

# ИССЛЕДОВАНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ДАВЛЕНИЯ И РАСХОДА КЛАПАНОВ ГЕРМЕТИЧНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Ч. Шахин, Х. Керпиччи, А. Я. Карабай, К. Карахан

Исследовательский отдел АО «Арчелик»,  
Турция, 34950, Стамбул, р-н Тузла

Перевод с английского  
М. А. Федорова

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

Обеспечение низкого энергопотребления бытовой техники является важнейшей задачей её производителей. Для достижения требуемого энергетического уровня в бытовых холодильниках начали широко использовать высокоэффективные компрессоры с переменной производительностью. Пластинчатые клапаны и конструкция пластин клапанов являются наиболее важными вопросами при разработке поршневых компрессоров с точки зрения коэффициента полезного действия (КПД). Жесткость пластин клапанов и конфигурации проходных каналов в седле играют важную роль в снижении потерь при различных скоростях и условиях эксплуатации. В последнее десятилетие для исследования динамики клапанов начал применяться метод Fluid Structure Interaction (FSI). Из-за сложности и высокой вычислительной стоимости метода FSI альтернативные методы моделирования по-прежнему являются более предпочтительными для получения более быстрых и простых решений.

В разработанной нашей компанией программе моделирования используются коэффициенты давления и расхода для расчета динамики клапана и массового расхода газа через него. Они рассчитываются с помощью программного пакета Computational Fluid Dynamics (CFD) в зависимости от высоты подъема клапана. В данном исследовании были рассчитаны коэффициенты давления и расхода при различных положениях поршня. В качестве конструктивного фактора также учитывался дополнительный прилив на поршне, который используется для уменьшения мертвого объема. Расчеты CFD были установлены для стационарного состояния при различных положениях клапана с помощью Ansys Fluent. Рассчитанные коэффициенты расхода и давления были введены в программу моделирования, а влияние положения поршня было представлено с точки зрения КПД, охлаждающей способности и сопоставлено с результатами эксперимента.

**Ключевые слова:** поршневой холодильный компрессор, клапаны, коэффициент давления, коэффициент расхода, CFD-анализ, имитационная модель, эксперимент, верификация.

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

## 1. Введение

Конфигурация нагнетательных и всасывающих клапанов является важным конструктивным параметром компрессора, если говорить о его эффективности. Как правило, для определения оптимального канала в седле и пластины клапана требуется параметрический анализ конфигурации новой конструкции компрессора. В качестве идеального метода для понимания динамики работы клапанов может быть использован метод FSI. Однако из-за своей сложности и высокой стоимости вычислительных расчетов он неприемлем для параметрического анализа. Вместо FSI

в литературе широко используются дискретные симуляционные модели для определения конструктивных параметров.

Керпиччи и Огуз (2006) исследовали отклик массового потока модели входного отверстия с использованием коэффициентов расхода, полученных из стационарной и переходной вычислительной гидродинамики (CFD) из анализов для различной высоты подъема клапана. В обоих случаях через проходное отверстие клапана и замыкающий элемент клапана на пластину подается динамический перепад давления. Было выявлено, что погрешность, связанная с расчетом интегрированного по времени среднего массового рас-

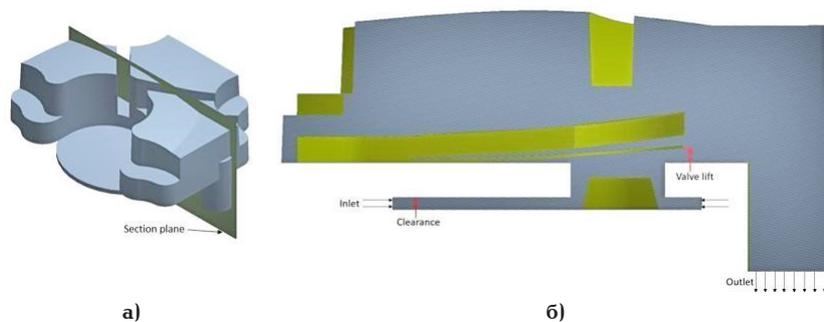


Рис. 1. Изометрический вид (а) и вид в разрезе (б) в 3D модели  
Fig. 1. Isometric view (a) and section view (b) of 3D model

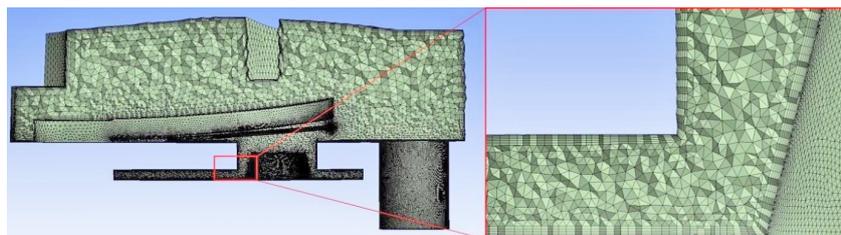


Рис. 2. Конфигурация сетки в плоскости разреза  
Fig. 2. Mesh configuration of the section plane

хода, составляет порядка 5% для конкретной конфигурации и профиля пульсаций давления.

Перейра и Дешам (2010) исследовали влияние поршня на эффективный поток и распределение давлений в упрощенной конструкции выпускного клапана. Числовая модель, основанная на двумерном представлении, была разработана для моделирования процесса нагнетания при различных комбинациях высоты подъема клапанов и положения поршня. Благодаря полученным для эффективного потока и распределения давлений результатам, анализ показал, что положение поршня относительно головки цилиндра должно быть включено в модель, чтобы достовернее описать работу клапана. Однако был выполнен двумерный CFD-анализ, и никаких конкретных аргументов в пользу модели, описанной в этой статье, приведено не было.

Серджио и соавторы (2018) исследовали влияние инерции массового и обратного потока на эффективный расход и распределение давлений в дискретной имитационной модели. Вариация, связанная с использованием различных эффективных потоков и распределения давлений для нормальных и противоточных условий на клапане, скорости соударения составила почти 19%. Также с учетом условий инерции массового расхода обратный поток уменьшился до 100%.

Гуанью и соавторы (2019) предложили модель со степенью свободы 1 для анализа динамики клапанов, которая включает в себя эффекты адгезии и соотношение между эффективной длиной, силой упругости и массой пластины клапана с изменением смещения. Результаты моделирования были подтверждены с помощью экспериментального измерения для стороны нагнетания. Влияние жесткости клапана, высоты ограничителя, диаметра отверстия и скорости вращения

компрессора исследовались параметрически по профилям давления и скорости.

В данной статье на основании CFD-анализа исследовано влияние положения поршня на расход и коэффициенты силы. Кроме того, коэффициенты, которые были рассчитаны на основе положения поршня и подъема клапанов, использованы в новой одномерной модели, а полученные результаты по холодопроизводительности, коэффициента полезного действия (КПД) и потерь на выходе, были сопоставлены с предыдущей одномерной моделью и экспериментальными результатами в модели ASHRAE.

## 2. Анализ CFD

Трёхмерная конфигурация и вид поперечного сечения линии нагнетания потока, включая цилиндр и внутренний объём головки цилиндра, показаны на рис. 1. Граничные условия на входе и выходе были определены следующим образом: давление всасывания (8,0 бар, 400K) и давление нагнетания (7,6 бар, 383K) соответственно. Входное давление было приложено к боковой поверхности цилиндра, так как радиальный поток, как полагают, лучше отражает фактическую ситуацию.

В области вычислений использовалась неструктурированная тетраэдрическая сетка. Для каждого рассматриваемого подъема клапана и поршневых положений создавались различные сетки. Все сетки состояли примерно из 10–12 миллионов ячеек, а значения асимметрии были сохранены < 0,9. Образец сетчатой структуры на плоскости сечения приведен на рис. 2.

Анализ проводился с помощью коммерческого программного обеспечения (Ansys, Fluent 19.2). Турбулентный поток был решен с помо-

цью усредненных уравнений потока Рейнольдса. В решении была использована противоположная схема первого порядка уравнений импульса, энергии и турбулентности. Сопряжение полей давления и скорости было достигнуто с помощью простой схемы. Для моделирования турбулентности была реализована модель  $k-\epsilon$ , использовалась стандартная функция стенки с  $y^+ > 11$ . Интенсивность турбулентности была установлена на уровне 7%. В качестве жидкости использовался изобутан в идеальном газовом состоянии.

### 3. Имитационная модель

Для моделирования объема о рабочей полости цилиндра и динамики клапанов была использована одномерная модель. Поток в цилиндре не был рассчитан, и давление в цилиндре было принято однородным. Температура стенки цилиндра, температуры нагнетания и всасывания были приняты постоянными, в измерениях были использованы данные, полученные в ходе экспериментальных исследований. Моделирование клапанов производилось путем деления на несколько элементов (узловых точек) вдоль длины клапанов. Масса клапана была сосредоточена в этих дискретных узловых точках, которые были равномерно распределены по всей длине клапана.

Поток хладагента через отверстия клапанов описывался формулой для несжимаемого потока, преобразованной для сжимаемого потока с коэффициентом расширения, что может быть проиллюстрировано в виде следующей системы уравнений:

$$\Phi = \alpha \epsilon \omega E D \sqrt{2\rho(P_u - P_d)}; \quad (1)$$

$$\epsilon = 1 - \frac{c_v}{c_p} \cdot \left[ \frac{P_u - P_d}{P_u} \right]; \quad (2)$$

$$A_o = \omega E D; \quad (3)$$

$$\alpha = \frac{\Phi_{cfd}}{\epsilon A_o \sqrt{2\rho(P_u - P_d)}}, \quad (4)$$

где  $\Phi$  — массовый расход;  $\epsilon$  — коэффициент расширения;  $c_v$  и  $c_p$  — удельная теплоемкость при постоянном объеме и постоянном давлении соответственно;  $\omega$  — подъем клапана;  $E$  вводится в виде кругового коэффициента масштабирования (его номинальное значение равно  $\pi$ );  $D$  — диаметр входного отверстия,  $P_u$  и  $P_d$  — восходящий поток и нисходящий поток давления соответственно;  $\rho$  — плотность хладагента;  $\alpha$  — коэффициент расхода и давления, который равен безразмерному числу;  $A_o$  — площадь потока;  $\Phi_{cfd}$  — массовый поток, который вычисляется с помощью CFD-анализа. Коэффициент расхода представляет собой отношение массового потока, рассчитанного на основе CFD-анализа, к массовому потоку, который рассчитывается как сжимаемый с использованием коэффициента расширения. Он используется в качестве поправочного коэффициента, чтобы устранить погрешности, возникающие при одномерной аппроксимации контрольного объема в уравнении (1).

Сила газа, действующая на клапан, описывается уравнением (5):

$$F_g = \alpha_f \frac{\pi}{4} D^2 (P_u - P_d); \quad (5)$$

$$A_v = \frac{\pi}{4} D^2; \quad (6)$$

$$\alpha_f = \frac{F_{cfd}}{A_v (P_u - P_d)}, \quad (7)$$

где  $E_x$  — коэффициент масштабирования;  $D$  — диаметр выходного отверстия;  $P_u$  и  $P_d$  — восходящий и нисходящий потоки давления;  $\alpha_f$  — коэффициент расхода и давления;  $A_v$  — площадь входного отверстия;  $F_{cfd}$  — сила газа, которая рассчитывается из анализа CFD. Коэффициент расхода и давления представляет собой отношение силы газа, которое рассчитывается на основе CFD-анализа и силы газа, которая рассчитывается из разности давлений между верхним и нижним потоками. Точно так же он используется в качестве поправочного фактора для устранения ошибок, которые исходят из одномерной аппроксимации контрольного объема в уравнении (5).

В данной одномерной модели коэффициенты расхода рассчитываются только в зависимости от высоты подъема клапанов. Коэффициенты расхода и давления описываются уравнением (4) и (5), которые используются в настоящей одномерной модели;

$$\alpha = A w + B; \quad (8)$$

$$\alpha_f = E w + F, \quad (9)$$

где  $\alpha$  и  $\alpha_f$  — коэффициенты расхода и давления соответственно;  $A$ ,  $B$ ,  $E$ ,  $F$  являются постоянными коэффициентами, которые рассчитываются с помощью CFD-анализа;  $w$  — высота подъема клапана. В новой одномерной модели, в дополнение к клапанам подъемникам, имеется угол поворота кривошипа, который описывает положение поршня, что учитывается в расчете коэффициентов расхода и давления. Коэффициенты расхода и давления описываются в формулах (6) и (7), которые используются в новой одномерной модели;

$$\alpha = \begin{cases} S_{1,1} w^2 + S_{2,1} w + S_{3,1}; & \gamma_1 \leq \tilde{\Phi} \leq \gamma_2; \\ S_{1,2} w^2 + S_{2,2} w + S_{3,2}; & \gamma_2 \leq \tilde{\Phi} \leq \gamma_3; \\ S_{1,3} w^2 + S_{2,3} w + S_{3,3}; & \gamma_3 \leq \tilde{\Phi} \leq \gamma_4; \\ S_{1,4} w^2 + S_{2,4} w + S_{3,4}; & \gamma_4 \leq \tilde{\Phi} \leq \gamma_5; \\ S_{BF,\alpha}; & \gamma_5 \leq \tilde{\Phi} \end{cases} \quad (10)$$

$$\alpha_f = \begin{cases} S_{1,5} w^2 + S_{2,5} w + S_{3,5}; & \gamma_1 \leq \tilde{\Phi} \leq \gamma_2; \\ S_{1,6} w^2 + S_{2,6} w + S_{3,6}; & \gamma_2 \leq \tilde{\Phi} \leq \gamma_3; \\ S_{1,7} w^2 + S_{2,7} w + S_{3,7}; & \gamma_3 \leq \tilde{\Phi} \leq \gamma_4; \\ S_{1,8} w^2 + S_{2,8} w + S_{3,8}; & \gamma_4 \leq \tilde{\Phi} \leq \gamma_5; \\ S_{BF,\alpha_f}; & \gamma_5 \leq \tilde{\Phi} \end{cases} \quad (11)$$

где  $\alpha$  и  $\alpha_f$  — коэффициенты расхода и давления соответственно;  $S_n$  — постоянный коэффициент, который рассчитывается по анализам CFD;  $\tilde{\Phi}$  —

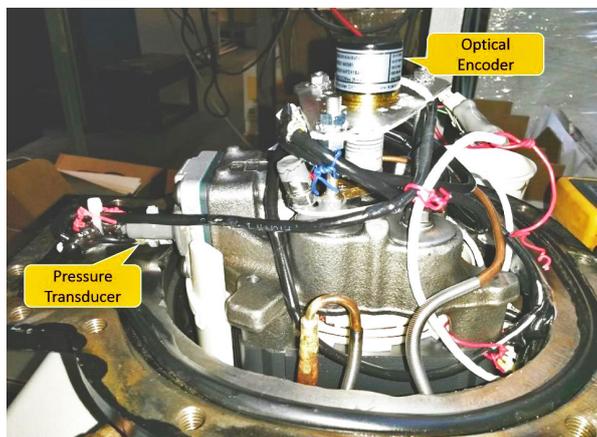


Рис. 3. Экспериментальная установка  
 Fig. 3. Experimental setup

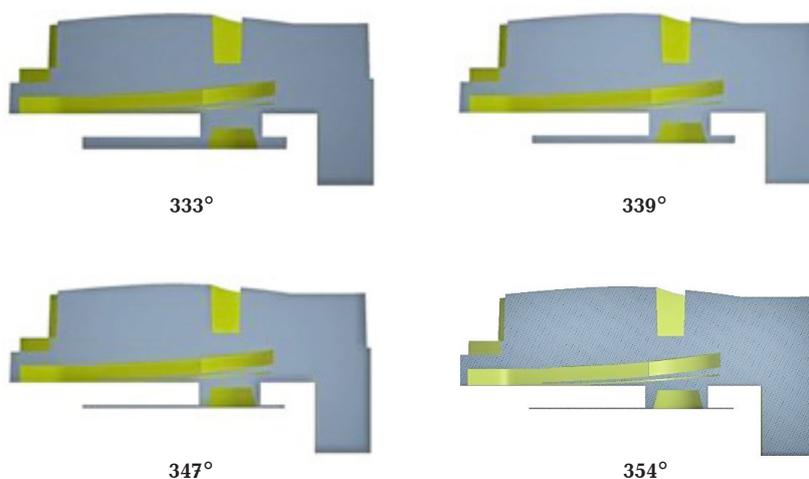


Рис. 4. Позиции поршня согласно углу кривошипа  
 Fig. 4. Piston positions at corresponding crank angles

это прямой угол поворота кривошипа;  $\gamma_n$  является углом поворота кривошипа, который определяет допустимый диапазон для каждого полиномиального выражения.

Коэффициенты расхода и давления были определены с помощью стационарного CFD-анализа. Коэффициенты были рассчитаны для различных клапанных подъемников и реализованы в нынешней одномерной модели. Поршень был удержан в положении, соответствующем углу кривошипа  $340^\circ$  для анализа CFD. В новой одномерной модели коэффициенты были рассчитаны для различных подъемов клапанов и положений поршня, поэтому положение поршня имеет значение как ещё один параметр для указания связанных коэффициентов.

#### 4. Экспериментальное исследование

В экспериментальном исследовании для получения индикаторной диаграммы был использован датчик давления и оптический энкодер. Датчик давления был помещен в клапанную плиту для измерения давления в цилиндре. Оптический энкодер был собран в верхней части кривошипной

коробки компрессора с помощью эластичной муфты и специально разработанного прибора для измерения угла поворота кривошипа одновременно в соответствии с датчиком давления.

На рис. 3 показано внедрение оптического энкодера и датчика давления. Датчик имеет точность  $0,1\%$  FSO из-за нелинейности и гистерезиса. Диапазон давлений составляет  $0-17$  бар absoluta с широким диапазоном температур от  $-55^\circ\text{C}$  до  $+175^\circ\text{C}$ . Оптический энкодер имеет точность  $\pm 0,8$  дуг-мин и максимальная частотная характеристика  $200$  кГц.

После того как измерительное оборудование компрессора, измерения давления были выполнены в то время, как компрессор работал на полностью автоматизированной калориметрической системе, способной поддерживать работоспособность в условиях ASHRAE, где испарения и температуры конденсации  $-23,3^\circ\text{C}$  и  $54^\circ\text{C}$ , соответственно.

#### 5. Результаты

В первой части проводится анализ стационарного состояния CFD для определения коэф-

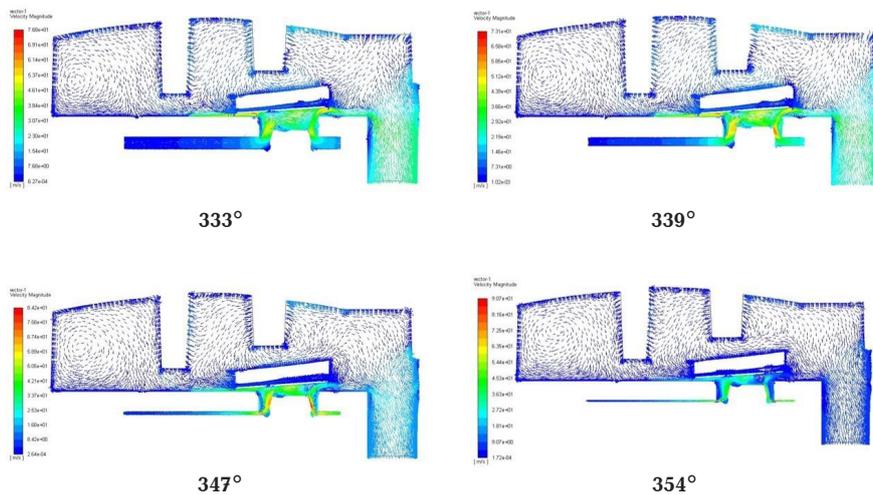


Рис. 5. Векторы скорости в разных положениях поршня для подъема клапана на 0,5 мм  
 Fig. 5. Velocity vectors in different piston positions for 0,5 mm valve lift

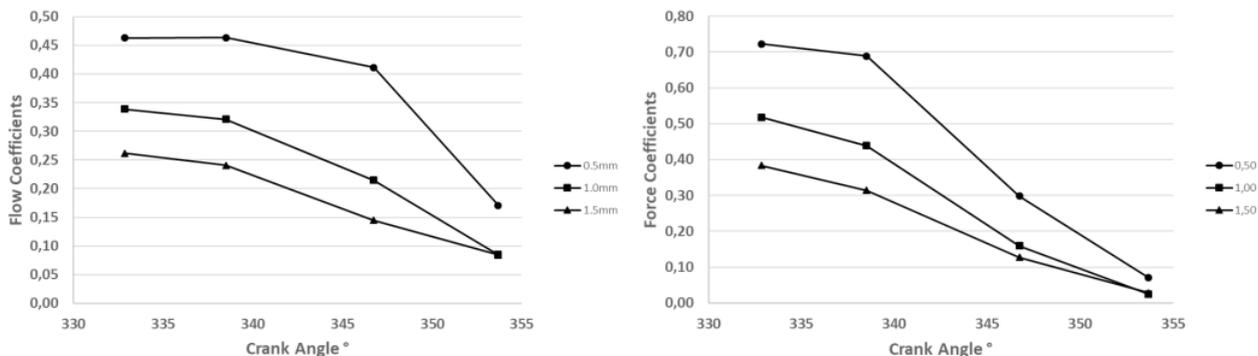


Рис. 6. Коэффициенты расхода и давления  
 Fig. 6. Flow and force coefficients

коэффициентов расхода и давления в соответствии с представленными подъемами пластины клапана и положениями поршня. Кроме того, результаты CFD, которые соответствуют данному случаю без поршневого прилива, были разделены. Во второй части определенные коэффициенты для различных положений поршня были использованы в новой одномерной модели для прогнозирования потерь мощности, КПД и разряда. Последняя часть охватывает проведение валидации новой одномерной модели с экспериментальными результатами.

#### 5.1. Результаты коэффициентов давления.

Стационарные CFD-анализы были выполнены для различных положений поршня. Положение рассматриваемого поршня под соответствующими углами кривошипа показано на рис. 4. Первая позиция иллюстрирует ситуацию, когда открывается выпускной клапан. Площадь потока уменьшается, а поршневой прилив начинает проникать в проходной канал клапана. Кроме того, ожидается, что сужение зазора с радиальным направлением потока вызовет увеличение потери в процессе взаимодействия газового потока с поверхностями деталей.

Исследования CFD были выполнены для различных подъемов клапанов в каждом положении поршня. Вариации векторов скоростей на виде сечения относительно положения поршня были показаны на рис. 5 при подъеме клапана в 0,5 мм. Для такого же подъема клапана, благодаря уменьшению массового потока, величины векторов скоростей имеют тенденцию к уменьшению при движении поршня к верхней мертвой точке (ВМТ).

Тем не менее коэффициенты давления уменьшаются с увеличением угла кривошипа по мере того, как поршень приближается к ВМТ (рис. 6). До 76 % было рассчитано расхождение между самым низким и самым высоким уровнем кривошипного угла, которые были учтены в расчетах. Силовые коэффициенты имеют аналогичную тенденцию с коэффициентами расхода. Коэффициенты давления достигают нулевого значения по мере приближения поршня к ВМТ.

Для понимания эффекта поршневого прилива был также проведен стационарный CFD-анализ. Коэффициенты расхода и давления для поршня, не имеющего прилива, показаны на рис. 7. Кривые для коэффициентов расхода

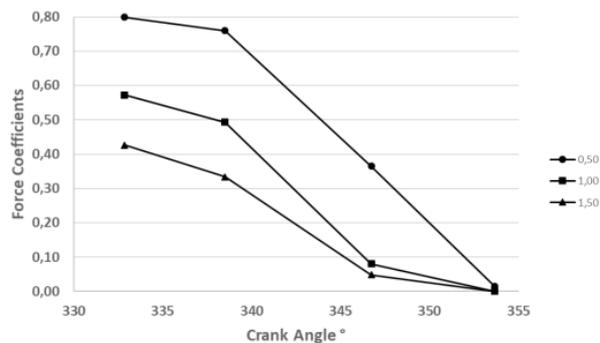
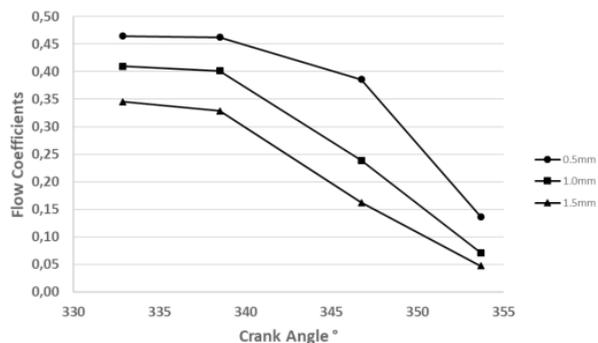


Рис. 7. Коэффициенты расхода и давления (без поршневого пальца)  
Fig. 7. Flow and force coefficients (no piston pin)

Таблица 1. Параметры производительности  
Table 1. Performance parameters

ASHRAE	Экспериментальные значения	1-D Модель	Новая 1-D Модель
Емкость	100,0	95,7	104,1
КПД	100,0	95,6	99,6
Потери при нагнетании	100,0	164,3	104,3

и давления показывают аналогичную тенденцию и в случаях с поршневым приливом. Однако результаты показали, что коэффициенты расхода имеют до 37% более высокие значения в случаях, когда использовался поршень без прилива. Различия уменьшаются с уменьшением подъема клапана и зазора между поршнем и клапанной пластиной.

#### 5.2. Результаты моделирования и экспериментальной проверки.

Новая одномерная модель была использована для моделирования компрессора в условиях ASHRAE. В табл. 1 показаны стандартные результаты КПД для частоты вращения компрессора. В потерях на нагнетании были рассчитаны область между цилиндром в идеальном случае (постоянное давление) и давлением в цилиндре в эксперименте или модели. Новая одномерная модель оценивает потери КПД и нагнетания лучше, чем предыдущая модель, которая имеет более высокие потери.

Рис. 8 показывает значения давления в цилиндре при различных нормализованных скоростях вращения. Пиковое давление в цилиндре было рассчитано лучше, чем в предыдущей модели. В начале процесса нагнетания предполагаемый массовый поток был выше, чем в предыдущей модели, так как коэффициенты расхода и давления выше. Поэтому пиковое давление в цилиндре достигает более низкого уровня. Кроме того, остальная часть процесса нагнетания рассчитывается с меньшими коэффициентами расхода и давления, которые обеспечивают лучшую оценку давления в цилиндре для второго пика давления. В результате лучшей оценки давления в цилиндре при моделировании процессы нагнетания показали результаты, близкие к экспериментальным данным.

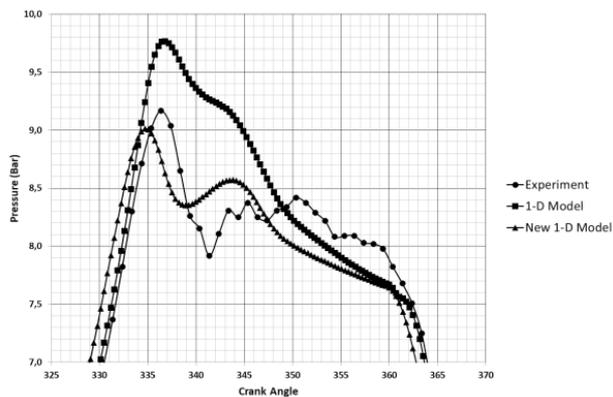
## 6. Заключение

В этом исследовании был предварительно проведен CFD-анализ стационарного режима для определения коэффициентов расхода и давления клапана. Были исследованы эффекты положения поршня и поршневого прилива. Определенные коэффициенты для различных положений поршня и подъёмов пластины клапана были использованы в новой одномерной модели для расчёта производительности в условиях ASHRAE. Полученные расчетные результаты были сопоставлены с предыдущей одномерной моделью и экспериментальными данными. Можно сделать следующие выводы.

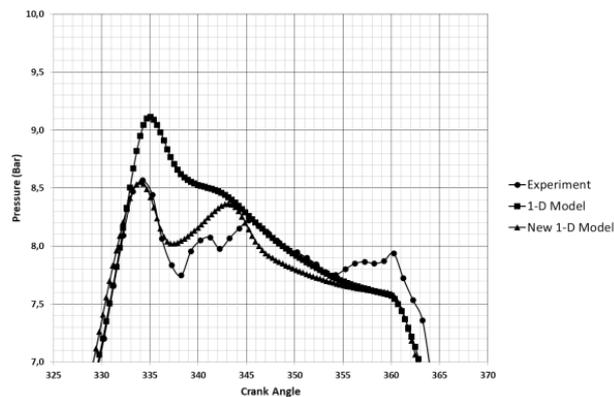
Положение поршня оказывает большое влияние на коэффициенты расхода и давления, так же как площадь радиального потока изменяется вместе с движением поршня. Кроме того, по мере приближения поршня к ВМТ прилив поршня входит в проточную часть клапана нагнетания, уменьшая площадь потока. В соответствии с анализами установившегося состояния CFD, для одного и того же подъема клапана, до 76% несоответствия было рассчитано между самым низким и самым высоким углом кривошипа, которые были приняты во внимание.

Поршневой прилив, который используется для уменьшения мертвого объема, так же влияет на коэффициенты. Как показано на рис. 6, 7, коэффициенты расхода имеют до 37% более высокие значения в случаях, когда использовался поршень без прилива, который, как ожидается, будет уменьшать пиковое давление в цилиндре и потери нагнетания.

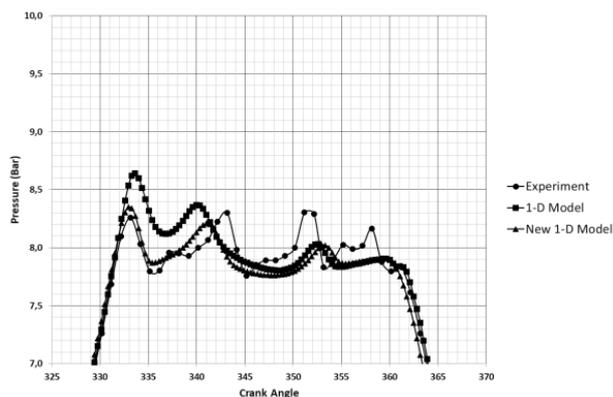
Учет положения поршня в качестве параметра для определения коэффициентов в новой одномерной модели обеспечивает более точную



Частота компрессора: 50 Гц



Частота компрессора: 35 Гц



Частота компрессора: 22 Гц

Рис. 8. Диаграмма давления в цилиндре  
Fig. 8. Cylinder pressure diagram

оценку давления в цилиндре в процессе нагнетания. В результате потери при нагнетании были рассчитаны с отклонением 4% по сравнению с экспериментальными измерениями.

#### Список источников

1. Kerpicci H., Oguz E. Transient Modeling of Flows Through Suction Port and Valve Leaves of Hermetic Reciprocating Compressors // International Compressor Engineering Conference. 2006. Paper 1806.
2. Pereira Evandro L. L., Deschamps C. J. A Theoretical Account of the Piston Influence on Effective Flow and Force Areas of Reciprocating Compressor Valves // International Compressor Engineering Conference. 2010. Paper 2010.
3. Lohn S. K., Ernane S., Bepler D. L., Deschamps C. J. Effect of Fluid Flow Inertia and Backflow on the Effective Force and Flow Areas of Reed-Type Valves // International Compressor Engineering Conference. 2018. Paper 2596.
4. Mu G., Wang F., Mi X., Gao G. Dynamic modeling and analysis of compressor reed valve based on movement characteristics // Applied Thermal Engineering. 2019. Vol. 150. P. 522–531. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.024.
5. Touber S. A Contribution To The Improvement Of Compressor Valve Design. PhD Thesis, Delf University of Technology, 1976.

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: Şahin Ç., Kerpiççi H., Karabay A. Ya., Karahan K. Investigation of Discharge Flow and Force Coefficients in Hermetic Reciprocating Compressors // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 604, no. 1. 012026. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012026.

Ссылка на полный текст статьи:  
<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/604/1/012026/pdf>  
Адрес для переписки:  
sidorova\_ma79@mail.ru

#### Для цитирования

Шахин Ч., Керпиччи Х., Карабай А. Я., Карахан К. Исследование коэффициентов давления и расхода клапанов герметичных поршневых компрессоров = Şahin Ç., Kerpiççi H., Karabay A. Ya., Karahan K. Investigation of Discharge Flow and Force Coefficients in Hermetic Reciprocating Compressors / пер. с англ. М. А. Федоровой // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 2. С. 96–103. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-96-103.

Статья поступила в редакцию 15.04.2020 г.  
© Ч. Шахин, Х. Керпиччи, А. Я. Карабай, К. Карахан

# INVESTIGATION OF DISCHARGE FLOW AND FORCE COEFFICIENTS IN HERMETIC RECIPROCATING COMPRESSORS

Ç. Şahin, H. Kerpiççi, A. Ya. Karabay, K. Karahan

Arçelik A.Ş. R&D Directorate,  
Turkey, İstanbul, Tuzla, 34950

Translated from English  
**M. A. Federova**

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

Low energy consuming products are eternal target of all household appliance manufacturers. To acquire desired energy index, high efficiency variable capacity compressors have started to be used widely on refrigerators. Reed valves and valve plate designs are the most critical issues in the development of reciprocating compressors in terms of coefficient of performance (COP). The stiffness of the reed valves and the port geometries play an important role on reducing the losses at various speeds and operating conditions. In the last decade, Fluid-Structure Interaction (FSI) method has started to be used in order to investigate valve dynamics. Because of the complexity and high computational cost of FSI method, system simulation tools are still preferred for faster and simpler solutions.

In-house developed simulation tool uses flow and force coefficients to calculate valve dynamics and mass flow rate. Those are calculated with the Computational Fluid Dynamics (CFD) analyses with respect to the valve lift. In the present study, flow and force coefficients at different piston positions were investigated. Piston pin which is used to reduce dead volume was also considered as a parameter. CFD calculations were established for steady state conditions at different valve positions with Ansys Fluent. The calculated flow and force coefficients were implemented into the simulation tool and the effect of piston position was presented in terms of COP, cooling capacity and compared with the experimental results.

**Keywords:** reciprocating refrigeration compressor, valves, pressure coefficient, flow coefficient, CFD analysis, simulation model, experiment, verification.

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

## References

1. Kerpicci H., Oguz E. Transient Modeling of Flows Through Suction Port and Valve Leaves of Hermetic Reciprocating Compressors // International Compressor Engineering Conference. 2006. Paper 1806. (In Engl.).
2. Pereira Evandro L. L., Deschamps C. J. A Theoretical Account of the Piston Influence on Effective Flow and Force Areas of Reciprocating Compressor Valves // International Compressor Engineering Conference. 2010. Paper 2010. (In Engl.).
3. Lohn S. K., Ernane S., Beppler D. L., Deschamps C. J. Effect of Fluid Flow Inertia and Backflow on the Effective Force and Flow Areas of Reed-Type Valves // International Compressor Engineering Conference. 2018. Paper 2596. (In Engl.).
4. Mu G., Wang F., Mi X., Gao G. Dynamic modeling and analysis of compressor reed valve based on movement characteristics // Applied Thermal Engineering. 2019. Vol. 150. P. 522–531. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.024. (In Engl.).
5. Toubert S. A Contribution To The Improvement Of Compressor Valve Design. PhD Thesis, Delf University of Technology, 1976. (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

Şahin Ç., Kerpiççi H., Karabay A. Ya., Karahan K. Investigation of Discharge Flow and Force Coefficients in Hermetic Reciprocating Compressors / trans. from Engl. M. A. Federova // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 2. P. 96–103. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-96-103.

Received April 15, 2020.

© Ç. Şahin, H. Kerpiççi, A. Ya. Karabay, K. Karahan