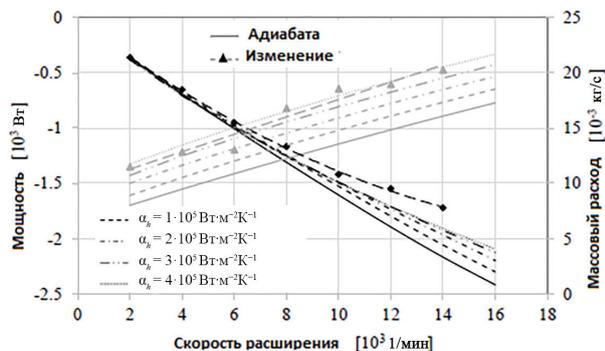


Рис. 6. Диаграмма характеристик: изменение мощности (черная линия) и изменение массового расхода (серая линия)
Fig. 6. Characteristic diagram with power (black lines) and mass flow rates (grey lines)

Список символов

Символ	Единица измерения	Свойство	Подстрочный индекс	Свойство
A	м ²	площадь	f	поток жидкости
c	Дж·кг ⁻¹	удельная теплоемкость	F	емкость жидкости
D	м	расстояние	h	тепловой поток
h	Дж·кг ⁻¹	удельная энтальпия	i	индекс: теплообмен
H	Дж	энтальпия	j	индекс: массообмен
m	кг	масса	in	вход
\dot{m}	кг·с ⁻¹	массовый расход	out	выход
n	с ⁻¹	частота вращения	s	изэнтропийным
p	Па	давление	S	твердое тело (деталь)
Q	Дж	теплота	sh	перегретый
s	Дж·кг ⁻¹ ·К ⁻¹	удельная энтропия	t	итог
t	с	время		
T	К	температура		
u	м·с ⁻¹	окружная скорость		
U	Дж	внутренняя энергия		
V	м ³	объем		
W	Дж	механическая работа/ работа «давление — объем»		
α_r	—	коэффициент расхода		
α_h	Вт·м ⁻² ·К ⁻¹	коэффициент теплоотдачи		
Δ	—	разность		
λ	Вт·м ⁻² ·К ⁻¹	теплопроводность		
φ	°	угол поворота ротора		
ρ	кг·м ⁻³	плотность		

лены интегральные результаты расчетов в сравнении с экспериментальными данными. Рассчитанные абсолютные значения внутренней мощности увеличиваются с увеличением числа оборотов детандера. Расхождения между смоделированной внутренней мощностью и эффективной мощностью, полученной в результате эксперимента, возникают в результате механических потерь (трения), которые не учитываются в расчетах.

Отклонение, как и ожидалось, увеличивается с увеличением скорости расширителя. Влияние поверхностной конденсации (в течение периода впуска и фазы расширения) на расчетную внутреннюю мощность, увеличивается с увеличением скорости детандера.

Массовый расход линейно увеличивается со скоростью детандера. Расчеты без учета теплообмена между рабочим телом и деталями машины явно занижают экспериментальные данные. Соответствие моделирования и экспериментальных данных улучшается, если учесть теплопередачу между рабочим телом и частями машины и, как следствие, увеличение массового расхода, вызванное конденсацией.

Значения, рассчитанные с коэффициентом теплопередачи $\alpha = 4 \cdot 10^5$ Вт·м⁻²·К⁻¹, адекватно отражают рабочее поведение исследованного винтового детандера.

6. Выводы

Двухвинтовые детандеры, работающие с умеренно перегретым паром, скорее всего, будут подвержены воздействию поверхностной конденсации. В период наполнения и начальной фазы расширения температура внутренней поверхности ниже температуры насыщения пара, что приводит к появлению конденсата на этих поверхностях. В частности, значительные перепады температур между жидкостью и поверхностями ротора, а также высокие коэффициенты теплопередачи приводят к тому, что конденсат задерживается в рабочей камере в конце периода заполнения, что приводит к увеличению массового расхода жидкости машины. Более высокой выходной мощности, однако, не следует ожидать.

Тепловой анализ показывает, что теплопередача при начальной конденсации и последующем испарении жидкости, когда температура внутренней поверхности больше температуры жидкости, доминирует над теплопроводностью в деталях машины. Короткое время цикла двухвинтовых детандеров и характер течения в рабочих камерах позволяют предположить, что режим поверхностной конденсации — это капельная конденсация.

Список источников

- Grieb M., Brümmer A. Effects of spontaneous condensation in steam-driven screw expanders // IOP Conf. Ser.: Materials Science and Engineering. 2017. Vol. 232. 012078. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012078.
- Grieb M., Brümmer A. Simulation-based investigation of spontaneous condensation in steam-driven screw expanders // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2019. DOI: 10.1177/0954408919825747. DOI: 10.1088/1757-899X/425/1/012004.
- Grieb M., Brümmer A. Effects of surface condensation in an idealised steam-driven screw expander // IOP Conf. Ser.: Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 425. 012004.

4. Nußelt W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes // Zeitschrift des Vereinsdeutscher Ingenieure. 1916. Vol. 60. P. 569–575.

5. Voskresenskij K. D. Calculation of heat transfer during film condensation with condensate properties as a function of temperature (in Russian). Moscow, 1948. P. 1023–1028.

6. Kutateladze S. S., Gorgonin I. I. Heat transfer in film condensation of slowly moving vapor // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1979. Vol. 22, Issue 12. P. 1593–1599.

7. Müller J. Wärmeübergang bei der Filmkondensation und seine Einordnung in Wärme- und Stoffübertragungsvorgängen bei Filmströmungen. Düsseldorf: Fortschritt-Berichte VDI, 1992. Reihe 3. Nr. 270.

8. Numrich R. Influence of gas flow on heat transfer in film condensation // Chemical Engineering Technology. 1990. Vol. 13, Issue 1. P. 136–143. DOI: 10.1002/ceat.270130119.

9. Tandon T. N., Varma H. K., Gupta C. P. A new flow regimes map for condensation inside horizontal tubes // Journal of Heat Transfer. 1982. Vol. 104 (4). P. 763–768.

10. Numrich R., Müller J. VDI-Wärmeatlas. 11th ed. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013. P. 1035–1052. ISBN 978-3-642-19981-3.

11. Koch G. Untersuchungen zur Tropfenkondensation auf metallischen, hartstoffbeschichteten Oberflächen. Erlangen: Berichterzeugung Energie und Verfahrenstechnik, H. 96.4. ESYTEC. 1996.

12. Merte H. Jr. Condensation heat transfer // Advanced in Heat Transfer. 1973. Vol. 9. P. 181–272.

13. Kauder K., Janlokl M. Adiabatic modelling and thermodynamic simulation of rotary displacement machines // International Conference on Compressors and Their Systems. 2003. P. 511–520.

14. Buckney D. Clearance management in twin screw compressors. London: City, University of London, 2017. 246 p.

15. Pollak R. Die thermodynamischen Eigenschaften von Wasser — dargestellt durch eine kanonische Zustandsgleichung für die fluiden homogenen und heterogenen Zustände bis 1200 Kelvin und 3000 bar. Bochum: Ruhr-Universität Bochum, 1974.

16. Song T., Lan Z., Ma X., Bai T. Molecular clustering physical model of steam condensation and the experimental study on the initial droplet size distribution // International Journal of Thermal Sciences. 2009. Vol. 48, Issue 12. P. 2228–2236. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.05.004.

17. Lan Z., Xu W., Zhu X., Ma X. Microscale behaviors of dropwise condensation: Reflection spectrum analysis // ASME

2012 Third International Conference on Micro/Nanoscale Heat and Mass Transfer. 2012. P. 385–389. ISBN 978-0-7918-5477-8.

18. Wenzel H. Erweiterte Theorie des Wärmeübergangs bei Tropfenkondensation // Wärme- und Stoffübertragung. 1969. Vol. 2, Issue 1. P. 6–18.

19. Rose J. W. Interphase matter transfer, the condensation coefficient and dropwise condensation // Proc. 11th Int. Heat Transfer Conf. Kyongju, Korea, 1998. Vol. 13. P. 89–104.

20. El Hajal J., Thome J., Cavallini A. Condensation in horizontal tubes. Part 1: Two-phase flow pattern map // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2003. Vol. 46, Issue 18. P. 3349–3363.

Сведения о переводчице

ФЕДОРОВА Мария Александровна, кандидат филологических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Иностранные языки».

SPIN-код: 5636-7474

AuthorID (РИНЦ): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Источник перевода:

Grieb M., Brümmer A. Investigation into the effects of surface condensation in steam-driven twin screw expanders // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604, no. 1. 012044. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012044.

Ссылка на полный текст статьи:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/604/1/012044/pdf>

Адрес для переписки: sidorova_ma79@mail.ru

Для цитирования

Гриб М., Брюммер А. Исследование эффектов поверхностной конденсации в паровых двухвинтовых детандерах = Grieb M., Brümmer A. Investigation into the effects of surface condensation in steam-driven twin screw expanders / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 1. С. 44–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-1-44-52.

Перевод поступил в редакцию 03.02.2021 г.

© М. Гриб, А. Брюммер

INVESTIGATION INTO THE EFFECTS OF SURFACE CONDENSATION IN STEAM-DRIVEN TWIN SCREW EXPANDERS

M. Grieb, A. Brümmer

TU Dortmund University,
Germany, Dortmund, Leonhard-Euler-Str., 5, 44227

Translated from English

M. A. Fedorova

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

During the operation of twin screw expanders with slightly superheated vapours or even two-phase fluids, surface condensation on machine parts occurs during the filling period and the expansion phase when the working fluid is in contact with cooler inner surfaces. This heat exchange from the working fluid to adjacent machine parts effects the working cycle and the efficiency of these machines. Short time scales and the periodicity of the process indicate the condensation process is best described by models for dropwise condensation. In this paper the effects of surface condensation on the operation of twin screw expanders are initially discussed in a simulation-based investigation. Chamber model simulation coupled with a thermal analysis is used for the thermodynamic simulation, whereby heat transfer coefficients are systematically varied. It is found that during the inlet phase condensate emerges on the inner surfaces of the machine being substantially cooler than the working fluid. This results in a higher mass being trapped within the working chamber and, thus, an increasing mass flow rate of the machine. An increase in power output is, however, not observed. The results obtained from chamber model simulations are finally compared against experimental data of a screw expander prototype.

Keywords: twin screw expanders, surface condensation, heat exchange, working fluid, thermodynamic simulation.

Printed by permission from the authors and the Centre for Compressor Technology (International Conference on Compressors and their Systems. London, 2019).

References

1. Grieb M., Brümmer A. Effects of spontaneous condensation in steam-driven screw expanders // IOP Conf. Ser.: Materials Science and Engineering. 2017. Vol. 232. 012078. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012078. (In Engl.).
2. Grieb M., Brümmer A. Simulation-based investigation of spontaneous condensation in steam-driven screw expanders // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2019. DOI: 10.1177/0954408919825747. DOI: 10.1088/1757-899X/425/1/012004. (In Engl.).
3. Grieb M., Brümmer A. Effects of surface condensation in an idealised steam-driven screw expander // IOP Conf. Ser.: Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 425. 012004. (In Engl.).
4. Nußelt W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes // Zeitschrift des Vereinsdeutscher Ingenieure. 1916. Vol. 60. P. 569–575. (In Germ.).
5. Voskresenskij K. D. Calculation of heat transfer during film condensation with condensate properties as a function of temperature (in Russian). Moscow, 1948. P. 1023–1028. (In Engl.).
6. Kutateladze S. S., Gorgonin I. I. Heat transfer in film condensation of slowly moving vapor // International Journal of Heat and Mass Transfer. 1979. Vol. 22, Issue 12. P. 1593–1599. (In Engl.).
7. Müller J. Wärmeübergang bei der Filmkondensation und seine Einordnung in Wärme- und Stoffübertragungsvorgängen bei Filmströmungen. Düsseldorf: Fortschritt-Berichte VDI, 1992. Reihe 3. Nr. 270. (In Germ.).
8. Numrich R. Influence of gas flow on heat transfer in film condensation // Chemical Engineering Technology. 1990. Vol. 13, Issue 1. P. 136–143. DOI: 10.1002/ceat.270130119. (In Engl.).
9. Tandon T. N., Varma H. K., Gupta C. P. A new flow regimes map for condensation inside horizontal tubes // Journal of Heat Transfer. 1982. Vol. 104 (4). P. 763–768. (In Engl.).
10. Numrich R., Müller J. VDI-Wärmeatlas. 11th ed. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013. P. 1035–1052. ISBN 978-3-642-19981-3. (In Germ.).
11. Koch G. Untersuchungen zur Tropfenkondensation auf metallischen, hartstoffbeschichteten Oberflächen. Erlangen: Bericht zur Energie und Verfahrenstechnik, H. 96.4. ESYTEC. 1996. (In Germ.).
12. Merte H. Jr. Condensation heat transfer // Advanced in Heat Transfer. 1973. Vol. 9. P. 181–272. (In Engl.).
13. Kauder K., Janlokl M. Adiabatic modelling and thermodynamic simulation of rotary displacement machines //

International Conference on Compressors and Their Systems. 2003. P. 511–520. (In Engl.).

14. Buckney D. Clearance management in twin screw compressors. London: City, University of London, 2017. 246 p. (In Engl.).

15. Pollak R. Die thermodynamischen Eigenschaften von Wasser — dargestellt durch eine kanonische Zustandsgleichung für die fluiden homogenen und heterogenen Zustände bis 1200 Kelvin und 3000 bar. Bochum: Ruhr-Universität Bochum, 1974. (In Germ.).

16. Song T., Lan Z., Ma X., Bai T. Molecular clustering physical model of steam condensation and the experimental study on the initial droplet size distribution // International Journal of Thermal Sciences. 2009. Vol. 48, Issue 12. P. 2228–2236. DOI: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.05.004. (In Engl.).

17. Lan Z., Xu W., Zhu X., Ma X. Microscale behaviors of dropwise condensation: Reflection spectrum analysis // ASME 2012 Third International Conference on Micro/Nanoscale Heat and Mass Transfer. 2012. P. 385–389. ISBN 978-0-7918-5477-8. (In Engl.).

18. Wenzel H. Erweiterte Theorie des Wärmeübergangs bei Tropfenkondensation // Wärme- und Stoffübertragung. 1969. Vol. 2, Issue 1. P. 6–18. (In Germ.).

19. Rose J. W. Interphase matter transfer, the condensation coefficient and dropwise condensation // Proc. 11th Int. Heat Transfer Conf. Kyongju, Korea, 1998. Vol. 13. P. 89–104. (In Engl.).

20. El Hajal J., Thome J., Cavallini A. Condensation in horizontal tubes. Part 1: Two-phase flow pattern map // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2003. Vol. 46, Issue 18. P. 3349–3363. (In Engl.).

About the translator

FEDOROVA Maria Aleksandrovna, Candidate of Philological Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department.

SPIN-code: 5636-7474

AuthorID (RSCI): 636900

ORCID: 0000-0002-0899-6303

AuthorID (SCOPUS): 57193409850

ResearcherID: D-7718-2014

Address for correspondence: sidorova_ma79@mail.ru

For citations

Grieb M., Brümmer A. Investigation into the effects of surface condensation in steam-driven twin screw expanders / trans. from Engl. M. A. Fedorova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 1. P. 44–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-1-44-52.

Received February 3, 2021.

© M. Grieb, A. Brümmer