

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»  
Институт машиностроения  
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»  
(наименование)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»  
(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления  
(направленность (профиль))

## **ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)**

на тему **Разработка мероприятий, обеспечивающих улучшение  
характеристик роторно-поршневого компрессора для  
пневматических систем**

Студент **Конобейцев Даниил Сергеевич**  
(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный  
руководитель

**к.т.н., доцент, Д.А. Павлов**  
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2020

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1. Аналитический обзор и перевод с английского языка иностранных источников на тему классификация компрессоров по типу и строению.....	6
1.1 Обзор и перевод статьи «A novel vapor injection structure on the blade of a rotary compressor/ Новая конструкция впрыска пара на лопатке роторного компрессора».....	6
1.2 Обзор и перевод статьи «Estimation of leakage through radial clearance during compression process of a rolling piston rotary compressor/Оценка утечки через радиальный зазор в процессе сжатия вращающегося поршневого компрессора».....	19
1.3 Обзор и перевод статьи «Analysis of the Vading concept—a new rotary piston compressor, expander and engine principle/Анализ концепции Вейдинга - новый роторно-поршневой компрессор, расширитель и принцип работы двигателя».....	26
1.4 Обзор и перевод статьи «Numerical study of the reed valve impact in the rotary compressor by FSI model / Численное исследование воздействия лепесткового клапана на роторный компрессор по модели FSI».....	35
2 Обзор погрешностей геометрии и построение упрощенной 3D модели роторно-поршневого компрессора (РПК) на основе имеющихся данных.....	47
2.1 Построение РПК в программной среде CATIA V5.....	52
2.1.1 Статор.....	52
2.1.2 Ротор.....	53
2.1.3 Проектирование сборки.....	55
2.2 Проверка работоспособности и выводы.....	59
3 Разработка технологических мероприятий направленных на повышение производительности роторно-поршневого компрессора.....	61
3.1 Виды покрытий.....	61
3.2 Применение в производстве.....	62
3.3 Процессы нанесения керамического покрытия.....	63

3.3.1 Плазменное напыление.....	63
3.3.2 Детонационная пушка.....	64
3.3.3 Кислородно-ацетиленовый порошок.....	64
3.3.4 Кислородный ацетиленовый стержень.....	65
3.4 Распыление с помощью детонационной пушки.....	65
3.4.1 Преимущества керамических поверхностных покрытий.....	67
3.5 Эксперимент.....	67
3.5.1 Выбор материала.....	67
3.5.2 Процесс нанесения керамического покрытия.....	68
3.5.3 Покрытие из оксида алюминия.....	68
3.5.4 Покрытие Оксид алюминия + 40% покрытие титаном (титанат алюминия (Al <sub>2</sub> TiO <sub>5</sub> )).....	70
3.5.5 Микротвердость по Виккерсу.....	72
3.5.6 Анализ с помощью сканирующего электронного микроскопа (СЭМ).....	72
3.5.7 Микроструктуры оксида алюминия с покрытием.....	74
3.5.8 Микроструктуры оксида алюминия с титановым покрытием....	75
3.6 Результаты разработки технологических мероприятий.....	77
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	78
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	79
ПРИЛОЖЕНИЕ А Данные для построения геометрии компрессора.....	84

## ВВЕДЕНИЕ

### **Актуальность работы.**

Основной задачей машиностроения, автомобилестроения и двигателестроения было и будет повышение эксплуатационных характеристик производимой продукции, сохранение и увеличение ресурса и срока службы продукта, при одновременном уменьшении размеров и массы. Однако, постоянный рост стоимости запасных частей, низкое качество производства, побуждают вести разработку новых технологий, направленных на повышение качества изготовления и восстановления, позволяющих повысить долговечность и износостойкость деталей, узлов и агрегатов во время эксплуатации.

**Целью работы** является повышение износостойкости роторно-поршневого компрессора, за счет разработки и внедрения технологических мероприятий в процесс создания деталей компрессора.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением **следующих задач:**

- 1.Обобщить сведения об используемых видах компрессоров.
- 2.Выявить возможности разработки технологических мероприятий направленных на повышение КПД и износостойкости роторно-поршневого компрессора.

**Объект исследования:** Роторно-поршневой компрессор.

**Предмет исследования:** внедрение и разработка технологических мероприятий.

**Методы исследования.** Экспериментальный метод исследования, метод статистической обработки информации и метод моделирования 3D-модели роторно-поршневого компрессора.

**Гипотеза исследования:** разработка и внедрение дополнительных технологических мероприятий при производстве роторно-поршневого компрессора будет способствовать повышению производительности компрессора и его износостойкости.

### **Научная новизна исследования**

Обобщённые сведения по внедрению технологических мероприятий направленных на повышение КПД и износостойкости деталей компрессора.

**Практическая значимость работы:** Возможность увеличения долговечности роторно-поршневого компрессора.

### **На защиту выносятся:**

1. Обобщённые сведения по внедрению технологических мероприятий направленных на повышение КПД и износостойкости деталей компрессора;

2. Возможность увеличения долговечности роторно-поршневого компрессора;

**Апробация работы.** Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на научных семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» и на конференции.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 2 печатных работы в сборнике научно-практической конференции «Студенческие Дни науки в ТГУ».

**Структура и объем диссертации.** Диссертации состоит из введения, трех глав, основных результатов и выводов, списка использованных источников из 46 наименования. Работа изложена на 86 страницах машинописного текста, иллюстрированного 10 таблицами и 58 рисунками.

# **1. Аналитический обзор и перевод с английского языка иностранных источников на тему классификация компрессоров по типу и строению**

## **1.1 Обзор и перевод статьи «A novel vapor injection structure on the blade of a rotary compressor/ Новая конструкция впрыска пара на лопатке роторного компрессора»[8]**

Роторные компрессоры широко используются в комнатных кондиционерах и бытовых холодильниках благодаря их преимуществам, включая высокую эффективность, высокую адаптивность и низкую стоимость. Однако, когда воздушные тепловые насосы с роторными компрессорами применяются в холодных регионах, возникает ряд проблем:

- с уменьшением температуры испарения после температуры окружающей среды, степень сжатия увеличивается, утечка в процессе сжатия увеличивается, а температура нагнетания резко возрастает. В результате снижается коэффициент полезного действия (КПД) и надежность;

- с уменьшением температуры испарения плотность всасываемого газа уменьшается, и скорость потока хладагента в системе становится недостаточной.

Затем мощность системы отопления уменьшается. Нацеленные на вышеупомянутые проблемы, были проведены значительные исследования с целью разработки ряда решений, таких как технология экономайзера, система парового компрессора с тепловым насосом каскадного типа и система теплового насоса с двухступенчатой муфтой. В настоящее время технология экономайзера доказала важность технического решения, позволяющего избежать быстрого снижения производительности теплового насоса в холодных регионах, поскольку оно может повысить теплопроизводительность и КПД, а также снизить температуру нагнетания.

Существуют две разные системы экономайзера, соответственно применяемые в двухступенчатой системе сжатия и в квази-двухступенчатой системе сжатия. В двухступенчатой системе сжатия с экономайзером газообразный хладагент вторичного контура впрыскивается в соединительную линию между двумя тандемными компрессорами. В квазидвухстадийной системе сжатия с экономайзером газ-хладагент вторичного контура впрыскивается в компрессионный карман через отверстие для впрыска. Поскольку используется только один компрессор, технология впрыска пара является относительно дешевой. Таким образом, технология впрыска пара широко исследована и применяется, особенно в спиральных компрессорах и винтовых компрессорах. В результате данная технология может повысить КПД низкотемпературного теплового насоса со спиральным компрессором на 10–20% и увеличить теплопроизводительность на 15–30%. В настоящее время впрыск пара стал последней технологией нагрева спирального компрессора.

Что касается роторного компрессора, большинство исследований технологии экономайзера было сосредоточено на двухцилиндровом роторном компрессоре. Сюй исследовал тепловой насос с двухцилиндровым роторным компрессором экспериментально и обнаружил, что мощность нагрева системы и КПД были значительно увеличены. Ко [14] изучил влияние отношения объема всасывания первой ступени и второй ступени в двухцилиндровом роторном компрессоре и пришел к выводу, что мощность нагрева и КПД могут быть увеличены на 20% и 10% соответственно при оптимальном объеме всасывания. Однако, хоть и стоимость двухцилиндрового роторного компрессора ниже, чем двух одноцилиндровых роторных компрессоров, все еще пытаются снизить стоимость роторного компрессора с подогревателем используемого при низкой температуре окружающей среды, что способствует развитию технологии впрыска газа в одноцилиндровом роторном компрессоре.

Исследования по закачке газа в одноцилиндровый роторный компрессор проводятся сравнительно редко. Ян и Цзя исследовали роторные

компрессоры с впрыском пара экспериментально. Экспериментальные результаты показали, что нагревательная способность системы была увеличена более чем на 12% за счет впрыска газа, когда наружные температуры были ниже  $-15^{\circ}\text{C}$ . Они также обнаружили, что по сравнению с двухцилиндровым роторным компрессором с экономайзером теплопроизводительность и КПД обычного одноцилиндрового роторного компрессора с впрыском газа были выше, когда температура окружающей среды была выше  $-15^{\circ}\text{C}$ , что указывало на одноцилиндровый двигатель. Роторный компрессор с впрыском газа будет иметь сравнимые даже лучшие характеристики, чем двухцилиндровый роторный компрессор в условиях мягкой работы.

В одноцилиндровом роторном компрессоре с впрыском газа отверстие для впрыска компрессора часто открывается на стенке цилиндра. Чтобы продлить время впрыска для поступления большего количества хладагента, впрыскивающее отверстие устанавливается как можно ближе к выпускному отверстию. Однако ограниченная площадь впрыскивающего отверстия и неизбежный обратный поток впрыскиваемого хладагента во всасывающую трубку уменьшают преимущества впрыска газа на одноцилиндровый роторный компрессор. В этом исследовании была предложена новая структура впрыска, и была исследована производительность одноцилиндрового роторного компрессора с новой конструкцией впрыска.

#### Новая структура впрыска пара

На рисунок 1 показан роторный компрессор с традиционной конструкцией впрыска. Впускной канал открыт на стенке цилиндра. В первой фазе впрыска газа (как и на рисунке 1) всасывающая трубка все еще соединена с компрессионным карманом. Таким образом, часть впрыскиваемого хладагента будет поступать обратно во всасывающую трубку, что приведет к снижению эффективного массового расхода всасывания и объемной эффективности компрессора. В то же время площадь традиционного порта

впрыска должна быть небольшой, чтобы сократить время обратного потока хладагента для впрыска газа.

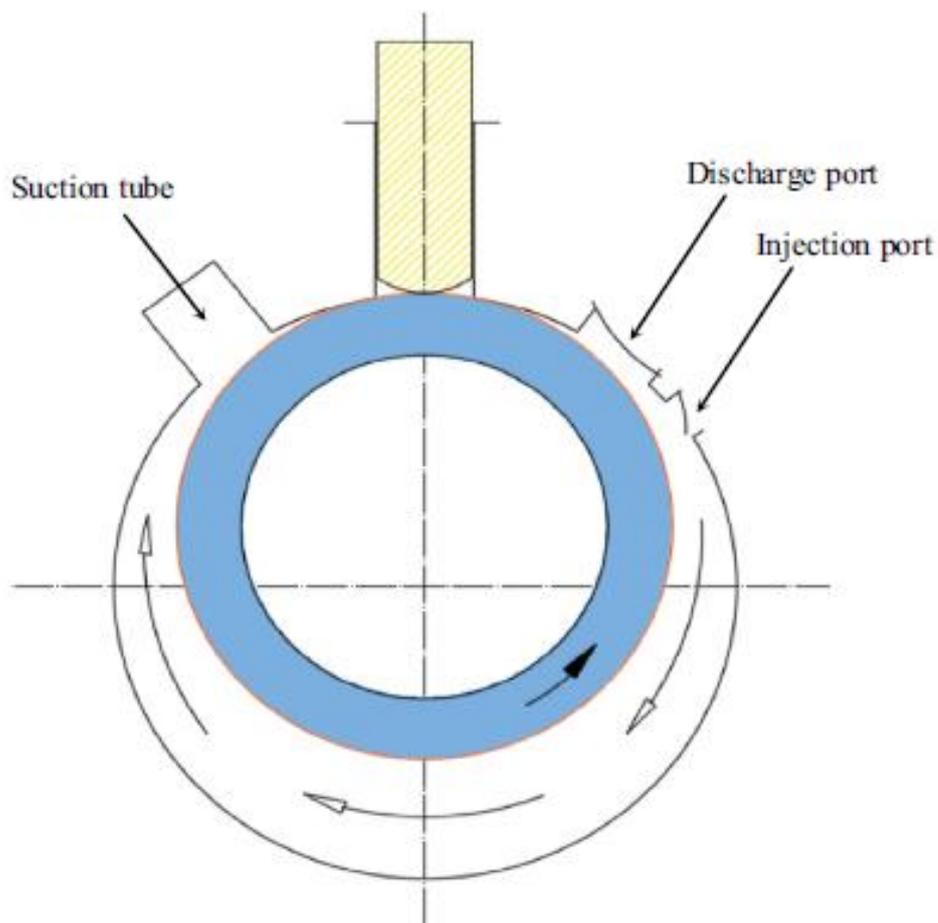


Рисунок 1 – Традиционный принцип впрыска роторного компрессора

Чтобы избежать попадания охлаждающего газа обратно во всасывающую трубку и увеличения площади отверстия для впрыска, на рисунок 2 предложена новая конструкция впрыска, в которой канал для впрыска ввинчен в середину лопатки и порт для впрыска открыт ориентирован на разгрузочный порт.

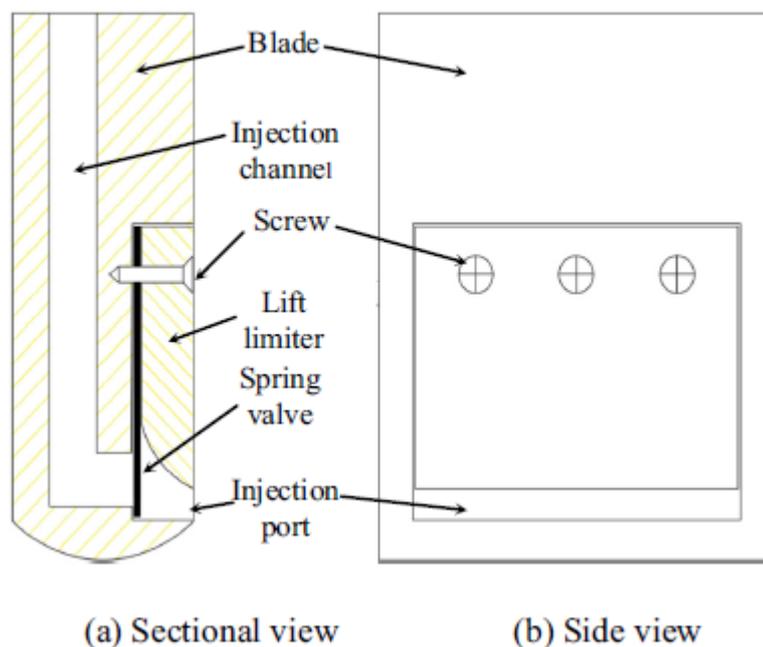


Рисунок 2 – Схема лопасти с впрыском газа

На рисунок 3 показан рабочий процесс роторного компрессора с новой конструкцией впрыска. Перед тем, как отсасывающий карман закрывается от всасывающей трубки (рисунок 3а), лопасть недостаточно выступает, и впрыскивающее отверстие все еще закрыто стенкой лопастного отсека. Под нажимом пружинного клапана отверстие для впрыска закрывается, и процесс впрыска не начинается. Когда всасывающий карман закрыт от всасывающей трубки, процесс всасывания заканчивается (Рисунок 3б). В то же время лопасть движется вниз там, где открывается нижний край отверстия для впрыска, отверстие для впрыска соединяется с компрессионным карманом, и затем пластина пружинного клапана открывается, когда давление впрыска превышает давление в компрессионном кармане, начиная впрыск. С увеличением угла поворота и увеличением давления в компрессионном кармане, поскольку давление в компрессионном кармане равно давлению впрыска, пластина пружинного клапана закрывается и процесс впрыска заканчивается, как показано на рисунок 3с. В дальнейшем поршень поворачивается к центру (рисунок 3д), начальному разряду (рисунок 3е) и концу разгрузки (рисунок 3ф) соответственно. Пружина впускного клапана закрывается.

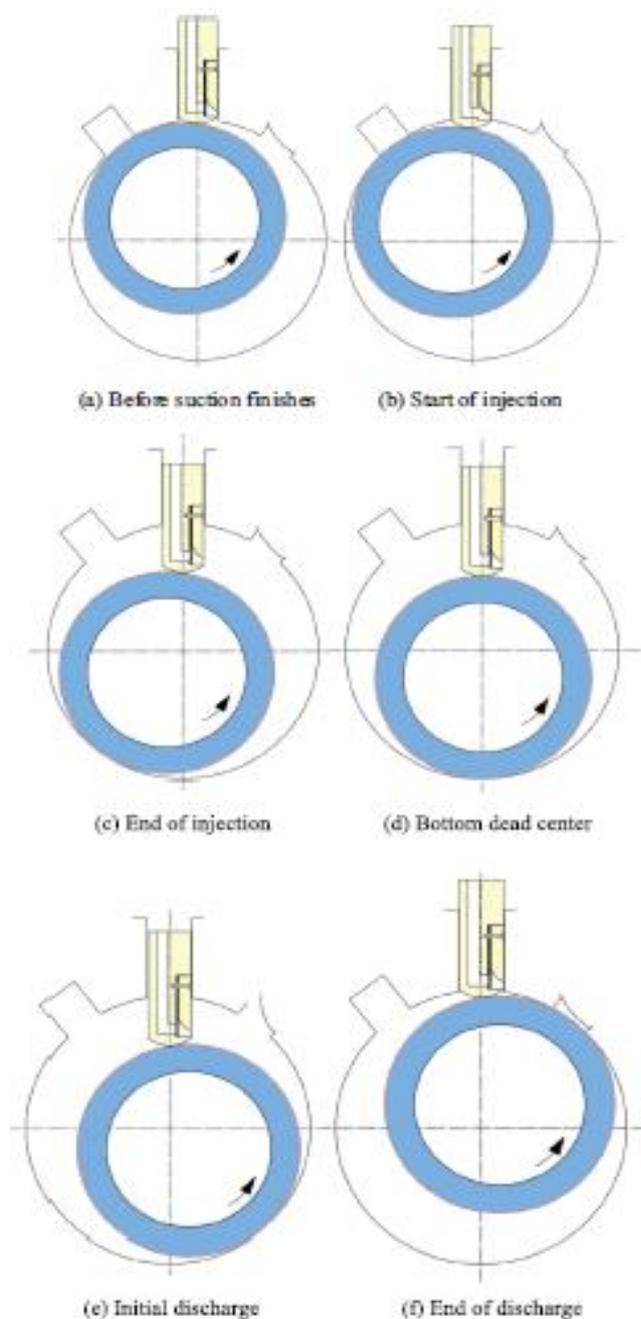


Рисунок 3 (a-f) – Рабочий процесс роторно компрессора

Следовательно, роторный компрессор с лопастной структурой впрыска может полностью избежать обратного потока впрыскиваемого хладагента во всасывающую трубку. В то же время, он может добиться впуска в самом начале, когда процесс всасывания заканчивается, и таким образом он может достигать максимального массового расхода впрыска.

Необходимо пояснить, что объем между отверстием для впрыска и пластиной пружинного клапана на структуре впрыска не влияет на объемную эффективность. Поскольку объем не соединяется с всасывающей трубкой, это

не влияет на положение всасывания, хладагент на впускном отверстии будет просачиваться во всасывающую камеру, и давление на впускном отверстии будет постепенно уменьшаться. Но поскольку начальное давление в отверстии впрыска очень высокое (намного выше, чем давление нагнетания), потребуется относительно много времени, прежде чем давление во впускном канале достигнет давления впрыска минус мощность пружины клапана впрыска. Из-за короткого времени утечки и высокого начального давления в канале, прежде чем поршень начнет вращение до конечного положения всасывания, вероятность впрыскивания хладагента в камеру всасывания весьма мала и может быть устранена с помощью оптимальной конструкции.

Кроме того, эффекты настройки структуры впрыска газа в лезвие на балансе давления лезвия, смазки и утечки

также были рассмотрены. Потому что новый инъекционный порт был спроектирован таким, чтобы быть узким (1,0–2,0 мм в ширину) и длинным, а инъекционный порт имеет большую площадь. После того, как впрыск начинается, новый впрыск

Конструкция может быстро впрыскивать много хладагента за короткое время, что приводит к сокращению времени впрыска. Влияние впрыска на характеристику движения лопасти не имеет большой разницы по сравнению с традиционным впрыском, и может быть достигнут баланс давления. Фактически, наличие впрыскивающего отверстия и ограничителя подъема может обеспечить лучшее смазывание и уменьшение утечки. Кроме того, для обеспечения прочности конструкции в вертикальном канале для впрыска можно использовать несколько параллельных круглых отверстий вместо узкого и длинного канала для впрыска.

Методология

Чтобы исследовать производительность предлагаемого роторного компрессора, построена подробная модель роторного компрессора с новой структурой впрыска.

#### Термодинамическая модель

Процесс всасывания, сжатия и нагнетания роторного компрессора с впрыском газа является типичным термодинамическим процессом открытой системы. Термодинамическая модель роторного компрессора может быть выведена в соответствии с уравнениями баланса энергии и баланса массы (1):

$$\frac{dp}{d\theta} = \frac{\frac{1}{v} \left[ \left( \frac{\partial h}{\partial v} \right)_T - \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_v \left( \frac{\partial p}{\partial v} \right)_T / \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \right] \frac{dv}{d\theta} + \frac{1}{V} \left[ \sum \frac{dm_m}{d\theta} (h - h_m) - \frac{dQ}{d\theta} \right]}{1 - \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_v / \left[ v \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \right]} \quad (1)$$

#### Геометрическая модель

Геометрические модели включают динамические характеристики всасывающего кармана, компрессионного кармана и лопасти с изменением угла поворота. Всасывающий карман:

$$V_{\text{suc}} = \frac{L}{2} \left[ R^2 (\theta - \alpha_1 + \sin \alpha_1 \cos \alpha_1) - r^2 \alpha - e (r + r_v) \sin \alpha - r_v^2 (\gamma - \beta) - b \left( l_0 + \frac{r_v}{2} \cos \gamma \right) \right] \quad (2)$$

Компрессионный карман:

$$V_{\text{comp}} = R^2 L \left( \pi - \frac{\theta - \alpha_1 + \sin \alpha_1 \cos \alpha_1}{2} \right) - r^2 L \left( \pi - \frac{\alpha}{2} \right) + \frac{L}{2} \left[ e (r + r_v) \sin \alpha - r_v^2 (\gamma - \beta) - b \left( l_0 + \frac{r_v}{2} \cos \gamma \right) \right] \quad (3)$$

Лопасть:

$$x = R\varepsilon \left( 1 - \cos\theta + \frac{\varepsilon^2}{2(1-\varepsilon)} \sin^2\theta \right) \quad (4)$$

где,

$$\gamma = \arcsin \frac{b}{2r_v}, \quad \alpha_1 = \arcsin \frac{b}{2R}, \quad \beta = \arcsin \frac{e \sin\theta}{r + r_v}$$

$$\alpha = \theta + \beta, \quad l_0 = R \cos \alpha_1 - \frac{(r + r_v) \sin \alpha}{\sin \theta}$$

Перед тем, как поршень пройдет от начала всасывания до конца всасывания, площадь впрыска инъекционной конструкции лопасти равна 0. После завершения процесса всасывания канал впрыска открывается, и область впрыска быстро увеличивается и достигает максимума за короткое время. После этого область впрыска остается неизменной до тех пор, пока не подойдет к нижней мертвой точке. Математические характеристики следующие:

$$S = \begin{cases} 0 & \theta < \theta_{s,e} \\ fLR\varepsilon \left( \cos\theta_{s,e} - \cos\theta + \frac{\varepsilon^2}{2(1-\varepsilon)} (\sin^2\theta - \sin^2\theta_{s,e}) \right) & \theta_{s,e} \leq \theta < \theta^* \\ fLH & \theta^* \leq \theta < 2\pi - \theta^* \\ fLR\varepsilon \left( \cos\theta_{s,e} - \cos\theta + \frac{\varepsilon^2}{2(1-\varepsilon)} (\sin^2\theta_{s,e} - \sin^2\theta) \right) & 2\pi - \theta^* \leq \theta < 2\pi - \theta_{s,e} \\ 0 & 2\pi - \theta_{s,e} \leq \theta \leq 2\pi \end{cases} \quad (5)$$

Традиционная структура впрыска (открывающая отверстие для впрыска в стенке цилиндра рядом с отверстием для выпуска) должна учитывать дросселирующую характеристику процесса впрыска. Когда поршень поворачивается к отверстию впрыска, площадь впрыска равна минимальному значению между площадью отверстия впрыска и трехмерной площадью поверхности под отверстием впрыска и поршнем ротора.

$$S = \min(S_1, S_2) \quad (6)$$

$$S_1 = \pi D_{inj}^2 \quad (7)$$

$$S_2 = D_{inj} (R - (R - r) \cos(\theta - \theta_s) - r \cos \beta) \quad (8)$$

Где,

$$\beta = \arcsin \left[ \frac{R - r}{R} \sin(\theta - \theta_s) \right]$$

Модель утечки

Модель утечки должна использоваться для расчета процесса утечки через радиальный зазор, зазор между лопастью и поршнем ротора. На самом деле, утечка хладагента в компрессоре довольно сложная. И на реальные характеристики, утечки, влияют многие факторы, включая свойства хладагента, перепад давления, минимальную площадь потока, форму туннеля утечки, длину туннеля утечки, смазку и т. д. В результате, лишь немногие модели утечек в механизме охватывают все влияющие факторы, а существующие слишком сложны и отнимают много времени для моделирования компрессора с распределенными параметрами. Исходя из этого, модифицированная модель одномерного дросселирования широко использовалась при моделировании процесса внутреннего сжатия. В этой модели первые три фактора рассматриваются в экспрессе, а влияние других факторов может учитываться в Cd.

$$\begin{aligned} \frac{dm}{d\tau} &= C_d A p_u \left\{ \frac{2k}{R(k-1)T_u} \left[ \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{(k+1)}{k}} \right] \right\}^{0.5} & \text{if } \left( \frac{p_d}{p_u} \right) \geq \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \frac{dm}{d\tau} &= C_d A p_u \left[ \frac{k}{RT_u} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right] & \text{if } \left( \frac{p_d}{p_u} \right) \geq \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{aligned} \quad (9)$$

Процесс всасывания, процесс нагнетания и процесс впрыска также рассматриваются как утечки, и все они используют модифицированную модель одномерного дроссельного сопла, но с различными поправочными коэффициентами  $C_d$  утечки. В процессе моделирования все поправочные коэффициенты  $C_d$  утечки радиального зазора, зазора лопасти и зазора между лопастью и поршнем качения рассматривались как постоянные значения. Помимо процесса всасывания, процесса нагнетания и процесса впрыска, существует четыре типа туннелей утечки, включая радиальный зазор, зазор лопасти и зазор между лезвием и поршнем качения и зазор торца. Первые три считаются в этой модели. Для утечки торца некоторые исследователи также предложили детальную модель. Однако, в отличие от первых трех утечек, средняя длина туннеля для утечек большая и хорошо герметизируется смазкой, что делает относительную величину утечки незначительной. Сай и другие, изучил характеристики утечки в поршневом компрессоре с подвижным поршнем и указал, что утечка зазоров на торцах составляет всего около 3% от общих потерь от утечки компрессора. Таким образом, в этом исследовании не учитывается утечка торца поршня качения.

#### Процедура решения

Программный пакет The Visual Studio использовалась для решения уравнений, потому что процедура решения включает в себя множество подмодулей, а метод переменного размера шага был применен во время вычисления, чтобы сократить время расчета. Метод Рунге – Кутты 4-го порядка был использован для повышения точности расчетов и ускорения процесса сходимости. Упрощенная блок-схема решения системы представлена на рисунок 1.

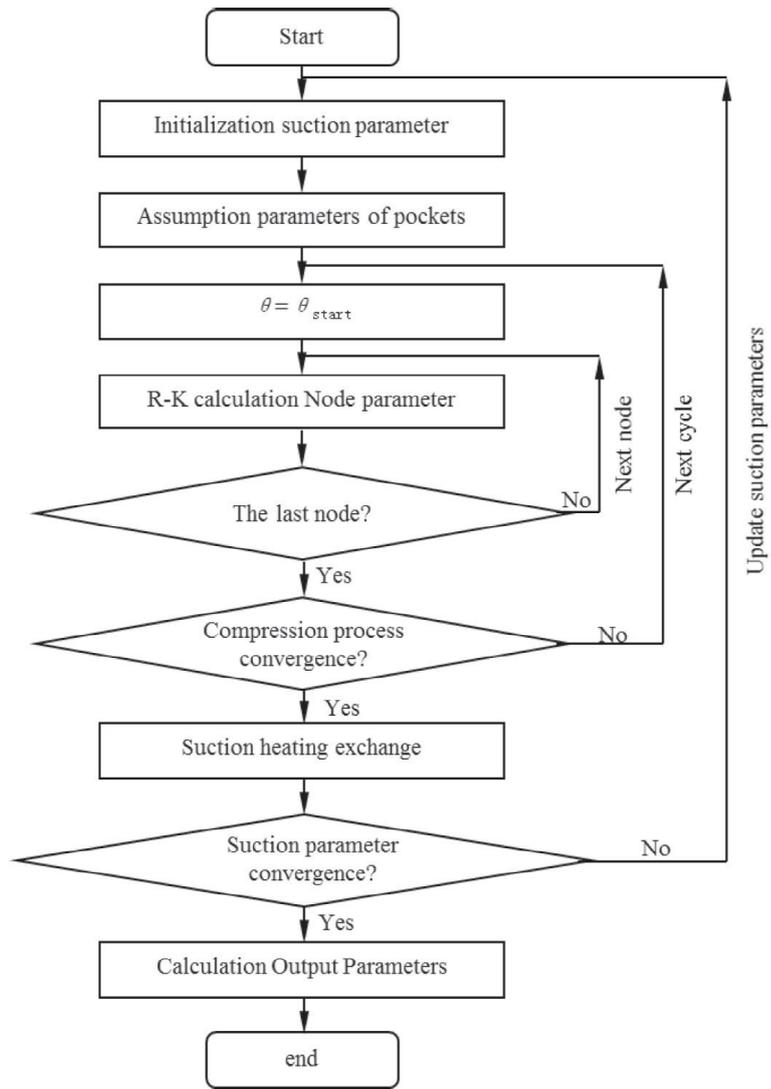
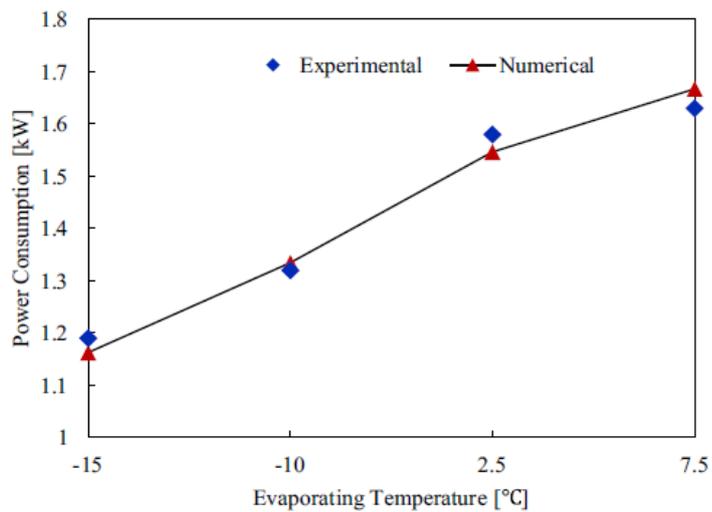
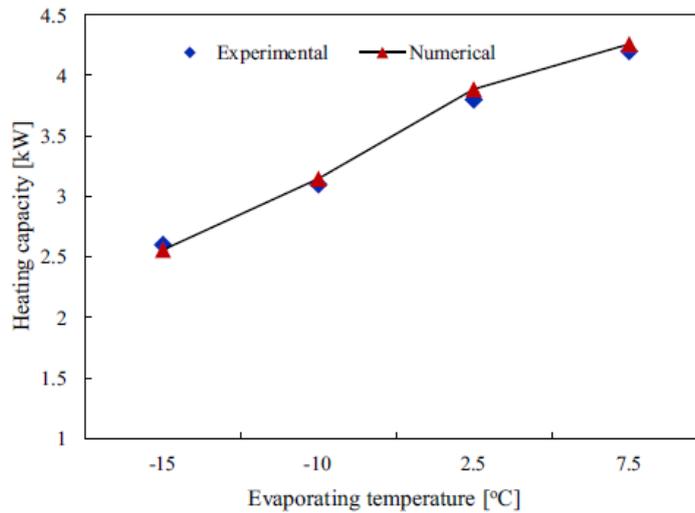


Рисунок 4 - Упрощенная схема системного решения для роторного компрессора.



(а) - Потребляемая мощность



(б) - Теплопроизводительность

Рисунок 5 (а,б) - Экспериментальная проверка для одного роторного компрессора.

#### Выводы

Тепловые насосы с роторными компрессорами, работающими при низкой температуре окружающей среды, столкнутся с серьезной проблемой снижения производительности. В этой статье была предложена новая конструкция для впрыска пара на лопатке для роторного компрессора, чтобы преодолеть недостаток противоточной традиционной конструкции для впрыска в цилиндр и увеличить площадь впрыска. На основе проверенной числовой модели исследуются рабочие характеристики предлагаемого роторного компрессора, и результаты показывают: (1) По сравнению с традиционной структурой впрыска структура впрыскивания лопатки позволяет избежать около 23,3–29,3% впрыскиваемого газа-хладагента, поступающего обратно в всасывающую трубу. (2) Объемный КПД и массовый расход нагнетания роторного компрессора с предложенной структурой впрыска увеличены на 1,8–2,7% и 26,6–57,2% соответственно по сравнению с традиционным. (3) По сравнению с традиционной конструкцией впрыска теплопроизводительность и КПД роторного компрессора с новой конструкцией впрыска увеличены на 23,1–48,9% и 3,2–8,0% соответственно.

## **1.2 Обзор и перевод статьи «Estimation of leakage through radial clearance during compression process of a rolling piston rotary compressor/Оценка утечки через радиальный зазор в процессе сжатия вращающегося поршневого компрессора»[9]**

Роторно-поршневой компрессор с вращающимся поршнем широко используется в качестве основного компонента в системах охлаждения и кондиционирования воздуха, главным образом, благодаря своей простоте конструкции, компактности, малому весу, низкой стоимости и высокой производительности. В последнее время, учитывая озабоченность по поводу экологических проблем и экономии энергии, был разработан более эффективный компрессор.

На рисунок 1 показан вид в поперечном разрезе роторно-поршневого компрессора качающегося типа. Внутренняя часть цилиндра разделена вращающимся поршнем и лопастью на две камеры: камеру сжатия и камеру всасывания. Во время процесса сжатия всасываемый газообразный хладагент смешивается со смазочным маслом в камерах сжатия и всасывания. Роль смазочного масла во вращающемся компрессоре заключается прежде всего в смазывании движущихся частей и предотвращении утечки хладагента, вызванной перепадами давления. В частности, предотвращение утечки газообразного хладагента в компрессоре очень важно для объемного КПД вращающегося поршневого роторного компрессора.

Факторы, влияющие на объемную эффективность вращающегося поршневого компрессора, включают утечки, геометрические характеристики, нагрев всасываемого газа и обратный поток через выпускной клапан. Среди этих факторов, утечки являются наиболее доминирующим. Утечки происходят через радиальный зазор между стенкой поршня качения и цилиндром, зазор между поверхностями поршня качения и стенкой головки цилиндра, поверхностями лопасти скольжения и стенками головки цилиндра. Потери в

результате утечки через радиальный зазор составили 33,2% от общих потерь в результате утечки.

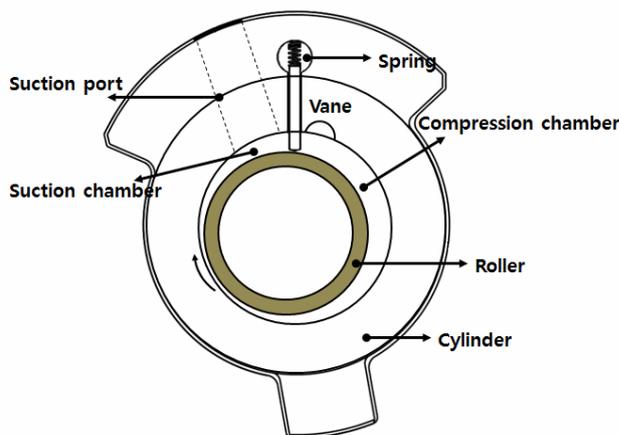


Рисунок 1 - Вид в разрезе вращающегося поршневого роторного компрессора

В предыдущих исследованиях многие авторы представили численные модели для прогнозирования утечки хладагента через радиальный зазор. Янагисава и Симидзу предложили модель потока Фанно для прогнозирования утечки через радиальный зазор вращающегося поршневого компрессора. В этой модели путь утечки между цилиндром и поршнем качения предполагался простым соплом с каналом трения. Хотя утечка, проходящая через радиальный зазор, представляет собой смесь хладагента и масла, эта модель учитывает только поток хладагента. Поэтому модель Фанно была бы недостаточной моделью для прогнозирования потерь от утечки через радиальный зазор во вращающемся компрессоре. Кроме того, несколько исследователей исследовали утечку через радиальный зазор, предполагая, что через радиальный зазор происходит только утечка хладагента.

Эксперименты по визуализации при наблюдении характеристик потока на радиальном зазоре были проведены Коста и др. и Факута и др. Чтобы наблюдать характеристики утечки в реальных условиях работы компрессора, Коста и др. проводились как динамические, так и статические эксперименты при давлении на входе 11,85 бар. В этом эксперименте смазочное масло

залило радиальный зазор, и в нижней части радиального зазора наблюдалось появление пузырьков. Согласно этому исследованию, смесь масла и хладагента должна учитываться при прогнозировании потерь в результате утечки через радиальный зазор. Феррейра и соавт. разработал модель утечки через радиальный зазор с использованием чистого масла. Эта модель представила верхний предел утечки для реальной утечки газа через радиальный зазор. Чтобы подтвердить характеристики потока, Факута и др. провели визуализационные эксперименты со смазочным маслом и смешанными красителями.

Вспенивание пузырьков не происходило при высоких скоростях вращения, и радиальный зазор обычно герметизировался маслом. Чтобы исследовать появление пузырьков через радиальный зазор, эксперимент по моделированию был проведен Poiate et al. и Castro et al. В исследованиях потока масла-хладагента численный анализ для прогнозирования утечки через радиальный зазор был выполнен Диасом, Гачем и Цао. Влияние скорости поршня, которая является еще одним фактором, влияющим на утечку через радиальный зазор, было исследовано Янгом. [14]. Согласно предыдущим исследованиям, модель для прогнозирования утечки через радиальный зазор подвижного поршневого роторного компрессора считала, что радиальный зазор всегда герметизируется смазочным маслом.

Однако результаты эксперимента Коста. и Факута. показали, что площадь поперечного сечения радиального зазора не всегда заполнена смазочным маслом. По-видимому, зона чистого хладагента постепенно формировалась на радиальном зазоре, когда давление в камере сжатия увеличивалось. Следовательно, для прогнозирования утечки через радиальный зазор необходимо учитывать долю площади в радиальном зазоре, которая занята хладагентом. Основной целью этого исследования является исследование области, заполненной чистым хладагентом на радиальном зазоре, с помощью численного анализа с пренебрежением скоростью стенки.

Численная модель, установленная Феррира, был использован в качестве стандарта, потому что эта модель предложила верхний предел утечки газа хладагента. Модель, предложенная Гачем, была использована для потока смеси масла и хладагента.

Чтобы рассмотреть поток чистого хладагента, функциональная формула для коэффициентов потока на радиальном зазоре была получена из экспериментов и моделирования CFD. Следовательно, при прогнозировании скорости потока утечки поток чистого хладагента и поток смеси учитывались в процессе сжатия.

### Экспериментальный метод и условия

Утечка радиального зазора обычно происходит из камеры сжатия высокого давления в камеру всасывания относительно низкого давления. В нескольких исследованиях, в которых анализировалась утечка с чистым потоком хладагента, предполагалось, что радиальный зазор между стенкой качающегося поршня и цилиндра является простым сходящимся - расходящимся соплом. В простом анализе для прогнозирования массового расхода через сопло массовый расход обычно рассчитывается как уравнение изэнтропического потока. Следовательно, уравнение изэнтропического потока было использовано для определения коэффициента потока модели чистой утечки через радиальный зазор.

Массовый расход в изоэнтропическом процессе можно классифицировать на два деления по отношению критического давления как уравнение. (1). Когда коэффициент давления больше, чем коэффициент критического давления, массовый расход рассчитывается по формуле. (2) при условии отсутствия токов. Однако, когда условие потока задыхается, уравнение (3) используется для расчета массового расхода через радиальный зазор.  $v$   $C$  - коэффициент расхода в каждом уравнении. Основными факторами, которые влияют на расчет массового расхода, являются площадь потока, отношение давления и температура. Для разработки функциональной

формулы коэффициента потока для потока чистого хладагента на радиальном зазоре эти факторы были учтены.

$$P_{\sigma} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad 1)$$

$$P_{\sigma} < P_d / P_u$$

$$\dot{m} = C_v P_u A \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u} \left[ \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad 2)$$

$$P_{\sigma} \geq P_d / P_u$$

$$\dot{m} = C_v P_u A \sqrt{\frac{k}{RT_u} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad 3)$$

На рисунке 2 показана принципиальная схема экспериментальной установки для измерения массового расхода через радиальный зазор. Верхняя и нижняя поверхности цилиндра были запечатаны жесткой листовой насадкой, а в качестве рабочей жидкости использовался азот. Шероховатость поршня и стенки цилиндра составляла максимум 0,2 мкм.

Давление на входе контролировалось с помощью регулятора с датчиком давления. Давление на выходе контролировалось с помощью игольчатого клапана с датчиком давления. Модель датчиков давления представляла собой KISTLER 4260A с точностью до 0,05%. Радиальный зазор между роликом и цилиндром поддерживался на постоянном уровне. Расстояние, подтвержденное сканирующим электронным микроскопом (SEM), составило 19,989 мкм для ширины и 20 мкм для высоты радиального зазора. Леви (1964) исследовал точность пузырькового метра в зависимости от диапазона массового расхода. В этом эксперименте массовый расход измеряли с помощью пузырькового измерителя с погрешностью 1%. Температуру восходящего потока и температуру окружающей среды измеряли термопарой

К-типа. В этом эксперименте температура окружающей среды поддерживалась постоянной.

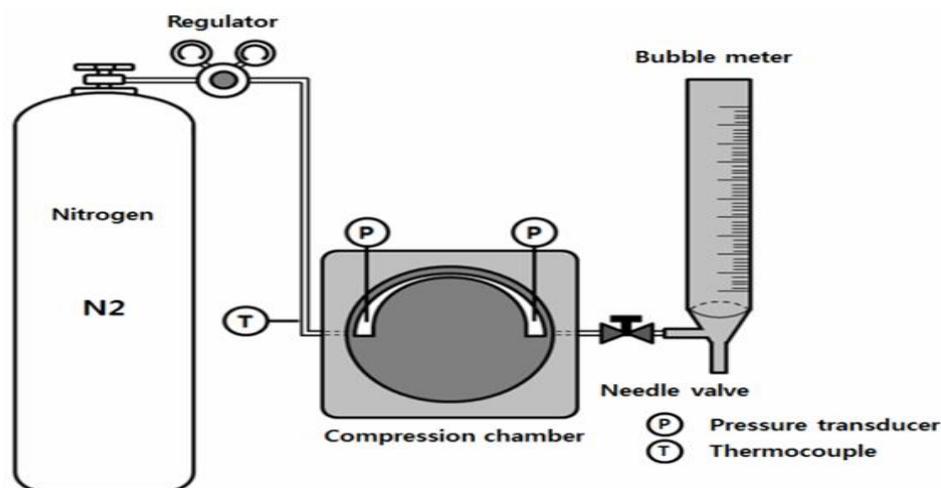


Рисунок 2 – Схема экспериментальной установки

#### Моделирование CFD

Моделирование CFD проводилось для того, чтобы получить массовый расход через радиальный зазор. Коэффициенты потока с изменениями геометрических характеристик и условий эксплуатации были определены с использованием Fluent 14.5. На рисунок 4 представлена упрощенная геометрическая модель моделирования CFD. Длина трубы достаточно велика для развития потока в трубе. Чтобы исследовать сеточную зависимость моделирования CFD, количество ячеек было изменено до 10 - 50 при радиальном зазоре. Когда число ячеек было 40, массовый расход имел значение сходимости. В таблице 1 перечислены условия моделирования CFD.

Table 1. Numerical simulation methods.

Compressibility	Compressible
Solver setting	Pressure based/steady state
Viscous model	Realizable $k-\varepsilon$ model
Inlet boundary condition	Pressure inlet
Outlet boundary condition	Pressure outlet
Pressure-velocity coupling	Coupled

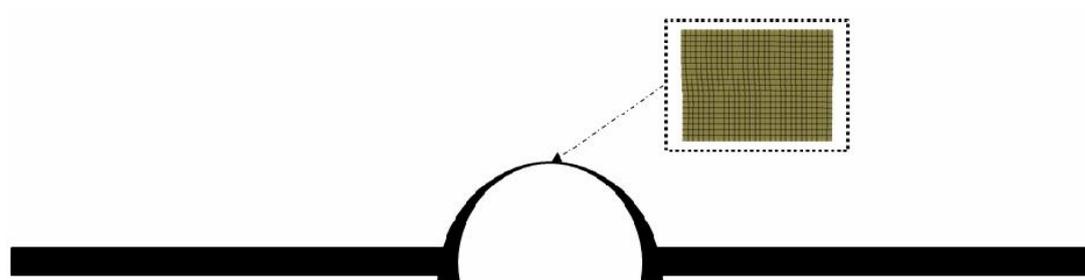


Рисунок 3 – Геометрия CFD симуляции

### Результаты

Результаты моделирования CFD сравнивались с экспериментальными данными для подтверждения их достоверности. В условиях высокого давления на входе (30 бар) пузырьковый измеритель для измерения массового расхода имеет большую относительную неопределенность. Таким образом, результаты моделирования CFD были подтверждены экспериментальными данными при низком давлении на входе. На рисунок 5 показаны результаты валидации с изменениями давления на входе (4, 6 и 8 бар). Максимальная разница в результатах сравнения была в пределах 10%, когда давление и давление на входе составляли 6 бар и 0,5 соответственно. Средняя разница между экспериментом и моделированием CFD составила 2,53% в условиях эксперимента. Таким образом, массовый расход через радиальный зазор, полученный при моделировании CFD, имеет приемлемую надежность.

## Выводы

Это исследование направлено на определение характеристик расхода при утечке при изменении геометрических характеристик и условий работы вращающегося поршневого компрессора. Двухфазная модель, представленная Gasche et al. и модель чистого хладагента использовалась для исследования соотношения тонкости смазочного масла и хладагента. Результаты, полученные в этом исследовании, могут быть обобщены следующим образом:

(1) Модель чистого хладагента для прогнозирования скорости утечки через радиальный зазор была разработана с помощью CFD-моделирования и имитационного эксперимента.

(2) Диапазон коэффициентов расхода модели чистого хладагента составляет 0,17–0,85 для различной ширины радиального зазора (10–60 мм) и при давлении на входе около 30 бар.

(3) Максимальный коэффициент тонкости потока чистого хладагента на радиальном зазоре составляет 81,2% во время процесса нагнетания во вращающемся компрессоре.

### **1.3 Обзор и перевод статьи «Analysis of the Вейдинг concept—a new rotary piston compressor, expander and engine principle/Анализ концепции Вейдинга - новый роторно-поршневой компрессор, расширитель и принцип работы двигателя»[10]**

За последние два столетия было представлено большое количество концепций двигателей. Доминирующей системой является поршневой двигатель, такой как двигатели Отто и Дизеля для внутреннего сгорания. Для возвратно-поступательного движения требуется большой противовес. Роторные двигатели требуют только небольшого противовеса. Для двигателей внутреннего сгорания несколько процессов могут иметь место для каждого вращения. Поэтому роторные двигатели потенциально более компактны. Несмотря на это, двигатели, использующие принцип Ванкеля, являются единственными роторно-поршневыми двигателями, которые достигли

умеренного успеха. Для двигателей внешнего сгорания широко используются газовые турбины. Турбины также доминируют в других применениях расширителей. Для устройств сжатия используются различные принципы.

В этой статье описан инновационный принцип для роторных машин, концепция Вейдинг. Он был изобретен и разработан Кейло Вейдинг из Будё, Норвегия, вместе со своим сыном Кейтелом Вейдинг. Эта концепция была запатентована на международном уровне в 1999 году и опробована на опытных образцах бензинового двигателя, а также компрессоров и расширителей для газа и газожидкостных смесей. У автора была возможность поработать с Вейдингами и предложить необходимую научную помощь в разработке.

Далее сначала анализируется геометрия концепции. Далее описано его применение в качестве компрессора, расширителя и двигателя внутреннего сгорания. В последующих разделах представлен термодинамический анализ и некоторые расчеты для выбранного набора геометрических данных. Наконец, расчеты, концепция и ее потенциальные приложения обсуждаются. Цель этого анализа состояла в том, чтобы подтвердить правильность операции и изучить возможности концепции. Оптимизация двигателя станет более поздней стадией разработки.

За исключением патентных документов, этот документ является первым публичным представлением концепции.

### Геометрия

Машина содержит стационарный корпус с цилиндрической полостью. Ротор расположен в этой полости по центру. Одна или несколько (обычно три или четыре) лопасти скользят радиально в пазах в роторе. Рабочая камера определяется внутренней поверхностью корпуса, периферийной поверхностью ротора и одной или двумя лопастями. Во время вращения наконечник лопасти описывает цилиндрическую поверхность, которая похожа на внутреннюю поверхность корпуса. Разница между этими двумя цилиндрическими

поверхностями - это допуск, который может быть выбран настолько малым, насколько это практически возможно сделать.

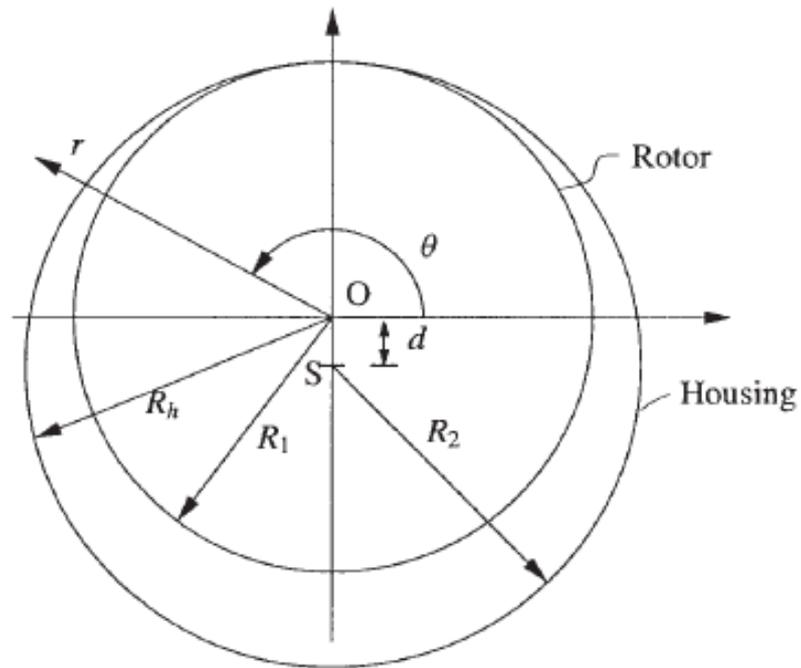
Каждая лопасть шарнирно соединена вокруг оси с рычагом управления. Этот рычаг шарнирно вращается в неподвижном мосту оси, центральная ось которого совпадает с осью полости корпуса. Ось ротора параллельна и не совпадает с осью полости. Передача мощности к машине или от машины осуществляется непосредственно через ротор. Дальнейшие геометрические и механические детали приведены в патенте. Кружками на рисунок 1 обозначены внутренняя часть корпуса с радиусом  $R_2$  и периферия ротора с радиусом  $R_1$ . Центры окружностей смещены на расстояние  $d$ . Декартовы координаты  $(x; y)$  и полярные координаты  $(r; \theta)$  показаны на рисунке. Центр ротора был выбран в качестве начала координат. Расстояние от начала координат до поверхности корпуса обозначено  $R_h$  и является функцией углового положения  $\theta$ . Зазор между ротором и корпусом под определенным углом  $\theta$  обозначен  $s$ , то есть

$$s(\theta) = R_h(\theta) - R_1. \quad (1)$$

На рисунок 1 корпус и ротор тангенциальны при  $\theta = \pi / 2$ . Однако это не является обязательным требованием. Если  $R_2 - R_1 < d$ , окружности будут пересекаться, и функция  $s$  будет меньше нуля при  $\theta = \pi / 2$ . В этом случае лунная канавка, соответствующая ротору, должна быть врезана во внутреннюю поверхность корпуса. Для выбранного набора радиусов  $R_1$  и  $R_2$  можно найти угловые положения, где пересекаются периферии цилиндров.

С помощью описанных мер и координат можно определить положение внешнего круга из

$$R_h(\theta) = -d \sin \theta + [d^2 \sin^2 \theta + (R_2^2 - d^2)]^{1/2} \quad (2)$$



**Fig. 1** Coordinates and basic geometry of the Vading concept

Площадь, ограниченная двумя окружностями и двумя угловыми положениями,  $O_1$  и  $O_2$ , может быть найдена из интегрирования

$$A = \frac{1}{2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (R_h^2 - R_1^2) d\theta \quad (3)$$

Эта площадь, умноженная на расширение в осевом направлении, является объемом рабочей камеры.

Объемы сжатия и расширения определяются лопатками, которые скользят в роторе. Как описано выше и в патенте, эти лопасти направляются так, что объем заключен. На рисунке 2 показаны геометрические принципы лопаток машины Вейдинга. Наконечник лопасти - это поверхность сегмента цилиндра с радиусом  $R_4$  вокруг стыка  $L$ . Средняя точка кончика лопасти обозначена буквой  $B$ , а точка на касательной к внутренней поверхности корпуса обозначена  $A$ . Рычаг управления, соединяющий лопасть с валом оси, имеет длину  $R_3$  от центра вала (обозначен  $S$ ) до узла  $L$ .

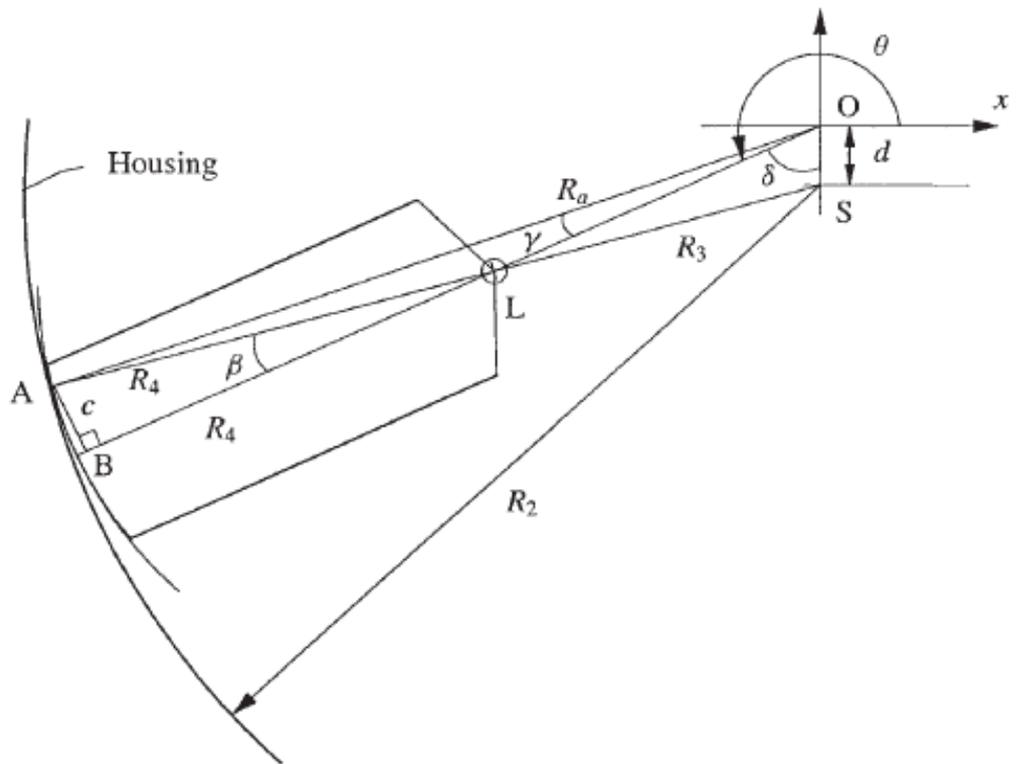


Fig. 2 Geometry of the vane-arm-shaft arrangement of the Vading concept

Расстояние  $R_a$  от начала координат до точки А можно выразить в правой части уравнения (2), заменив  $O$  на  $O - y$ . Если пренебречь толщиной лопасти,  $R_a$  равно  $R_h$ .

Ротор центрирован относительно начала координат,  $O$ . Лопасть скользит в прорези в роторе, и его центральная линия всегда направлена к началу координат. Следовательно, сумма радиуса  $R_4$  лопасти и длины  $R_3$  рычага равна радиусу  $R_2$  полости корпуса, за исключением небольшого выбранного допуска. Для этого требуется минимальная толщина лопатки, равная в два раза максимальному значению длины  $c$  между точками А и В на рисунок 2:

$$c_{\max} = d \cdot R_4 / R_3. \quad (4)$$

Ротор и корпус могут быть сечены в осевом направлении, с разными размерами для разных секций. Каждая секция представляет собой отдельный компрессор или расширитель описанного ниже типа. Это показано на рисунок

3, где одна секция представляет собой компрессор, а одна секция представляет собой расширитель. Лопасты будут непрерывными в осевом направлении с радиальными длинами, соответствующими размерам каждой секции. Разделы могут быть использованы независимо, или они могут быть использованы в серии.

Следующее описание относится к устройству с тремя лопастями, то есть с углом между лопастями  $120^\circ$ . Положение лопатки 1 будет обозначаться как  $\alpha_1$ , а для лопаток 2 и 3 положения будут  $\alpha_2 = \alpha_1 + 120^\circ$  и  $\alpha_3 = \alpha_1 + 240^\circ$  соответственно. Объем или камера перед лопаткой 1, то есть между лопатками 1 и 2, будем называть камерой 1, а объем обозначен  $V_1$ . Верхний индекс будет обозначать положение лопасти 1 в градусах. Таким образом,  $V_1^{230}$  представляет собой объем между лопатками 1 и 2, когда лопатка 1 находится при  $\alpha = 230^\circ$ .

#### Компрессор

На рисунок 1 ротор вращается против часовой стрелки. Максимальный объем между лопатками 1 и 2 определяется, когда лопатки находятся в положениях  $\alpha_1 = 210^\circ$  и  $\alpha_2 = 330^\circ$ . Впускной канал вырезан в корпусе и заканчивается при  $\alpha_1 = 210^\circ$ . Эта ситуация показана на рисунок 4. Фактическая толщина лопаток не показана.

Когда лопасть 1 движется от  $\alpha_1 = 90^\circ$  к  $\alpha_1 = 210^\circ$ , камера 1 расширяется и заполняется имеющим газ. При достижении  $\alpha_1 = 210^\circ$  входной канал в корпусе заканчивается, и камера между лопатками 1 и 2 закрывается. Дальнейшее вращение уменьшит объем, и жидкость будет сжата. Рисунок 5 представляет собой эскиз для  $\alpha_1 = 255^\circ$ . Выходной канал в корпусе может начинаться в любом положении между  $\alpha_1 = 330^\circ$  и  $450^\circ$ . Положение лопаток открывает или закрывает рабочую камеру по направлению к входным и выходным каналам. Поэтому для этой цели не требуется клапан или внешний механизм.

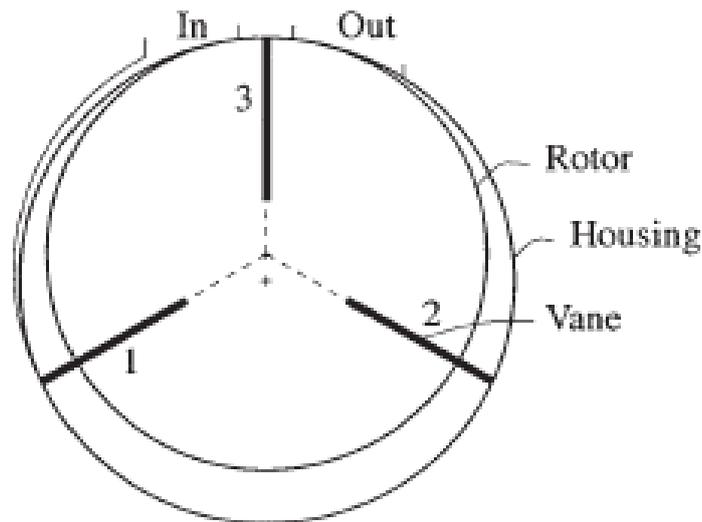
#### Расширитель

Процесс расширения подобен процессу компрессора. В этом случае входной канал в корпусе должен заканчиваться в некотором положении до того, как  $O1 = 210^\circ$ . Когда лопасть 1 достигает конца входного канала, камера закрывается. Дальнейшее вращение будет увеличивать громкость, пока  $O1$  не будет равна  $O1 = 210^\circ$ . Камера между лопатками 1 и 2 имеет максимальный объем. Тогда лопасть 2 будет иметь положение  $O1 = 330^\circ$ . В этой позиции начнется выходной канал в корпусе, и жидкость будет выпущена из расширителя.

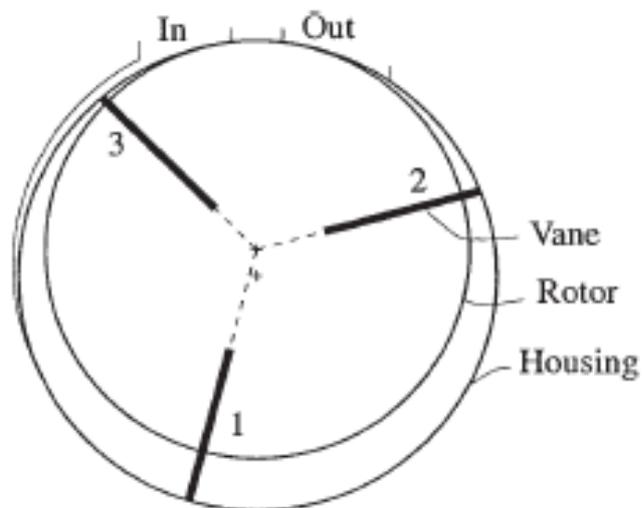
#### Двигатель

Используя описанный компрессор и расширитель, может быть разработан двигатель внутреннего сгорания. Двигатель внутреннего сгорания по существу включает стадии сжатия, сгорания и расширения. Камера сгорания может быть размещена между компрессором и детандером, описанным выше. Это было бы похоже на газотурбинный процесс. Двигатель Вейдинга был спроектирован таким образом, что компрессор и расширитель могут быть объединены в одно устройство, где сгорание происходит в коротком канале или камере сгорания между компрессором и расширителем. В качестве альтернативы, сгорание может частично происходить в расширителе.

Двигатель похож на компрессор и расширитель. Воздух, или предварительно смешанный воздух и топливо, сжимается в первой секции. Сжатый газ затем выпускается через канал или камеру сгорания в следующую секцию в осевом направлении, которая является расширителем. Газ сжимается между двумя лопастями и расширяется между теми же двумя лопастями в расширителе. Поскольку радиальные размеры компрессора и расширителя различны, коэффициенты сжатия и расширения могут варьироваться независимо. Это противоречит процессам Отто и Дизеля, где сжатие и расширение происходят в одном и том же объеме.



**Fig. 4** Compressor when vane 1 is at  $210^\circ$ : inflow channel (indicated) is closed. The volume between vanes 1 and 2 is at a maximum. The compressed gas between vanes 2 and 3 is released through the outflow (indicated). Note: the actual vane thickness is not shown



**Fig. 5** Compressor when vane 1 is at  $255^\circ$ : the volume between vanes 1 and 2 is decreasing; the volume between vanes 3 and 1 is increasing and filled through the inflow channel (indicated)

В этом исследовании была проанализирована версия Вейдинг с тремя лопастями. Тем не менее, концепция также может быть разработана с двумя, четырьмя или более лопастями.

Термодинамический анализ двигателя Вейдинга

В этом разделе представлен простой термодинамический анализ процессов, происходящих в двигателе Вейдинга. Анализ основывался на идеализациях, аналогичных тем, которые были сделаны в презентациях из учебников обычных двигателей (например, двигателей Отто и Дизеля).

#### Обсуждение Расчетов

Представленные расчеты были выполнены в демонстрационных целях, и были сделаны некоторые идеализации и упрощения. Поэтому представленные расчеты аналогичны представленным, например, в учебниках для обычных машин.

Для простоты толщиной лопастей пренебрегли. Для детальной оптимизации конкретного устройства точные объемы могут быть рассчитаны по геометрии лопаток.

#### Обсуждение концепции

Машина, использующая концепцию Вейдинга, характеризуется несколькими простыми в изготовлении деталями. Машина выглядит прочной и компактной.

В некоторой степени это расположение ротор-статор-лопасть аналогично концепции роторно-лопастного компрессора. Однако принцип Вейдинга гарантирует, что лопасти следуют за корпусом, не касаясь его. Это устраняет проблему износа, характерную для некоторых вращающихся машин.

Двигатель этого типа имеет отдельные камеры для сжатия и расширения. Это означает, что локальное изменение температуры меньше, чем у поршневого двигателя. Кроме того, коэффициенты сжатия и расширения могут быть оптимизированы независимо. В этом случае двигатель Вейдинга похож на газотурбинный процесс. С другой стороны, материал лопаток значительно толще, чем у лопаток газотурбинных установок. Следовательно, кажется разумным, что двигатель Вейдинга, как и в случае поршневых двигателей, может выдерживать более высокую максимальную температуру,

чем у газовой турбины. Таким образом, потенциальная эффективность должна быть выше.

Двигатель Вейдинга является роторным и поэтому не нуждается в противовесе. Рабочая сила имеет почти постоянный и значительный моментный рычаг вокруг вала, а радиальные силы на ротор, создаваемые в камерах сжатия и расширения, противодействуют друг другу.

#### Заключение

Геометрия, функциональность и термодинамические процессы машин Вейдинга были исследованы. Геометрия описана математически, и показано, что рабочий объем ограничен корпусом, ротором и одной или двумя лопастями, как заявлено изобретателем. Также показано, что наконечник лопасти всегда будет следовать за внутренней поверхностью корпуса. Процессы описаны и смоделированы математически, и для демонстрационных целей были выполнены расчеты для выбранного набора геометрических данных.

Проблема, которую еще предстоит решить, - это конкретное расположение и конструкция камеры сгорания в двигателе Вейдинг. Кроме того, оптимизация конкретных устройств требует дальнейшего изучения.

#### **1.4 Обзор и перевод статьи «Numerical study of the reed valve impact in the rotary compressor by FSI model / Численное исследование воздействия лепесткового клапана на роторный компрессор по модели FSI»[11]**

Ротационные компрессоры широко используются в бытовых кондиционерах. Нарушение усталости или трещина на герконе клапана, показанное на рисунок 1, является типичной неисправностью роторного компрессора. Тростниковое воздействие является главной причиной, ведущей

к усталостному разрушению тростника. Мало того, что геркон также вызывает серьезный шум и снижение эффективности компрессора.

Уже известно, что воздействие тростника определяется динамическим поведением тростника. В ранних исследованиях поток через клапан считался одномерным, изоэнтропическим, идеальным потоком газа через отверстие, а трость считалась линейной системой масса-пружина-демпфер с единой степенью свободы. Тем не менее, предположения сильно отличались от фактического рабочего процесса клапана, и ударное напряжение не может быть решено в этой модели.

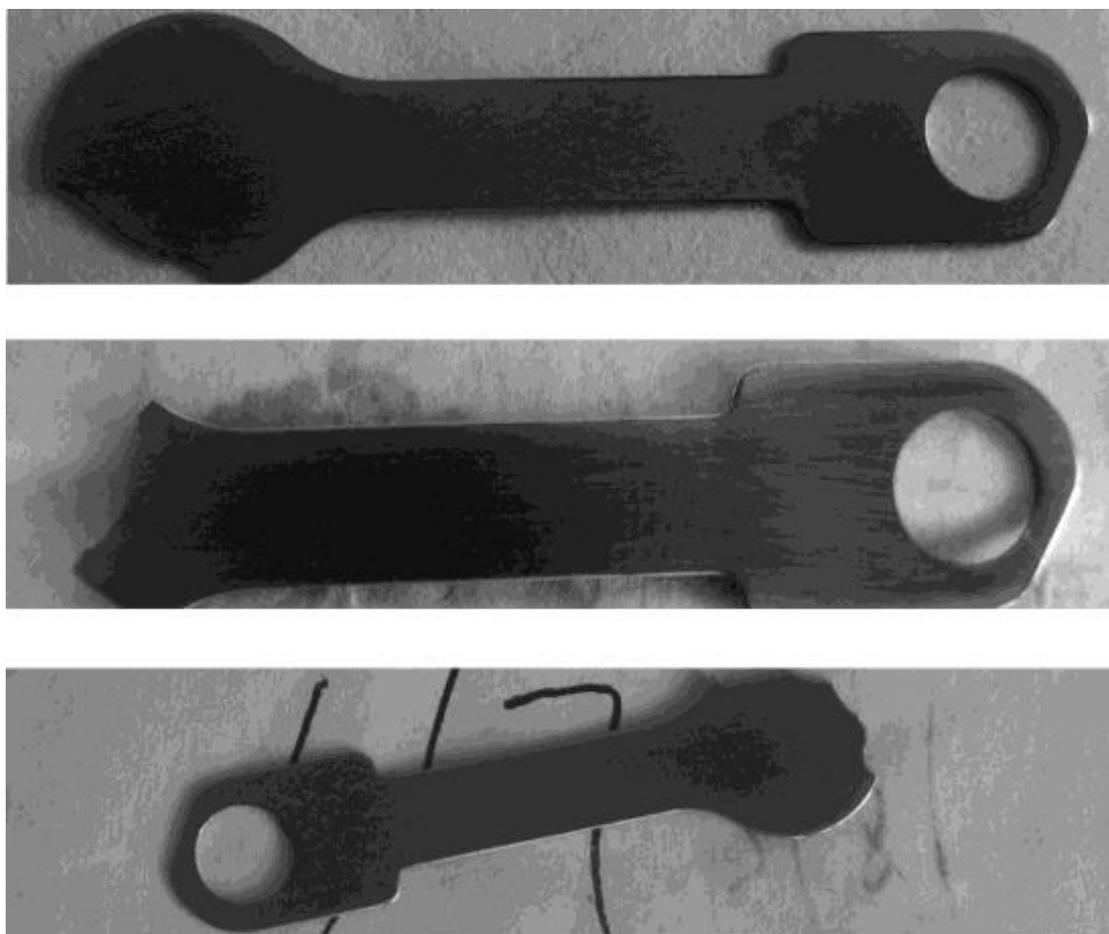


Рисунок 1 – трещина лепесткового клапана

Затем, для более точного определения расхода через клапан, модель переходного потока была введена и решена с помощью подхода вычислительной гидродинамики (CFD) и технологии подвижных сеток [16], а

также был использован метод конечных элементов (FEM) для построить динамическую модель пластины [19].

В последнее время была разработана и широко использована трехмерная модель взаимодействия жидкости со структурой (FSI) герконов во вращающемся компрессоре или поршневом компрессоре. Поток и движение клапана связаны, а модель потока и динамическая модель Рида решаются с помощью альтернативной итерации. По сравнению с вышеупомянутыми моделями, в модели FSI воздействие тростника может быть смоделировано точно. В настоящее время много исследований рабочего процесса тростниковых клапанов ведутся на основе модели FSI. Наша исследовательская группа также проделала большую работу над герконом в роторном компрессоре по модели FSI.

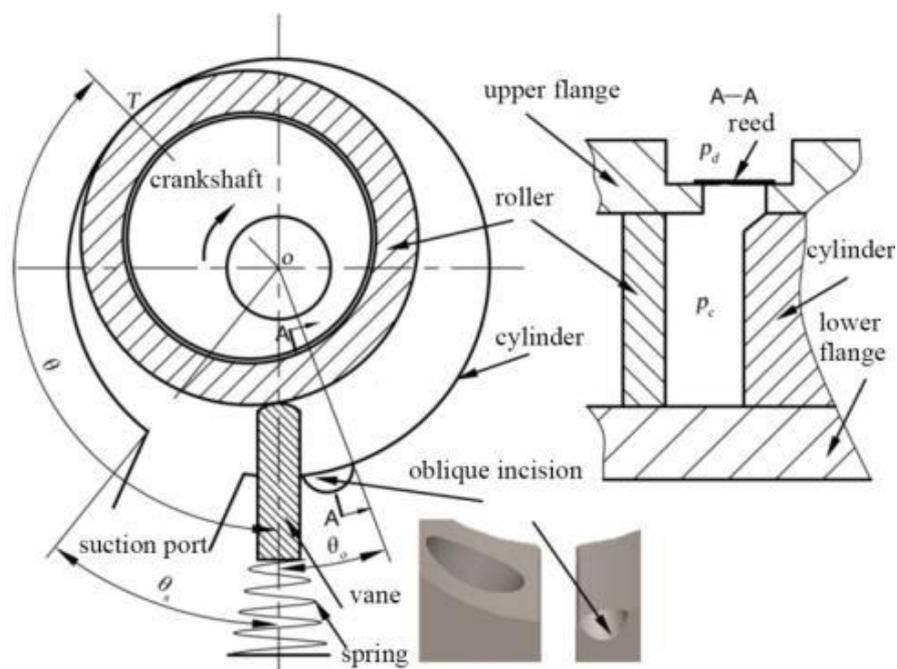
Все эти работы в основном были сосредоточены на протекании через клапан или динамическом поведении язычка, а исследования воздействия язычка на роторный компрессор по-прежнему отсутствуют и недостаточны. В этой статье мы в основном сосредоточились на воздействии герконов на герконы роторного компрессора.

#### Модель FSI динамического поведения лепесткового клапана

Схема роторного компрессора и его нагнетательного клапана показана на рисунок 2. Геометрические параметры компрессора перечислены в Таблице 1. Профиль фиксатора, показанный на Рисунок 2 (б), состоит из дуги и прямой линии. Подъем тростника составляет 1,97 мм. Хладагентом является R410A с давлением всасывания 1,0 МПа, температурой всасывания 308,15 К и давлением нагнетания 3,385 МПа. Его физические параметры приведены в таблице 1.

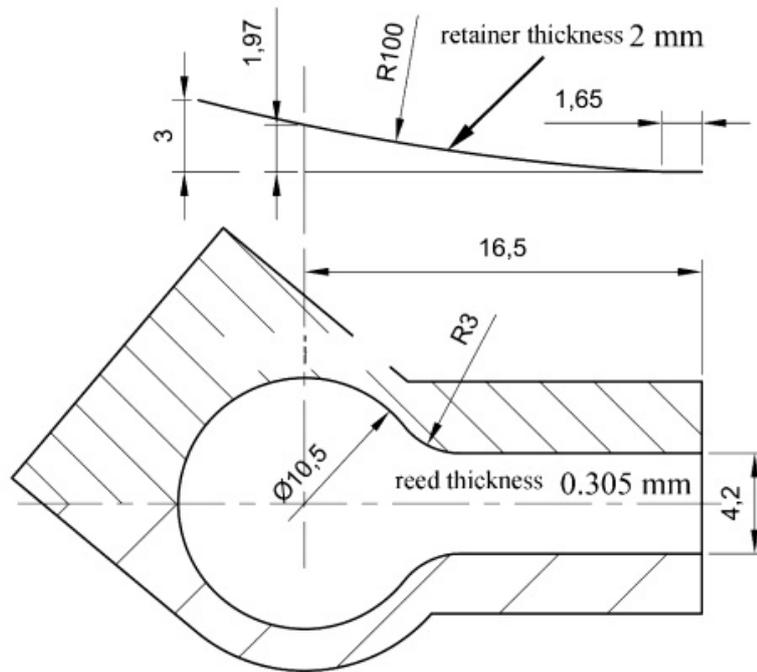
Table 1. Geometry parameters of the compressor & physical parameters of the refrigerant

■ Geometry parameters of the compressor		Physical parameters of the refrigerant (3.385 MPa, 374.4K)	
■ Cylinder height/mm	18.50	Density/kg·m <sup>-3</sup>	99.95
■ Cylinder diameter/mm	42.01	Viscosity/kg·m <sup>-1</sup> ·s <sup>-1</sup>	1.78e <sup>-5</sup>
■ Roller outer diameter/mm	33.17	Specific heat at constant pressure/J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	1242.90
■ Slide thickness/mm	3.17	Specific heat at constant volume/J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	903.30
■ Discharge port diameter/mm	6.50	Thermal conductivity/W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	2.21e <sup>-2</sup>
■ Discharge port length/mm	2.80	Entropy/J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	1898.40
■ Rotation speed/rpm	4800		



(a) - Роторный компрессор

Трехмерная модель клапана FSI была создана и решена в программном пакете ADINA 8.8. Область вычислений, показанная на рисунок 3, включала область жидкости (всасывающее отверстие, камеру цилиндра и выпускную камеру) и твердую область (язычок, держатель и седло). За исключением четырех узловых элементов тетраэдра для всасывающего отверстия, все остальные области жидкости и сплошная область были разделены кирпичными элементами с 8 узлами. Технология подвижной сетки использовалась для имитации движения ролика. Для области камеры цилиндра сетка на внутренней поверхности цилиндра является неподвижной, в то время как сетка на внешней поверхности ролика движется.



(б) - Выпускной клапан

Рисунок 2 (а,б) – схемы роторного компрессора и выпускного клапана

Воздействие на фиксатор и сиденье моделировалось путем установки нормальных условий контакта на паре контактных поверхностей, как показано на рисунок 4. Нормальные условия контакта были описаны как нормальные функции ограничения (1) и (2),

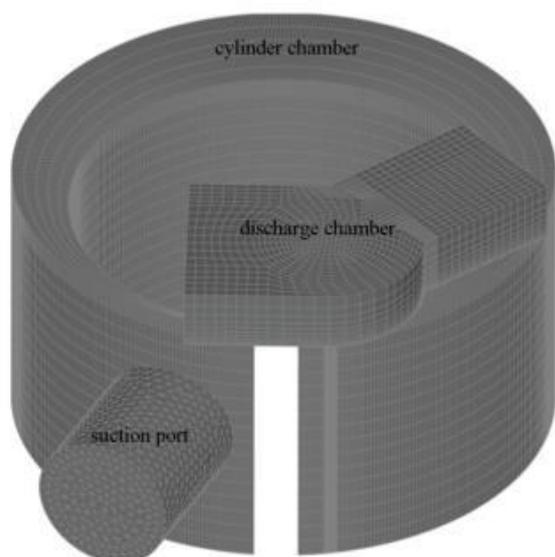
$$g \geq 0, \lambda \geq 0, g\lambda = 0 \quad (1)$$

$$w(g, \lambda) \cong \frac{g + \lambda}{2} - \sqrt{\left(\frac{g - \lambda}{2}\right)^2 + \varepsilon} = 0 \quad (2)$$

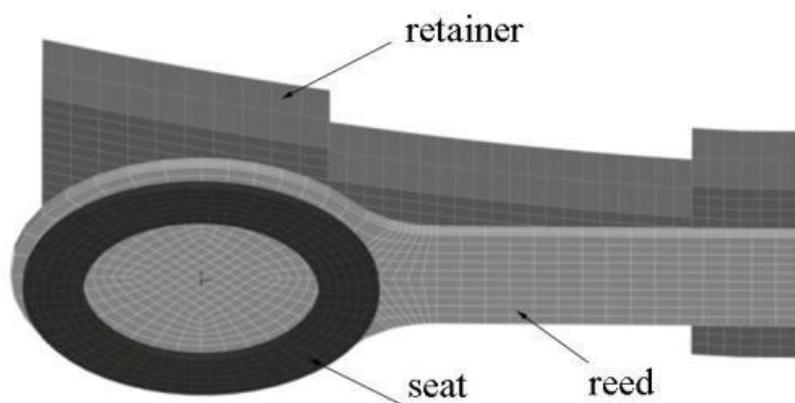
где  $g$  - пространство пары поверхностей,  $\lambda$  - нормальная сила контакта,  $w$  - нормальная функция ограничения с переменными  $g$  и  $\lambda$ ,  $\varepsilon$  - крошечная величина, определяемая пользователями, как правило, равная  $1,0 \times 10^{-12}$ .

Функция нормального ограничения делает шаг нормального контактного напряжения непрерывной функцией. Таким образом, ударное напряжение может быть решено легче. Нормальное контактное напряжение в

зависимости от расстояния пары контактных поверхностей представляет собой плавную кривую, представленную на рисунок 4.



(a)– область жидкости



(б) – сплошная область

Рисунок 3 - область вычисления модели FSI

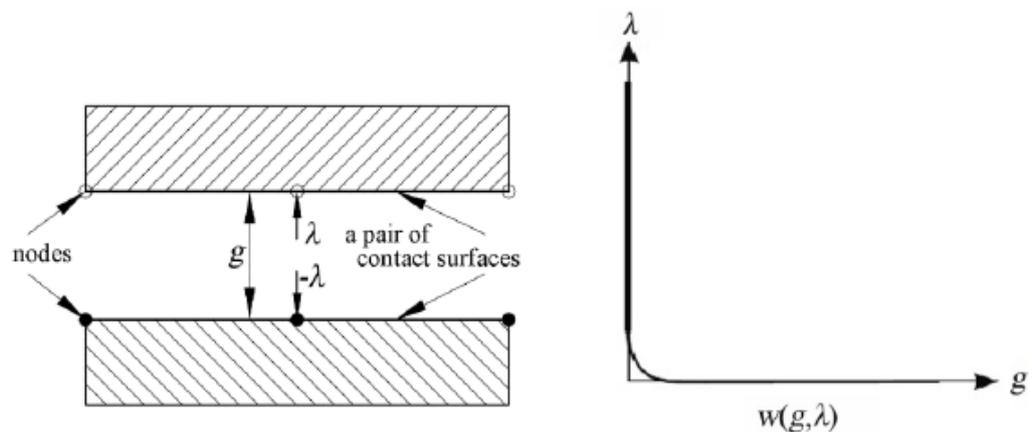


Рисунок 4 - нормальные условия контакта на паре контактных поверхностей

Граничные условия области текучей среды были установлены на входе всасывающего отверстия при давлении на входе 1,0 МПа, температуре на входе 308,15 К и на выходе из выпускной камеры с давлением на выходе 3,385 МПа. Для сплошной области ограничения перемещения во всех направлениях были установлены на хвосте тростника, а условия контакта были установлены на двух парах контактных поверхностей, показанных на рисунок 5, т.е. на поверхности контакта тростника и фиксатора, и контактная поверхность тростника и сиденья. Все остальные поверхности язычка клапана, контактирующие с жидкостью, считаются интерфейсами FSI.

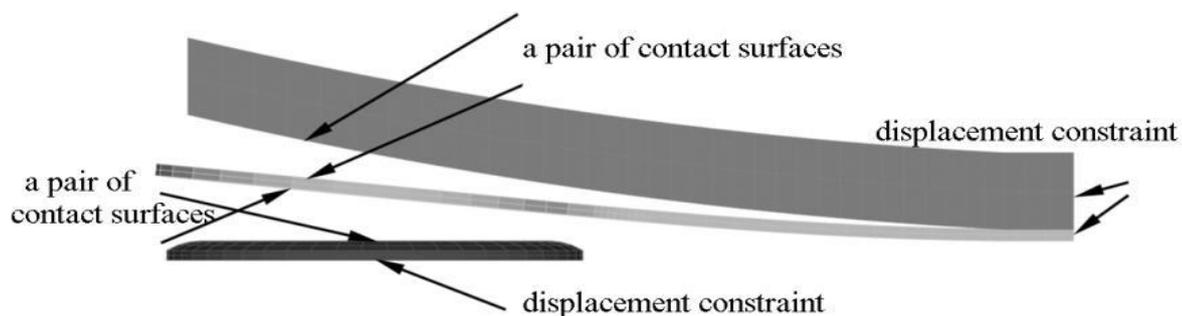


Рисунок 5 - нормальные условия контакта на паре контактных поверхностей

Подготовка эксперимента

С помощью модели FSI в любой момент можно получить давление жидкости, смещение язычка и напряжение язычка. Для проверки модели была создана экспериментальная установка. В эксперименте давление в баллоне измерялось датчиком давления Kistler 601A, закрепленным на нижнем фланце компрессора, показанном на рисунок 6 (а), и его расположение было близко к скользящей лопасти, как показано на рисунок 6 (б). Угол поворота коленчатого вала измеряли с помощью зубчатого колеса и вихретокового датчика перемещения, показанного на рисунок 6 (с). Шестерня была зафиксирована на конце коленчатого вала, и она вращалась с коленчатым валом синхронно. Следует отметить, что за исключением двух соседних зубьев, все остальные зубья были установлены на равных пространствах в зубчатой передаче. Центральная линия канавки между двумя соседними зубьями обозначена углом поворота  $\theta_0$ , где точка контакта ролика и цилиндра находится на центральной линии скользящей лопасти.

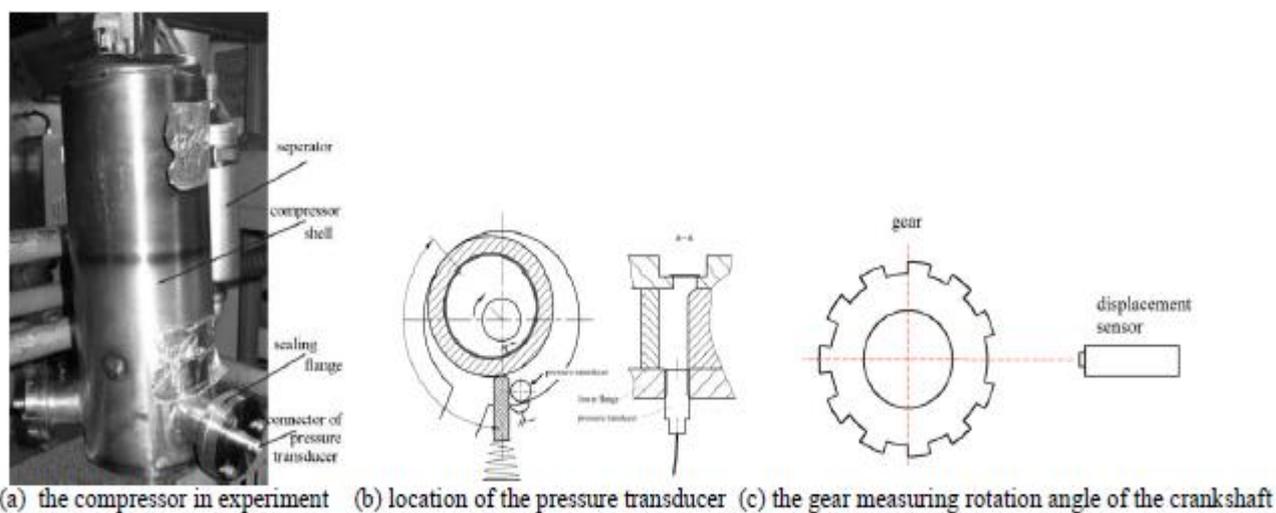


Рисунок 6 – Экспериментальная установка

Смоделированная и измеренная P- $\theta$  диаграмма была показана на рисунок 7. Мы видим, что они хорошо сочетаются друг с другом. Кроме того, мы сравнили угол разряда, максимальное давление в цилиндре и указанную мощность при моделировании и эксперименте. Результаты показаны в таблице 2. Мы видим, что ошибки трех сравниваемых элементов очень малы, поэтому результаты моделирования полей потока являются точными.

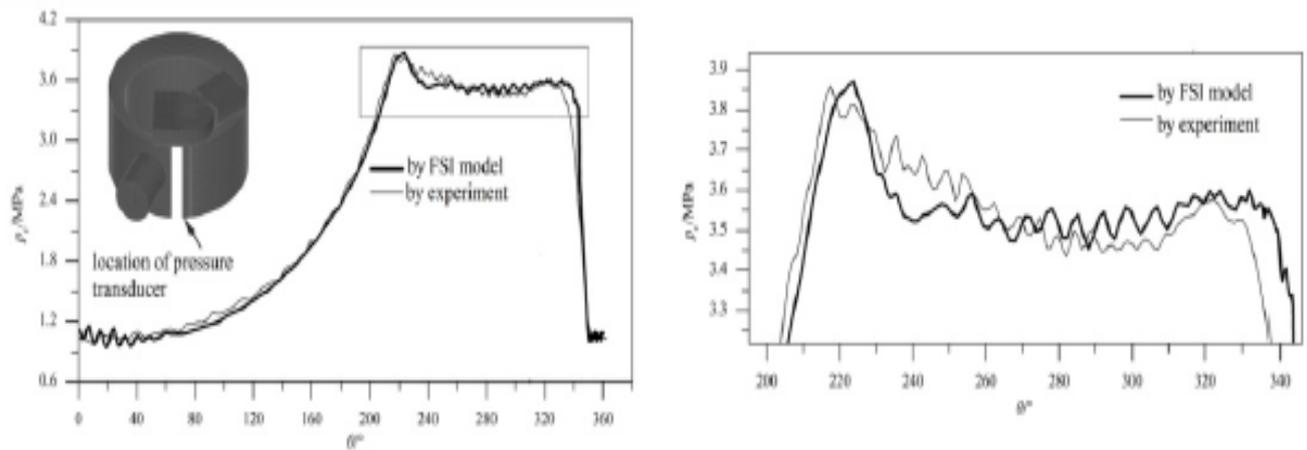


Рисунок 7 - смоделированная и измеренная P - θ диаграмма

Table 2. Comparison of the simulation & experiment results

■ Compared item	Simulation results	Experiment results	Errors (%)
■ The discharge angle (°)	209.5	207.5	0.96
■ The maximum pressure in the cylinder (MPa)	3.845	3.858	0.34
■ The indicated power (W)	1078.2	1109.6	2.83

## Результаты

### Смещение лепестка

Три точки на головке тростника были определены для изучения воздействия тростника. Точка  $h_0$  находится в центре тростниковой головки, точка  $h_1$  - на краю в направлении длины, точка  $h_2$  - на шейке тростника. Смещения  $h_0$ ,  $h_1$  и  $h_2$  показаны на рисунок 8. Движение язычка делится на четыре периода: закрытие, подъем, открытие и падение. Мы видим, что в период закрытия смещение  $h_0$  является отрицательным, потому что депрессия произошла на тростниковой головке из-за разницы давления в разрядной камере и цилиндре. При угле поворота 212° тростник начинает подниматься, и до 226° происходит удар между тростником и фиксатором, после чего клапан открывается. Во время угла поворота от 226° до 261° язычок контактирует с фиксатором, и в этот период существует небольшая вибрация. С 261 до 345° лепестковая пластина падает на седло, а в 345° происходит удар между пластиной и седлом, и затем клапан закрывается.

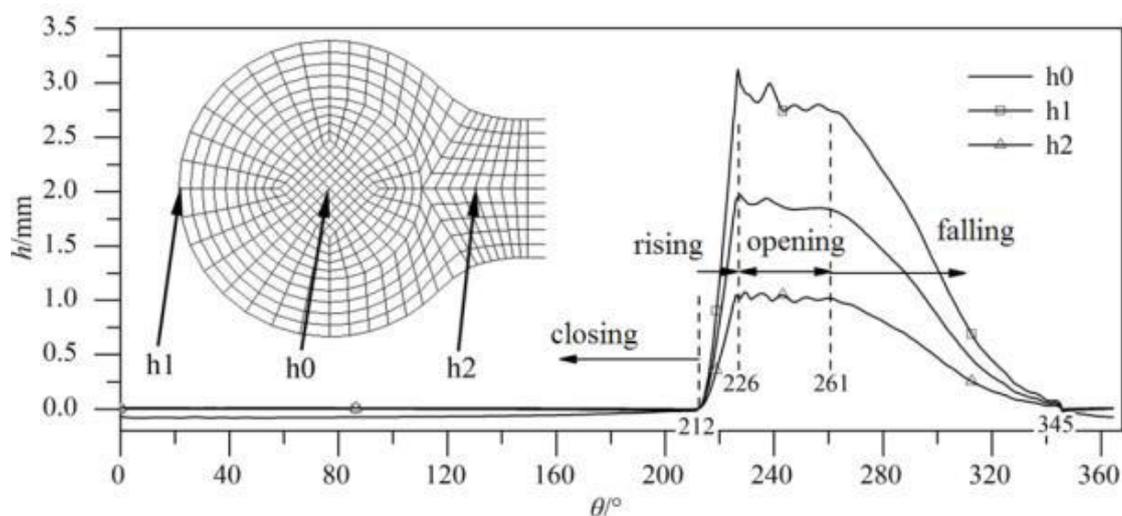


Рисунок 8 - смещение лепестка во время рабочего цикла

### Ударное напряжение

Затем мы концентрируемся на изучении стресса в момент удара. На рисунок 9 (а) ~ (е) показано напряжение головки тростника для удара между тростником и держателем. (а) это стресс до удара. (б) ~ (д) наглядно показывает изменение положения ударных пятен. Сначала они появляются возле шеи, между  $h_0$  и  $h_2$  (см. (В)), а затем перемещаются к внешнему краю головы, между  $h_0$  и  $h_1$  (см. (С) ~ (е)). Следует отметить, что максимальное ударное напряжение не создавалось в момент первого удара, в то время как оно возникало, когда ударные пятна перемещаются вблизи внешнего края головки (см. (D)). (е) напряжение для тростника и сиденья. На (f) мы ясно видим, что ударные пятна находятся на уплотнительной полосе, и в этот момент ударное напряжение почти приближается к максимальному ударному напряжению между язычком и держателем, хотя скорость удара в этот момент очень мала.

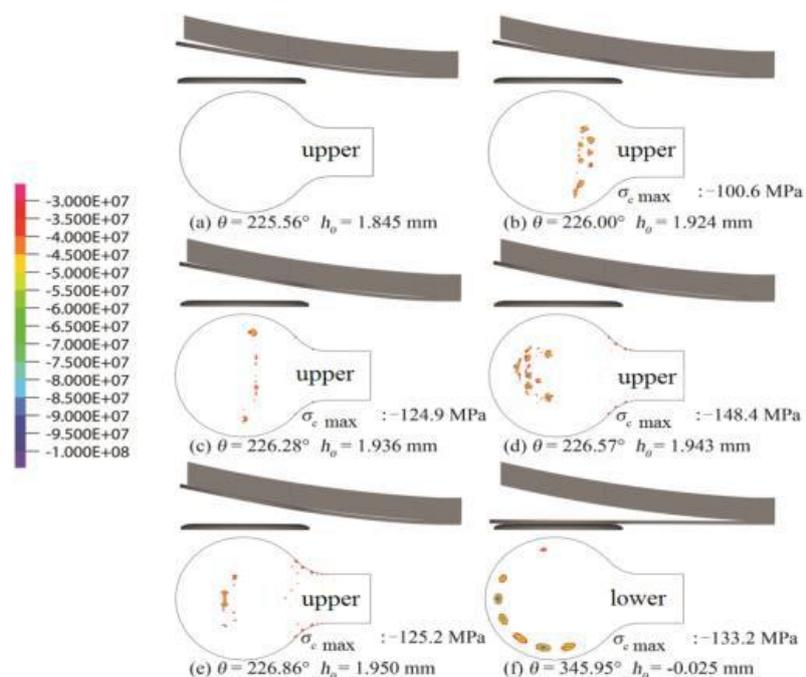


Рисунок 9 – ударное напряжение лепестка

### Скорость удара

Кривые скорости трех точек  $h_0$ ,  $h_1$  и  $h_2$  до и после удара показаны на рисунок 10. Точка  $h_2$  сначала воздействует на фиксатор, а затем по очереди точки  $h_0$  и  $h_1$ . Из рисунка 10 видно, что в момент удара скорость  $h_2$ ,  $h_0$  и  $h_1$  составляет соответственно 2,92 м / с, 5,39 м / с и 13,54 м / с. Ударное напряжение  $h_2$ ,  $h_0$  и  $h_1$  составляет соответственно 100,6 МПа, 124,9 МПа, 148,4 МПа (см. Рисунок 9 (b), (c) и (d)). Следовательно, ударное напряжение пропорционально скорости удара. Мы также ясно видим, что после удара  $h_2$  и  $h_0$  скорость ракет  $h_1$  от 7,95 м / с до 13,54 м / с, затем  $h_1$  воздействует на фиксатор и отскакивает назад со скоростью отскока 6 м / с или около того. При угле поворота  $345,95^\circ$  (см. Рисунок 9 (f)) язычок воздействует на сиденье. В этот момент скорость удара, близкая к 2 м / с, намного ниже скорости удара по фиксатору, но поскольку язычок воздействует на узкую уплотнительную полосу седла, ударное напряжение (133,2 МПа) все еще очень велико.

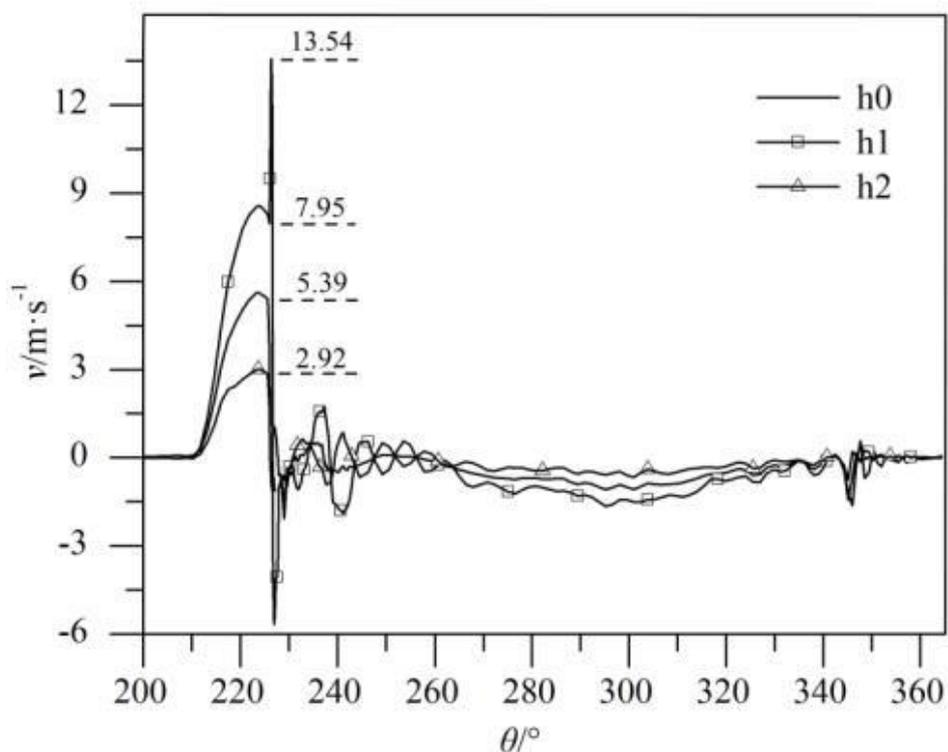


Рисунок 10 – скорость удара лепесткового клапана

#### Выводы

Для нагнетательного клапана роторного компрессора была создана трехмерная модель FSI. Исследование было сосредоточено на воздействии тростника. С помощью модели FSI были проанализированы процесс воздействия и ударное напряжение. Что касается удара по фиксатору, удар происходил в некоторых локальных точках последовательно, а не во всех точках на всей головке тростника одновременно. Точка h2 на шейке тростника сначала воздействует на фиксатор, а затем, в свою очередь, на точку h0 в центре тростниковой головки и точку h1 на краю тростниковой головки. Весь процесс удара заканчивается в пределах угла поворота  $1^\circ$ , когда скорость вращения компрессора составляет 4800 об / мин. Для удара по фиксатору ударное напряжение каждой точки пропорционально ее скорости удара.

## 2. Обзор погрешностей геометрии и построение упрощенной 3D модели роторно-поршневого компрессора (РПК) на основе имеющихся данных

### 2.1 Исходные данные

При исследовании расчетов и построении 3D модели роторно-поршневого двигателя были использованы данные полученные в работе: «Разработка конструкторских и технологических мероприятий, направленных на повышение эффективности применения роторно-поршневого компрессора»[2]

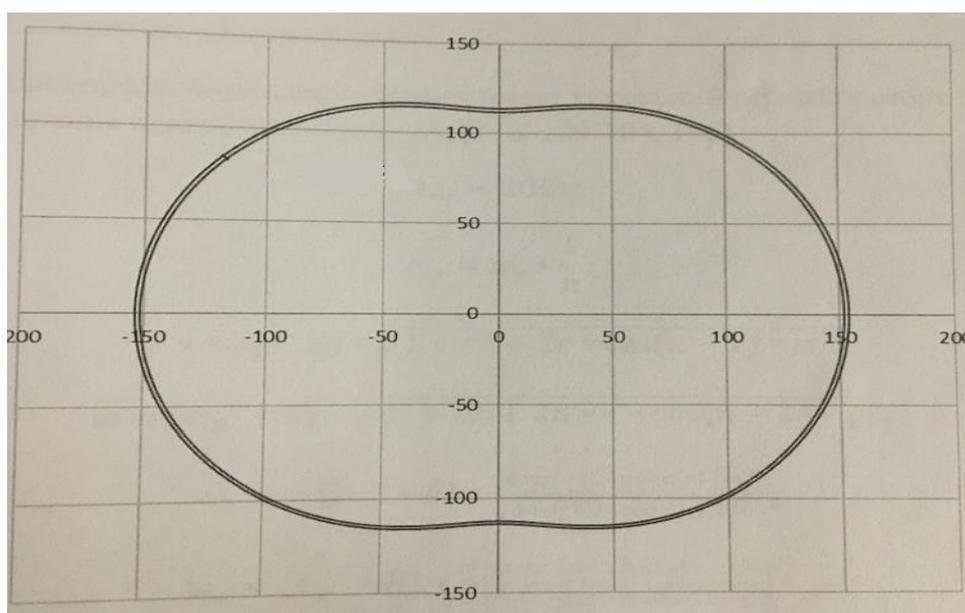


Рисунок 1 – Схема статора

Данные для построения ротора и вала (Рисунок 2), так же взяты из источника [2]:

Радиус вала  $r = 40$  мм

Радиус подвижной окружности ротора  $R=60$  мм

Центр неподвижной окружности – О

Расстояние от центра окружности до вершин ротора = 132 мм

Углы между вершинами ротора =  $120^\circ$

Радиус боковой поверхности = 264°

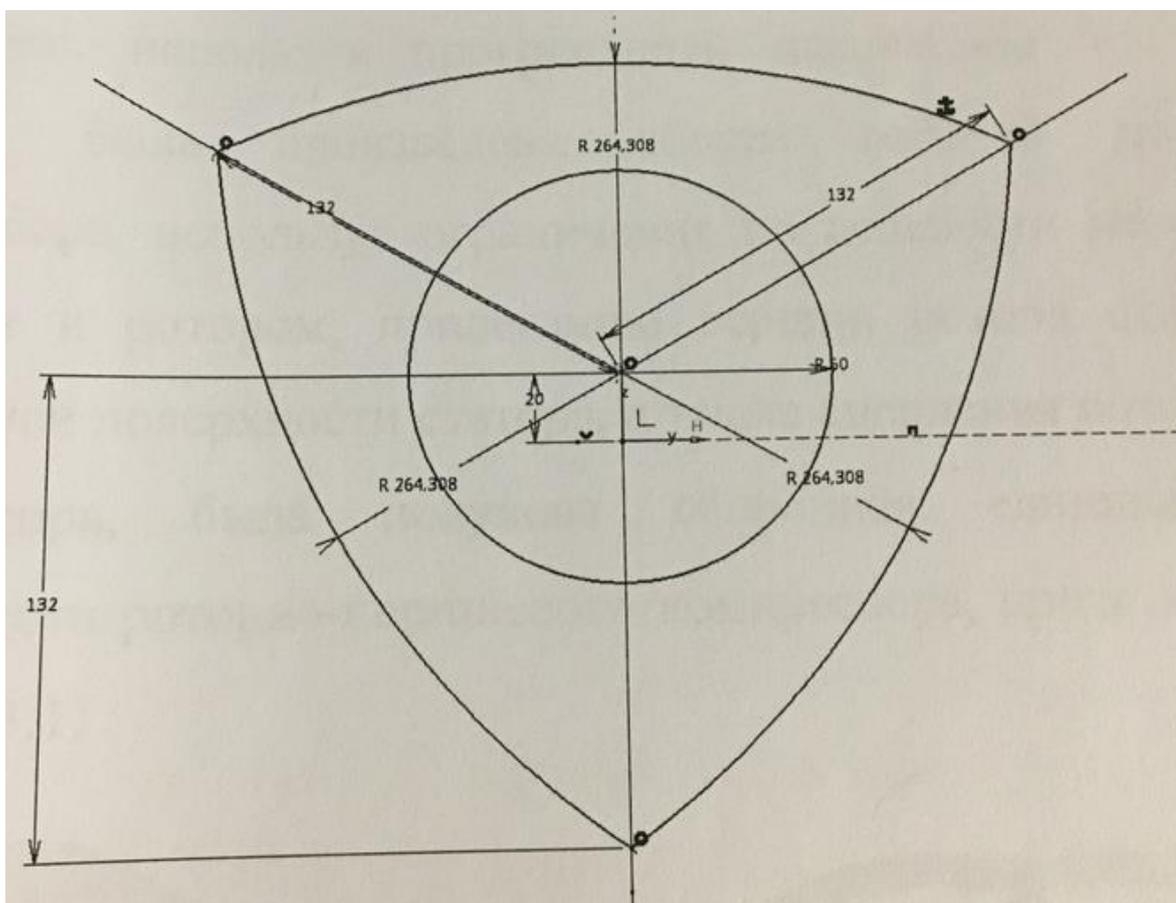


Рисунок 2 – Схема ротора

Для построения роторно-поршневого компрессора были взяты данные, полученные из работы «Разработка конструкторских и технологических мероприятий, направленных на повышение эффективности применения роторно-поршневого компрессора»[2]

«Методика расчета контура рабочей полости РПК следующая. Так как, теоретическим контуром рабочей полости РПК является двухдуговая эпитрохоида, в которой производящая окружность радиусом  $R$  и центром  $O_1$ , обкатывает неподвижную окружность меньшим радиусом  $r$  и центром  $O$ . На рисунке 3 представлена схема движения ротора компрессора относительно статора» [2].

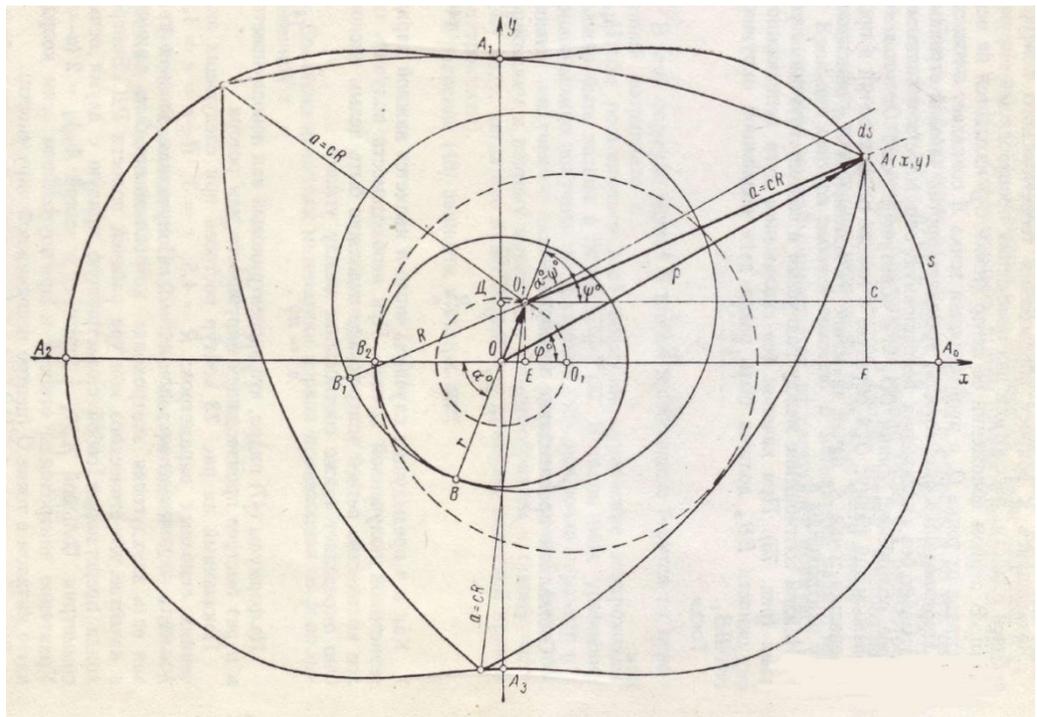


Рисунок 3 – Схема движения ротора относительно статора.

«Неподвижная окружность расположена внутри подвижной. Производящая точка А связана с подвижной окружностью, но расположена вне её на расстоянии  $O_1A$ . Это расстояние называют производящим радиусом обозначено с помощью безразмерного коэффициента  $c$ »[2].

$$O_1A = c * R = a. \tag{1}$$

«Коэффициент  $c$ , называемый параметром формы теоретического контура рабочей полости, относится к числу параметров, определяющих основные геометрические и кинематические соотношения в РПК. При этом, для составления уравнения эпитрохоиды используем произвольное положение точки А, представленное на рисунке 3. Из треугольников  $OO_1E$  и  $O_1AC$  видно, что координаты точки А складываются из отрезков.»[2]

$$x = OE + EF; \tag{2}$$

$$y = AC + CF;$$

Учитывая полученные выражения составляются следующие формулы:

$$x = (R - r) * \cos n\psi^0 + c * R \cos \psi^0; \quad (3)$$

$$y = (R - r) * \sin n\psi^0 + c * R \sin \psi^0.$$

Подставляя значение  $R-r$  получается конечное уравнения произвольной точки А, и, как следствие, уравнение теоретического контура рабочей поверхности роторно-поршневого компрессора.

$$x = R * \left(\frac{1}{n} \cos n\psi^0 + c \cos \psi^0\right); \quad (4)$$

$$y = R * \left(\frac{1}{n} \sin n\psi^0 + c \sin \psi^0\right).$$

Далее, кривизна контура рабочей поверхности определяется следующими выражениями:

На оси x:

$$P_1 = \frac{(c+1)^2 * R}{c+n} = \frac{(2,2+1)^2 * 60}{2,2+3} = 118,154 \text{ мм.} \quad (5)$$

На оси y:

$$P_2 = \frac{(c-1)^2 * R}{c-n} = 108 \text{ мм.} \quad (6)$$

После расчетов, необходимо создать контур рабочей поверхности при помощи программы «Compass 3D»

Полученный контур ротора подвергается следующим проверкам:

- проверка схожести углов между вершинами ротора.
- осуществление поворота ротора относительно вала компрессора для проверки стыковки пары «ротор-статор». Результаты проверки показаны на рисунке 4.

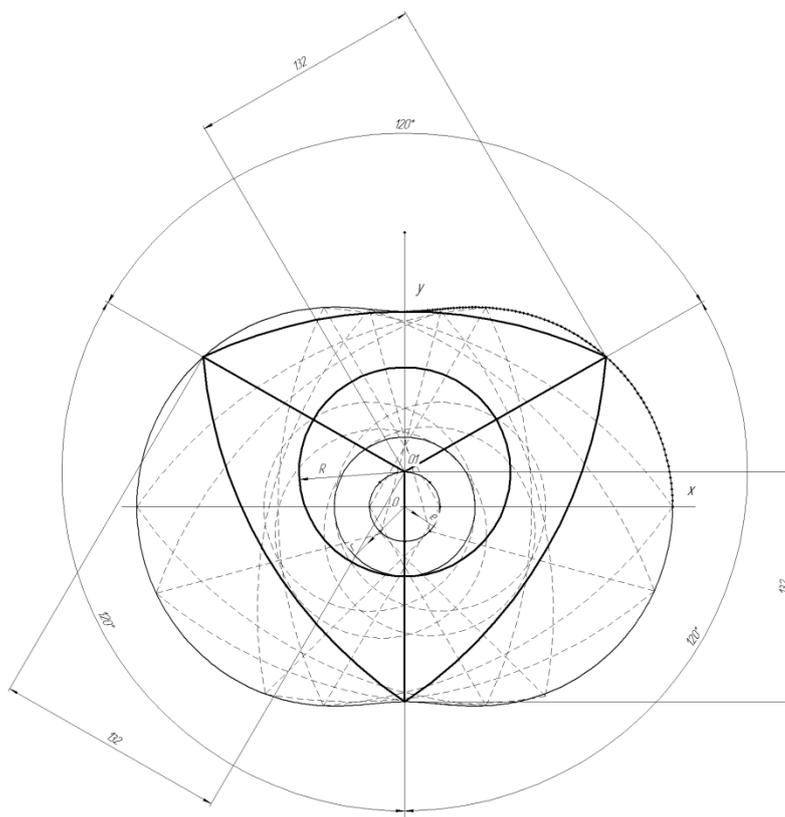


Рисунок 4 – Интеграция данных в системы автоматизированного проектирования «Compass 3D»

«Таким образом, из рисунка 4 видно, что при одинаковом параметре параметра «а», сопряжённого с определёнными точками координат статора, углы между этими вершинами одинаковы и равны  $120^0$ .»[2]

«Штриховыми линиями обозначено движение ротора. Согласно данной проверке, во время движения ротора, все три вершины находятся в постоянном контакте с рабочей поверхностью статора, не переходят за границы рабочей поверхности и не отдаляются от них что говорит о положительном результате относительно разработанной матмодели рабочей поверхности роторно-поршневого компрессора, состоящей из матмоделей вала, ротора и статора.»[2]

## 2.1 Построение РПК в программной среде CATIA V5

### 2.1.1 Статор

Первым этапом будет создание всех, рассчитанных, точек профиля представленные в приложении А, в результате получится облик профиля, изображенный на рисунке 5.

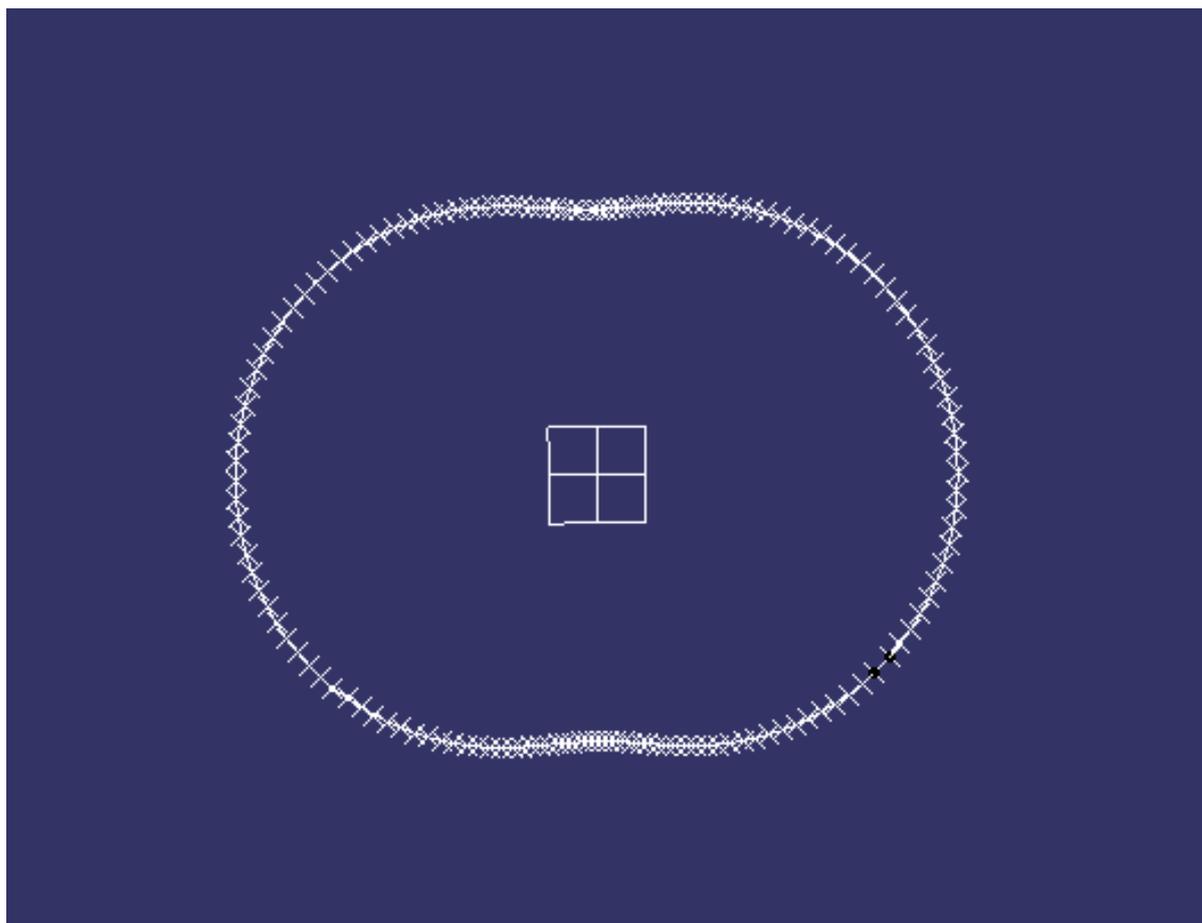
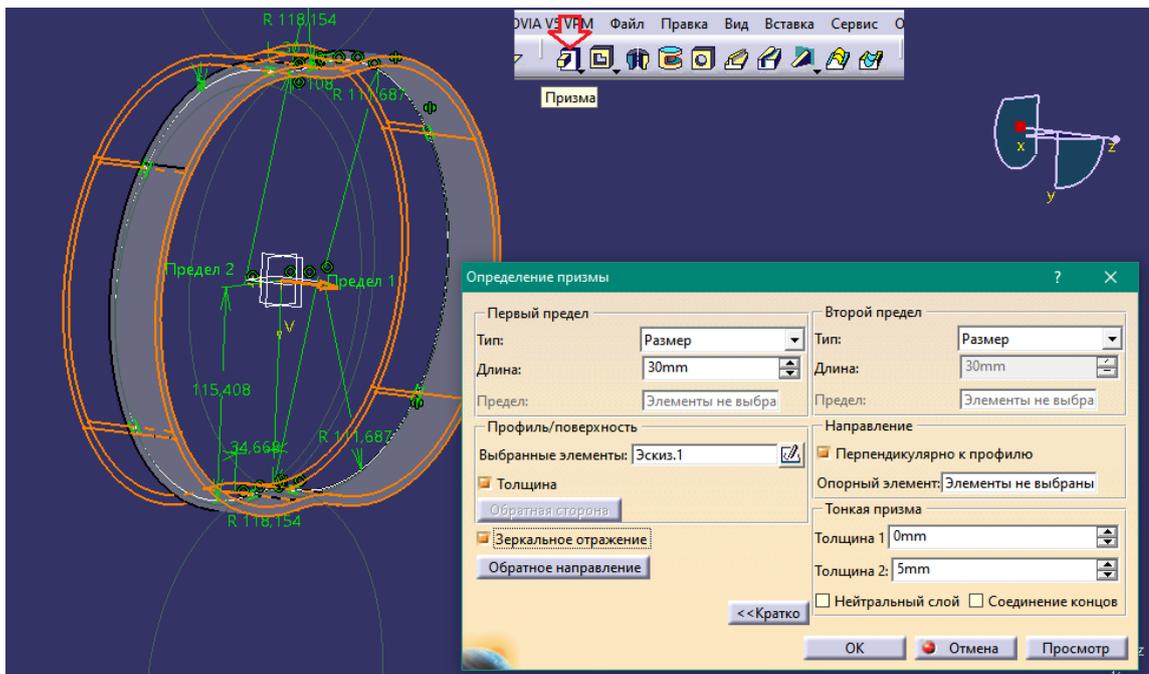
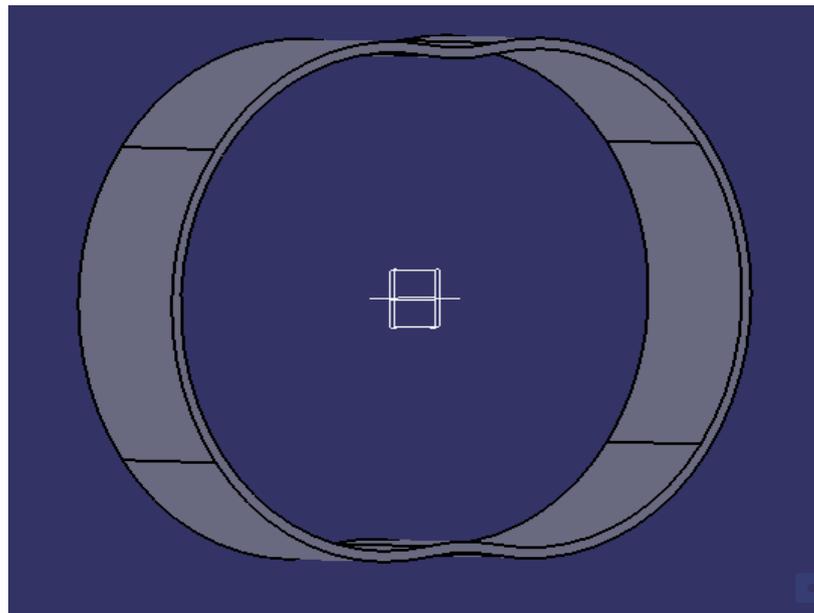


Рисунок 5 – Облик профиля статора

Далее точки соединяются при помощи инструмента **Spline**. После данной операции необходимо сделать объёмную модель статора. Для этого используем инструмент **Призма** (рисунок 6 А, Б). Также задаем толщину = 5мм.



А)



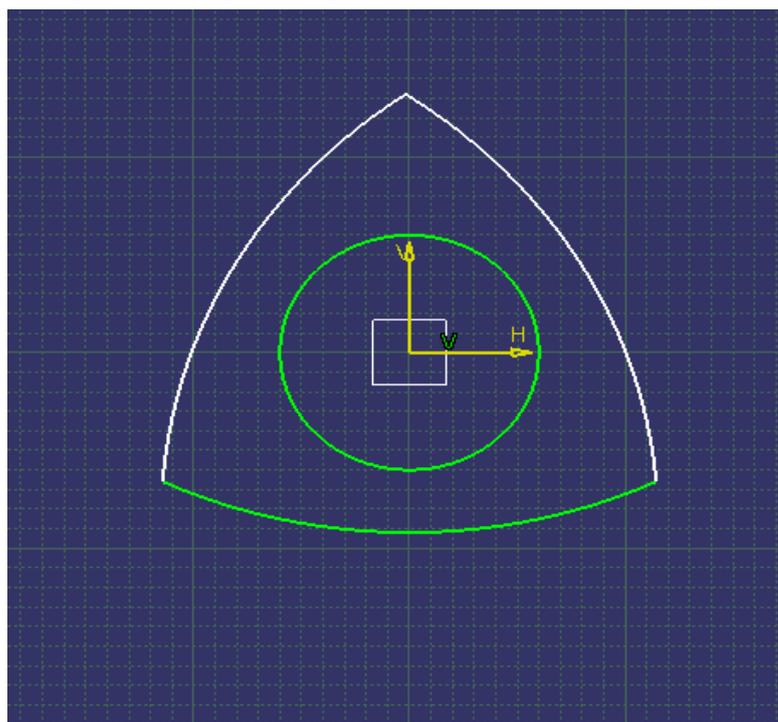
Б)

Рисунок 6 – Объёмная модель статора

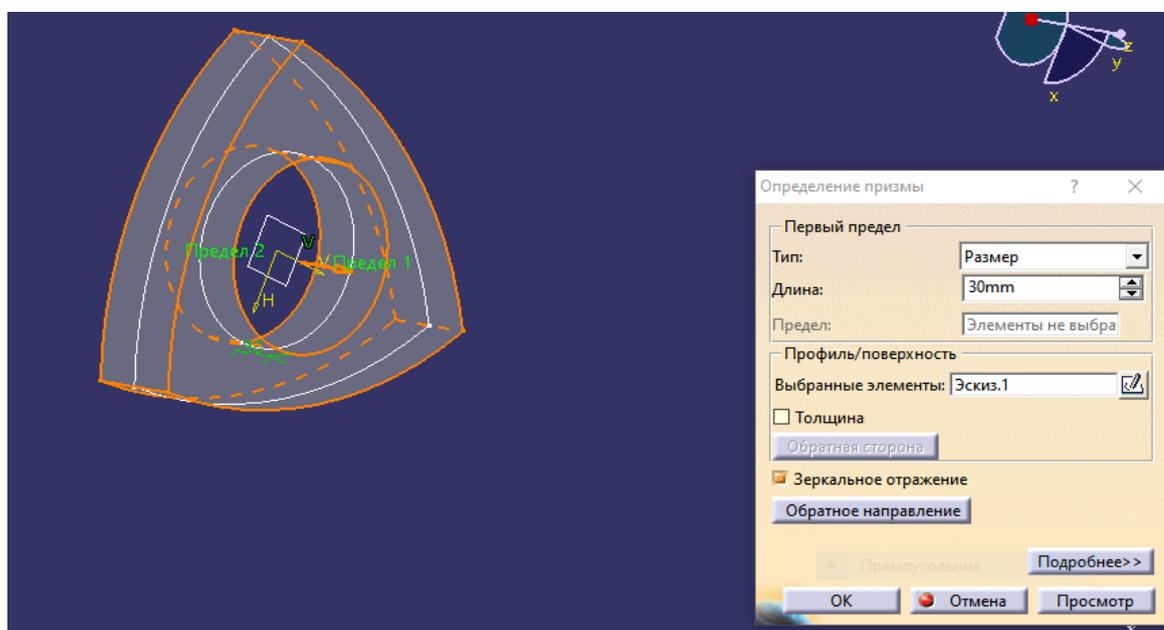
### 2.1.2 Ротор

При построении 3D модели ротора алгоритм действия идентичен пункту № 2.1 (Статор)

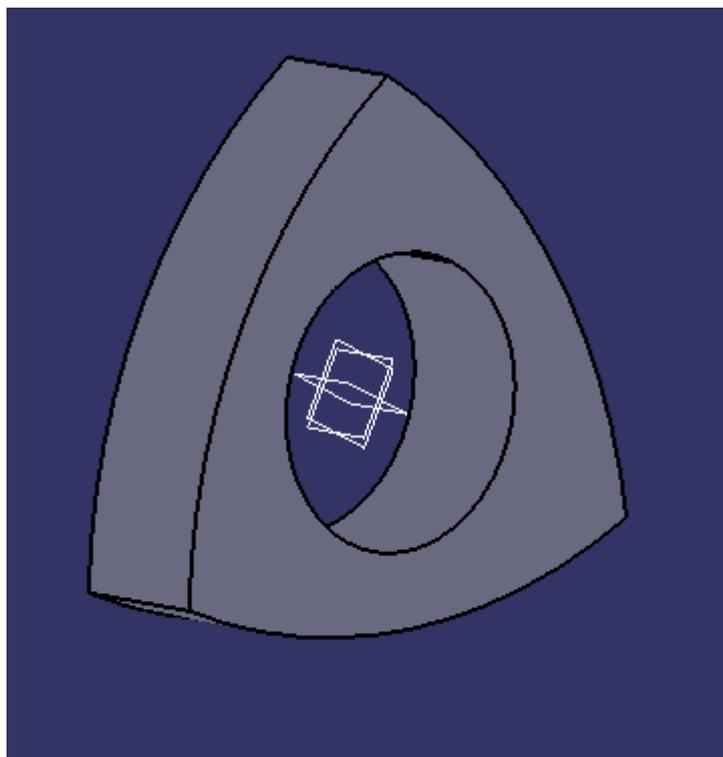
Этапы построения представлены на рисунке 7 (А,Б,В)



А)



Б)



В)

Рисунок 7 (А, Б, В) – Этапы построения модели

Для вала необходимо:

- Зайти в **Эскиз**
- В эскизе создать геометрию в виде окружности и задать параметры
- После, при помощи инструмента **Призма** сделать 3D модель

### 2.1.3 Проектирование сборки

После создания 3D моделей, необходимо сохранить их в общей папке, для корректной работы сборки в дальнейшем.

В меню Catia заходим **Пуск > Проектирование механических конструкций > Проектирование сборки** (рисунок 8)

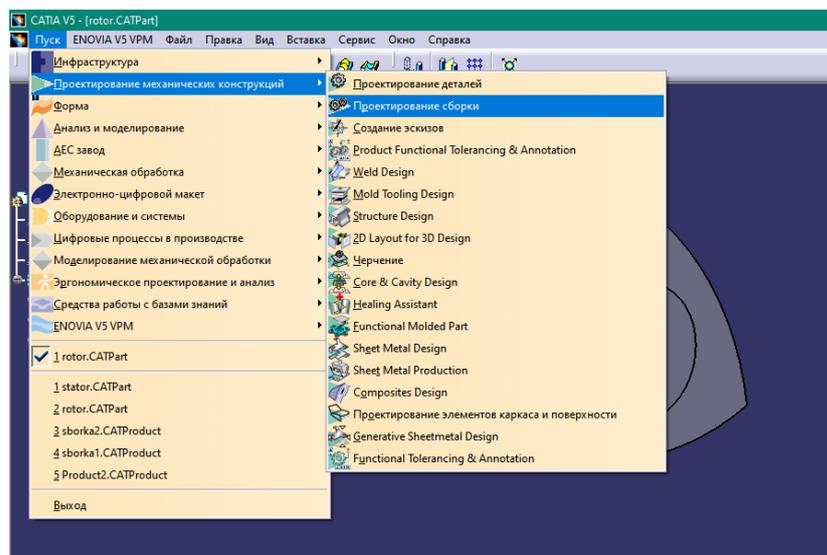


Рисунок 8 – Проектирование сборки

Мы перешли в окно проектирования сборки, теперь нужно добавить модели для сборки. Используя инструмент, **Существующий компонент** (рис.3.2) кликаем на Part 1 в дереве. В появившемся окне выбираем компоненты для сборки.

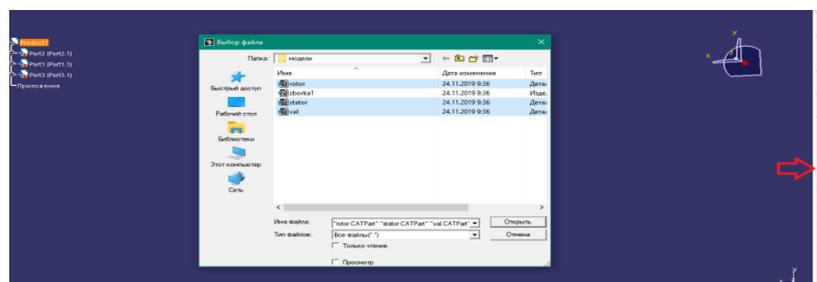


Рисунок 9 – Добавление компонентов

После добавления компонентов, их необходимо с позиционировать. При помощи инструмента **Фиксация компонента** (рис.3.3), необходимо зафиксировать ротор и статор, не меняя их положения, т.к. Catia при добавлении компонентов выставляет их по одним плоскостям. Поскольку все компоненты мы создавали в одних плоскостях, то менять их положение не нужно.

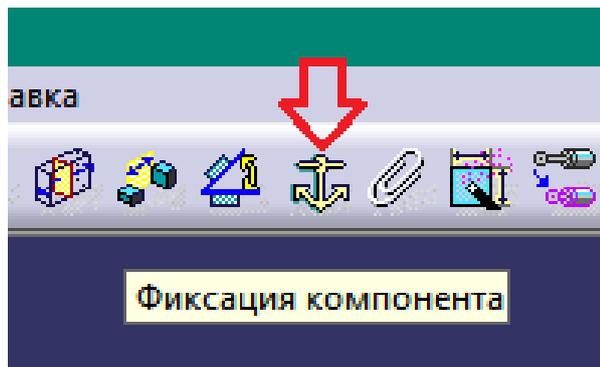


Рисунок 10 – Инструмент для фиксации

Теперь необходимо на модели ротора поставить две точки. Открываем модель ротора в новом окне и не входя в эскиз, при помощи инструмента **Точка** ставим точку на грань ротора (рис. 3.4).

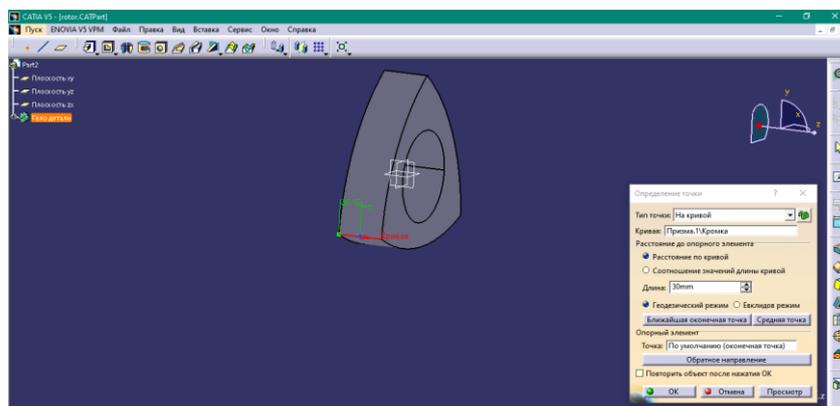


Рисунок 11 – Точка

Возвращаемся к сборке, используя инструмент **Ограничение контакта** (рисунок 12), выделяем внешнюю окружность вала и внутреннюю окружность ротора, в появившемся окне нажимаем ОК (рисунок 13).

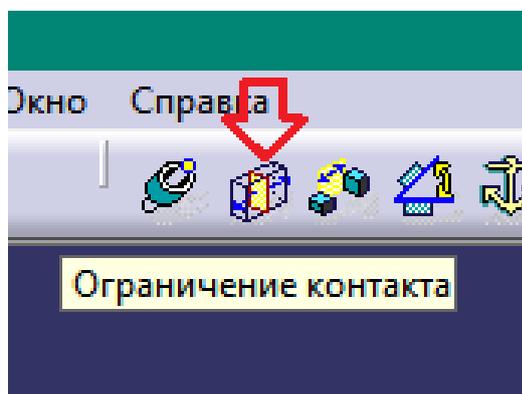


Рисунок 12 – Ограничение контакта

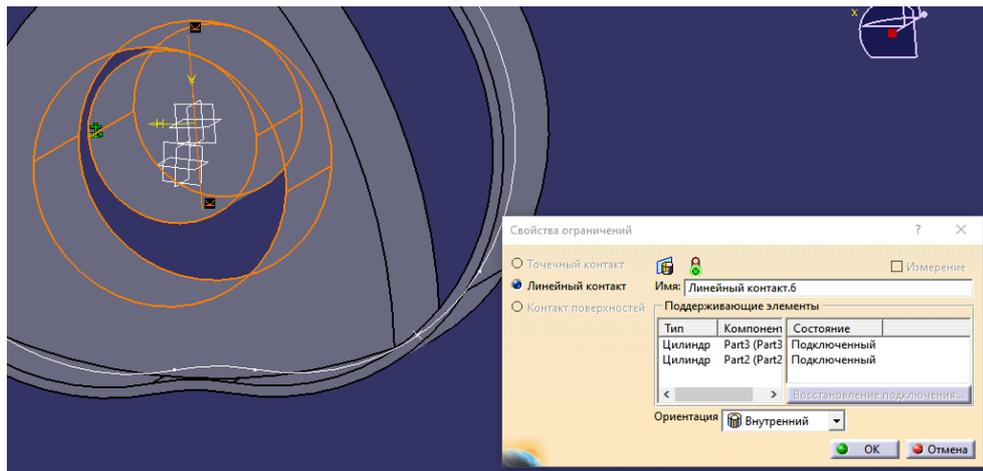


Рисунок 13 – Ограничения

Сейчас, когда ротор с позиционирован относительно вала, мы можем с позиционировать его относительно статора, для этого используем инструмент **Ограничение совпадения** и выбираем точку которую мы поставили на грань ротора и точку Тела детали. Получившаяся сборка представлена на рисунке 14.

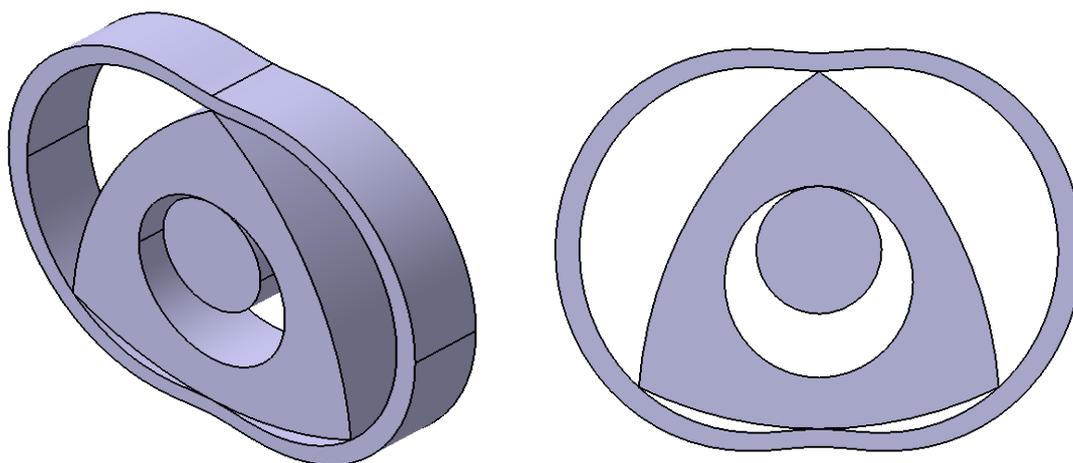


Рисунок 14 – Сборка рабочей поверхности.

## 2.2 Проверка работоспособности и выводы

После построения 3D модели роторно-поршневого компрессора необходимо проверить работоспособность модели. Для этого, используя программный пакет «Catia DMU Kinematics», был осуществлен поворот ротора относительно неподвижных частей данной модели для проверки на компрессию рабочей полости. Результаты данной проверки представлены на рисунке 15.

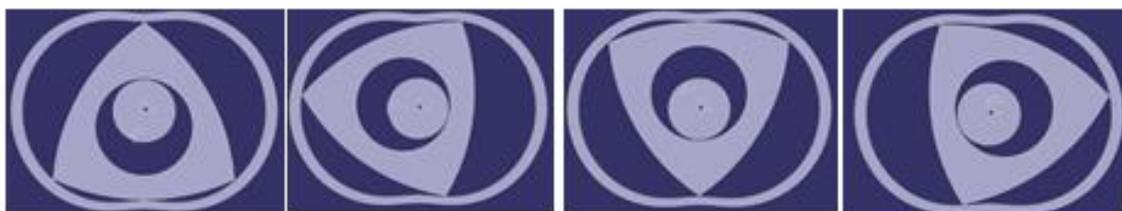


Рисунок 15 – Проверка модели РПК

Из рисунка 15 можно сделать вывод об успешном создании математической модели роторно-поршневого компрессора: вершины ротора не выходят и не удаляются от мест сопряжения с внутренней стенкой статора, при этом имеется постоянное сцепление с валом.

Однако, при детальном рассмотрении данной модели, построенной по данным полученных в работе «Разработка конструкторских и технологических мероприятий, направленных на повышение эффективности применения роторно-поршневого компрессора»[2] можно заметить что данная модель РПК является эталонной. Так как известно, что у роторного двигателя или компрессора должно быть не 3 точки контакта между статором и ротором, а 4 точки. 4 точка контакта - это точка, возникающая в процессе окончания такта выпуска и начала такта выпуска, данная точка указана на рисунке 16.

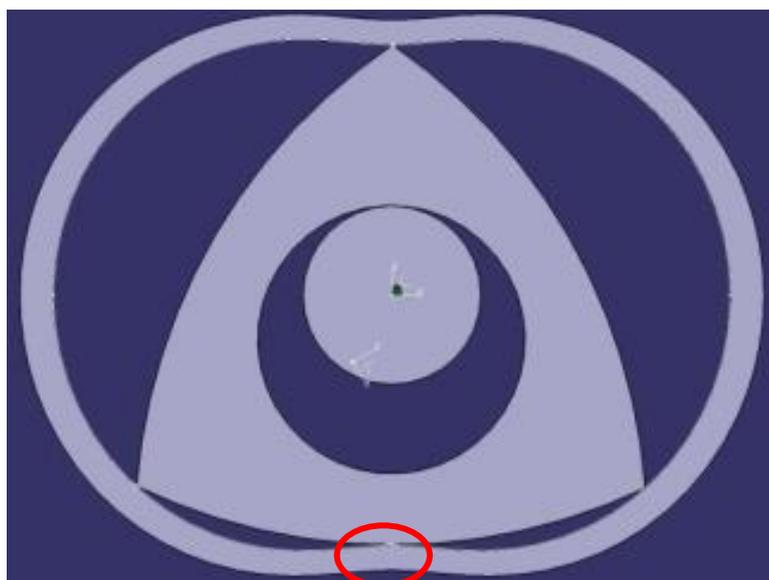


Рисунок 16 – Место, где должна быть точка контакта

На рисунке 17 видно, что в созданной модели есть контакт между статором и ротором и расстояние между ними = 0мм.

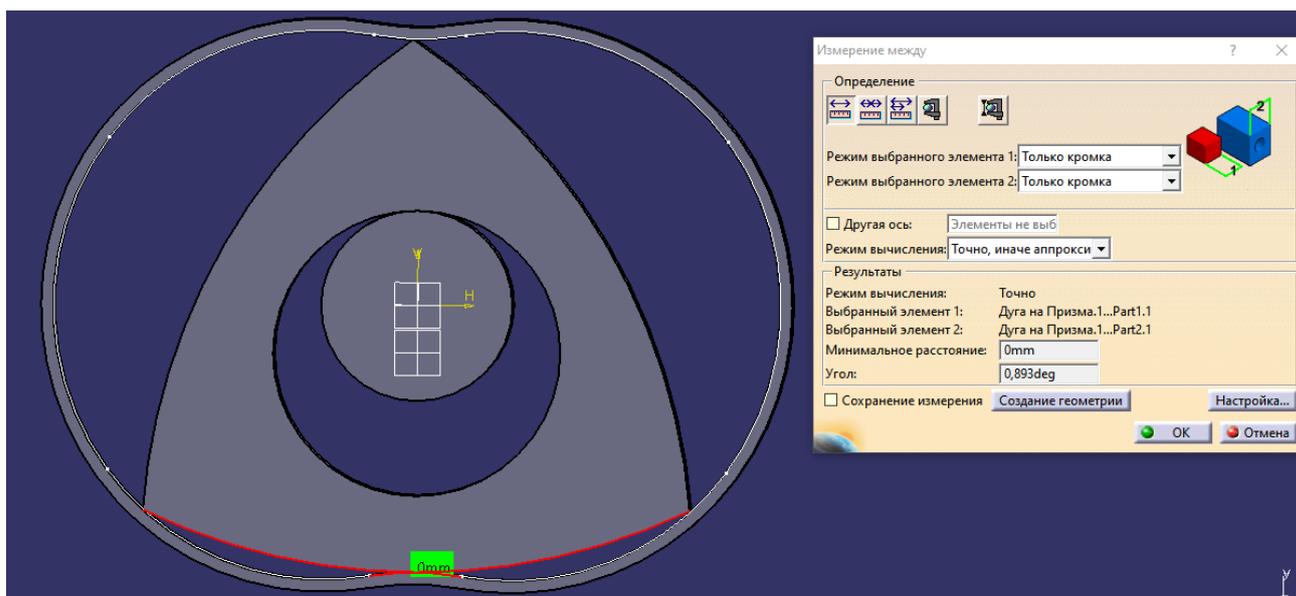


Рисунок 17 – Точка контакта

Поскольку изготовление настолько точной модели роторно-поршневого компрессора в масштабах производства невозможно, то необходимо разработать ряд дополнительных технологических мероприятий, которые позволят минимизировать или вовсе убрать зазор между статором и ротором, для повышения его производительности.

### **3. Разработка технологических мероприятий направленных на повышение производительности роторно-поршневого компрессора**

#### **3.1 Виды покрытий**

Существует широкий спектр керамических покрытий, которые можно наносить на металлические компоненты (см. Рисунок 1) для улучшения их функциональных свойств. Большинство керамических покрытий являются неэлектропроводящими (что делает их отличными изоляторами), имеют значительно более высокий уровень сопротивления к износу, чем большинство металлов, и способны сохранять свою целостность при повышенных температурах, иногда до 2500 градусов по Цельсию. Износостойкую керамику, такую как нитрид титана и карбид хрома, можно наносить на рабочие стали и инструментальные стали с закалкой на воздухе посредством химического осаждения из паровой фазы (CVD), который является одним из наиболее распространенных методов применения, используемых в настоящее время.



Рисунок 1 – Металлические компоненты с керамическим покрытием

### 3.2 Применение в производстве

Керамические покрытия часто используются в качестве барьерных материалов для улучшения взаимодействия между движущимися металлическими частями, например в автомобильной промышленности. Однако они также все чаще используются для расширения определенных производственных процессов и обладают потенциалом для повышения эффективности некоторых методов изготовления. Керамические покрытия прочны и имеют высокий уровень смазывающей способности, но из-за проблем окисления они обычно используются при температурах ниже 650 градусов по Цельсию. Однако это позволяет применять их к штампам горячей штамповки, которые работают при более низких температурах. Керамическое покрытие увеличивает срок службы этих штампов, позволяя им производить большее количество деталей перед износом. Керамические материалы, такие как цирконат магния и диоксид циркония, демонстрирующие высокий уровень твердости, термического сопротивления и повышенных температур плавления, используются в качестве теплозащитных покрытий для промышленных деталей Рисунок 2.



Рисунок 2 – детали с напылением

### **3.3 Процессы нанесения керамического покрытия**

Нанесение керамического покрытия на подложку является многоступенчатым процессом. Подготовительные этапы очистки, шероховатости и грунтовки сильно влияют на качество. Фактическая эффективность покрытия во многом зависит от механических, химических и физических связей, которые определяют адгезию покрытия и предел прочности керамического слоя. Помимо химического осаждения из паровой фазы, наиболее распространенными методами нанесения керамического покрытия являются:

#### **3.3.1 Плазменное напыление**

При плазменном напылении керамический порошок пропускают через ионизированный газ при чрезвычайно высоких температурах, иногда приближающихся к 16000 градусов (С). Сжатый газ ускоряет расплавленные керамические частицы в направлении подложки, где они связываются с ее поверхностью. В результате получается сильно прилипающее покрытие с высокой плотностью, но этот процесс может быть очень дорогим Рисунок 3.

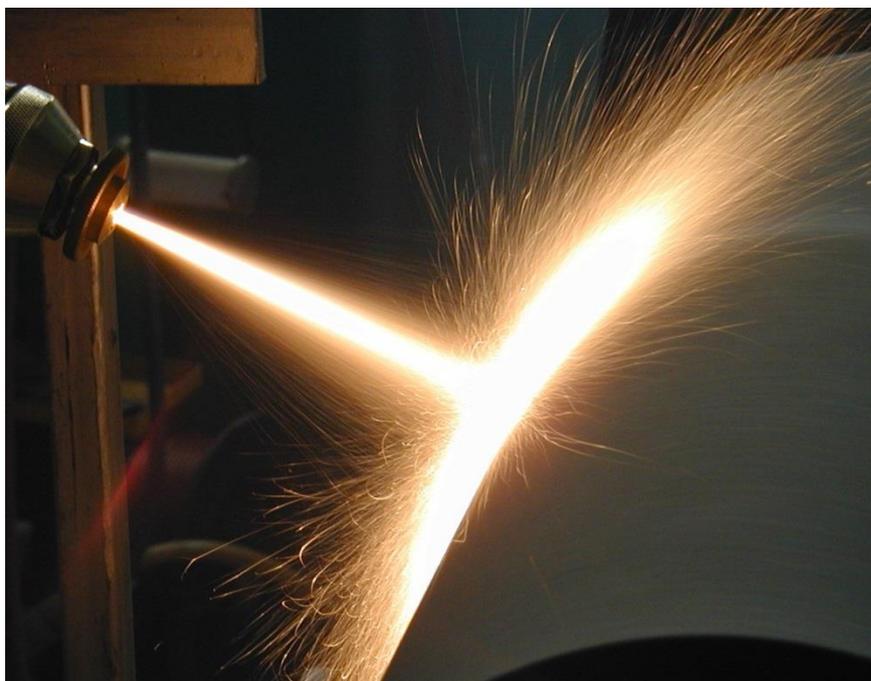


Рисунок 3 – Плазменное напыление

### 3.3.2 Детонационная пушка

Процесс напыления детонационной пушкой наиболее эффективен для определенных керамических материалов, таких как карбид вольфрама, которые необходимы для получения высокоплотных покрытий на металлической поверхности. Он создает взрыв кислорода и ацетиленового газа при температуре около 3500 градусов по Цельсию, расплавляя и обжигая керамику с высокой скоростью в сторону выбранного материала Рисунок 4.

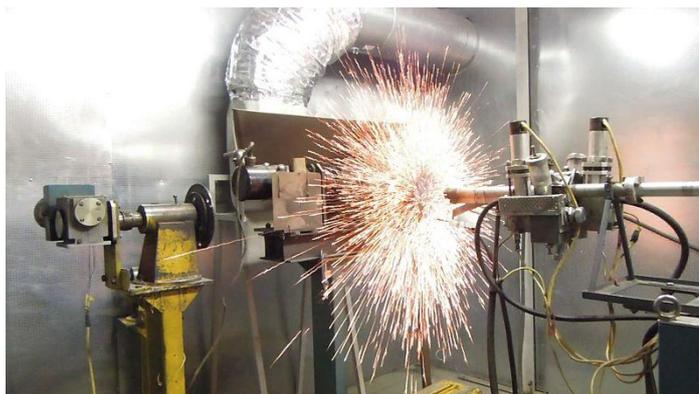


Рисунок 4 – Детонационная пушка

### 3.3.3 Кислородно-ацетиленовый порошок

Этот метод включает нагрев керамического порошка под пламенем 2800 градусов по Цельсию и использование сжатого газа для распыления покрытия на подложку. Создает пористые слои покрытия с относительно низкой адгезионной прочностью Рисунок 5.



Рисунок 5 - Кислородно-ацетиленовый порошок

### **3.3.4 Кислородный ацетиленовый стержень**

В этом методе плавный керамический стержень пропускают под горелкой оксиацетиленовой горелки при 260 градусах (С). Затем газ под давлением используется для распыления расплавленного керамического материала на поверхность, создавая покрытие с высоким уровнем когезионного связывания.

В дополнение к этим стандартным методам обработки, продолжающиеся исследования в технологии нанесения керамического покрытия. Были представлены новые технологии, которые могут оказать существенное влияние на будущие работы с керамикой. Например, процедура покрытия металлообрабатывающих штампов тугоплавкими материалами, такими как молибден и вольфрам, использует плазменный пистолет и уплотнение с низким усилием сдвига для получения высокоэффективного и износостойкого покрытия.

### **3.4 Распыление с помощью детонационной пушки**

Процесс распыления детон. пушкой - это процесс нанесения покрытия методом термического напыления, который обеспечивает чрезвычайно хорошую адгезионную прочность, низкую пористость и покрытие поверхности остаточными напряжениями при сжатии. Точно измеренное количество горючей смеси, состоящей из кислорода и ацетилена, подается через трубчатый цилиндр, закрытый с одного конца. Во избежание возможного обратного обжига допускается накрытие газовых отверстий азотом. Одновременно заданное количество порошка для покрытия подается в камеру сгорания. Газовая смесь внутри камеры воспламеняется простой свечой зажигания. В результате сгорания газовой смеси образуются ударные волны высокого давления (детонационная волна), которые затем распространяются через газовый поток. В зависимости от соотношения сгорающих газов, температура потока горячего газа может достигать 4000 градусов Цельсия, а скорость ударной волны может достигать 3500 м / с.

Горячие газы, образующиеся в детонационной камере, движутся вниз по стволу с высокой скоростью и в процессе нагревают частицы до стадии пластификации (расплавление частиц), а также ускоряют частицы до скорости 1200 м / с. Эти частицы затем выходят из ствола и ударяют о деталь, удерживаемую манипулятором, образуя покрытие. Высокая кинетическая энергия частиц горячего порошка при ударе с подложкой приводит к образованию очень плотного и прочного покрытия. Толщина покрытия, получаемого на обрабатываемой детали за один выстрел, зависит от соотношения сгорающих газов, размера частиц порошка, скорости потока газа-носителя, частоты и расстояния между концом цилиндра и подложкой. В зависимости от требуемой толщины покрытия и типа материала покрытия цикл детонационного распыления может повторяться со скоростью 1-10 выстрелов в секунду. Наконец, камера снова продувается азотом, чтобы удалить все оставшиеся частицы горячего порошка из камеры, поскольку в противном случае они могут начать взрывать смесь хаотичным образом и сделать весь процесс неуправляемым. При этом один цикл детонации завершается, вышеописанная процедура повторяется с определенной частотой до тех пор, пока не будет нанесена необходимая толщина покрытия.



Рисунок 6 - Распыление детонирующего пистолета

### **3.4.1 Преимущества керамических поверхностных покрытий**

Керамические покрытия имеют ряд преимуществ:

- 1) снижение трения
- 2) Обеспечение защиты поверхности от коррозии
- 3) увеличение твердости подложки
- 4) Обеспечение теплоизоляции
- 5) Обеспечение электроизоляции
- 6) Создание износостойкой детали

### **3.5 Эксперимент**

В данном разделе рассматривается эксперимент описанный в статье «Experimental Investigation on Ceramic Surface Coatings on Aluminum using Detonation Gun» [19], где, алюминиевый материал сначала покрывают керамическим покрытием при помощи детонационной пушки, а затем покрытый материал испытывают с помощью сканирующего электронного микроскопа. Приведен следующий порядок проверки материалов с покрытием.

- Выбор материала
- процесс нанесения керамического покрытия
- Микротвердость по Виккерсу
- SEM-анализ

#### **3.5.1 Выбор материала**

Алюминий выбран для керамического покрытия из-за его самых известных свойств, таких как легкий вес, низкая плотность и высокая прочность. На рисунке 7 показана алюминиевая пластина, которая используется для нанесения покрытия



Рисунок 7 - Алюминиевый материал перед керамическим покрытием

### **3.5.2 Процесс нанесения керамического покрытия**

В этом процессе керамическое покрытие наносится на выбранный алюминиевый материал. Ниже приведены два типа покрытий

- 1) Покрытие из оксида алюминия
- 2) Оксид алюминия + 40% покрытие из оксида титана (титанат алюминия ( $\text{Al}_2\text{TiO}_5$ ))

Условия нанесения покрытия для детонационной пушки на оба покрытия приведены в таблице 1.

### **3.5.3 Покрытие из оксида алюминия.**

Этот порошок оксида алюминия наносится на алюминиевую пластину (образец 1). Размеры материала пластины приведены в таблице 2, химический состав оксида алюминия приведен в таблице, приведены в таблице 3, а физические свойства оксида алюминия приведены в таблице 4.

Таблица 1 Условия работы детонационного пистолета

Источник тепла	Ацетилен и кислород
Материал	Твердосплавные, керамические и металлические порошки
Температура пламени	Почти 3000 ° С
Скорость частиц	До 1000 м / с
Температура основания	20-140 ° С
Толщина покрытия	100 мкм

Таблица 2 Размеры образца 1

Материал образца	алюминий
Длина образца	50 мм
Ширина образца	50 мм
Толщина образца	10 мм

Таблица 3 Химический состав оксида алюминия

Состав	Масса (%)
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	98,5
SiO <sub>2</sub>	1
Другие вещества	остаток

Таблица 4 Физические свойства оксида алюминия

Температура плавления	2000 <sup>0</sup> С
Толщина покрытия	100 мкм
Плотность	3,3
Пористость	Низкая
Прилипаемость	Хорошо
Коэффициент излучения	0,2-0,3
Термостойкость	Отлично

Материал с покрытием из оксида алюминия показан на рисунке 8.

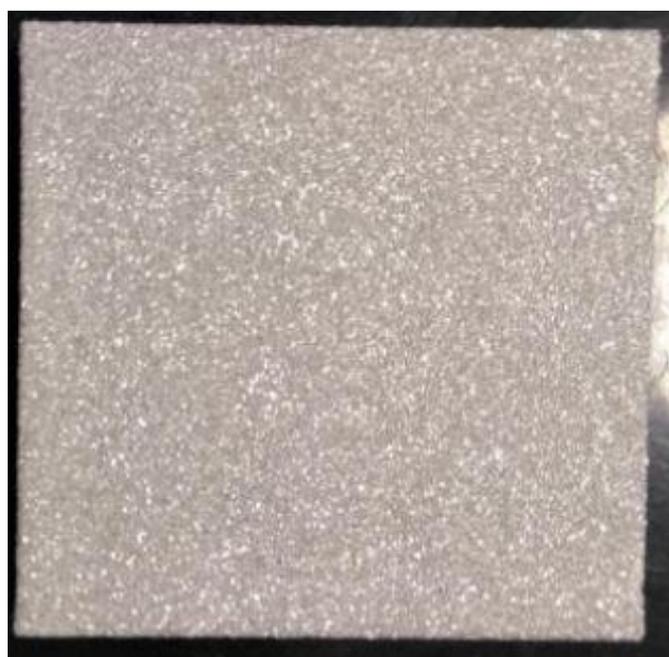


Рисунок 8 - Материал с покрытием из оксида алюминия

#### **3.5.4 Покрытие Оксид алюминия + 40% покрытие титаном (титанат алюминия (Al<sub>2</sub>TiO<sub>5</sub>))**

В данном опыте покрытие из титаната алюминия наносится на алюминиевую пластину (образец 2). Размеры материала пластины приведены в таблице 5, химический состав оксида алюминия приведен в таблице,

приведен в таблице 6, а физические свойства оксида алюминия приведены в таблице 7.

Таблица 5 Размер образца 2

Материал образца	алюминий
Длина образца	50 мм
Ширина образца	50 мм
Толщина образца	10 мм

Таблица 6 Химический состав оксида алюминия

Состав	Масса (%)
TiO <sub>2</sub>	40
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	остаток

Таблица 7 Физические свойства оксида алюминия

Температура плавления	1840 <sup>0</sup> С
Толщина покрытия	100 мкм
плотность	3,5
пористость	незначительная
Диэлектрическое сопротивление (вольт / мм)	Хорошо
Коэффициент излучения	0,2-0,3
Термостойкость	Отлично

Материал с покрытием из титаната алюминия показан на рисунке 9



Рисунок 9 - Оксид алюминия + 40% покрытого Ti материала (Титанат алюминия)

### 3.5.5 Микротвердость по Виккерсу

Две алюминиевые пластины с покрытием и без испытывают на микротвердость на машине для определения твердости по Виккерсу. Результаты приведены в таблице 8.

Таблица 8 Микротвердость по Виккерсу

Материал	Алюминий	Оксид алюминия	Титанат алюминия ( $Al_2O_3 + 40\% TiO_2$ )
Значения твердости (HV)	85,7	420,80	550,57

### 3.5.6 Анализ с помощью сканирующего электронного микроскопа (СЭМ)

Два покрытых материала исследуют, используя СЭМ. На рисунке 10 показана машина СЭМ, на рисунке 11 показаны два образца с покрытием, установленные на СЭМ.



Рисунок 10 - Сканирующий электронный микроскоп



Рисунок 11 - Образцы СЭМ

### 3.5.7 Микроструктуры оксида алюминия с покрытием

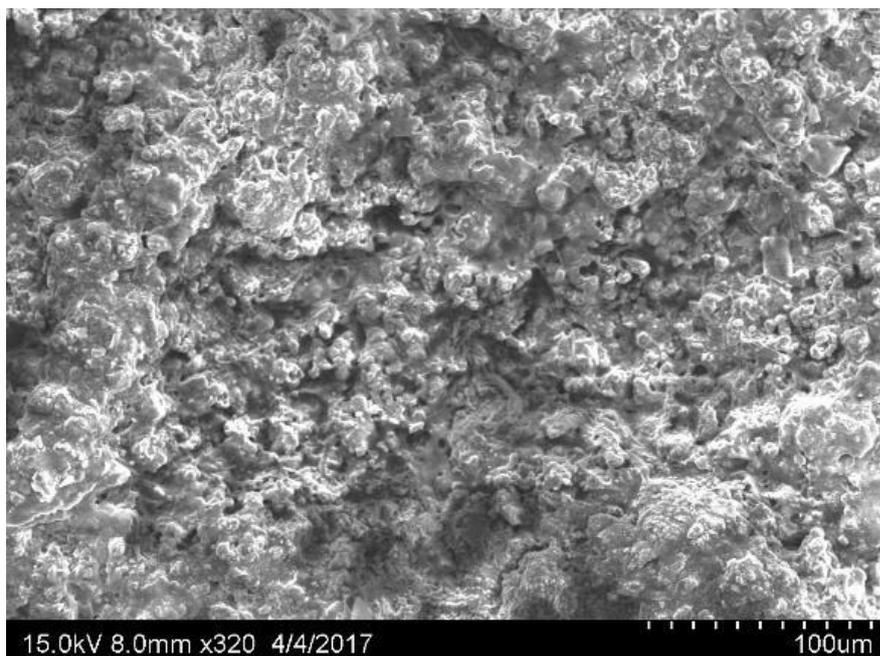


Рисунок 12 - Микроструктуры материала с покрытием из оксида алюминия

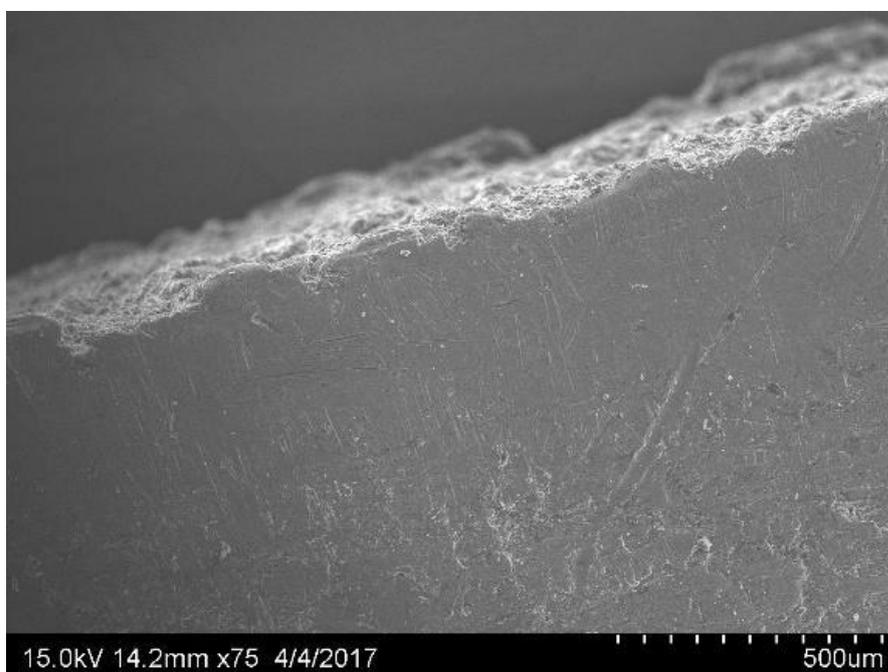


Рисунок 13 - Микроструктуры материала с покрытием из оксида алюминия

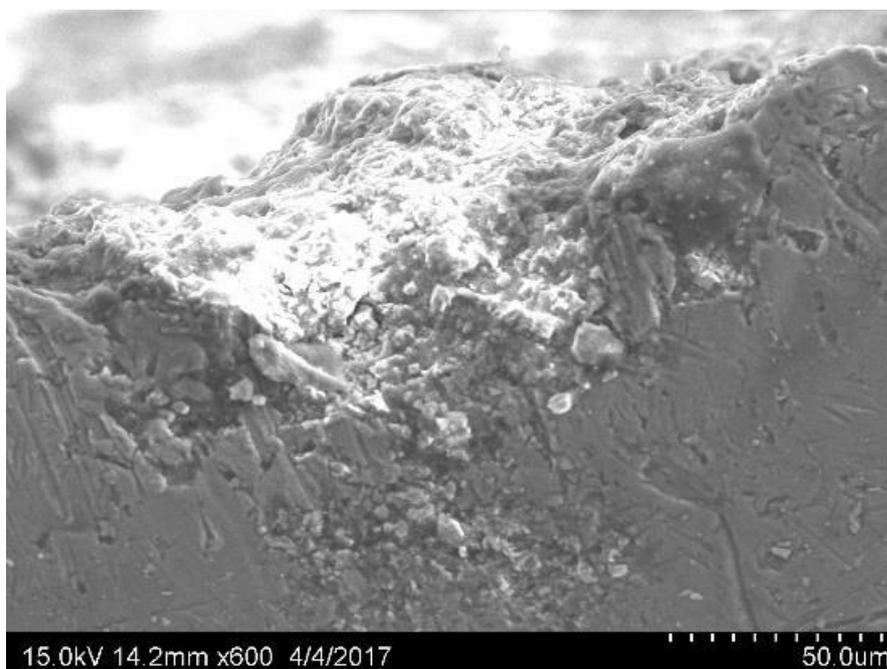


Рисунок 14 - Микроструктуры материала с покрытием из оксида алюминия

### 3.5.8 Микроструктуры оксида алюминия с титановым покрытием

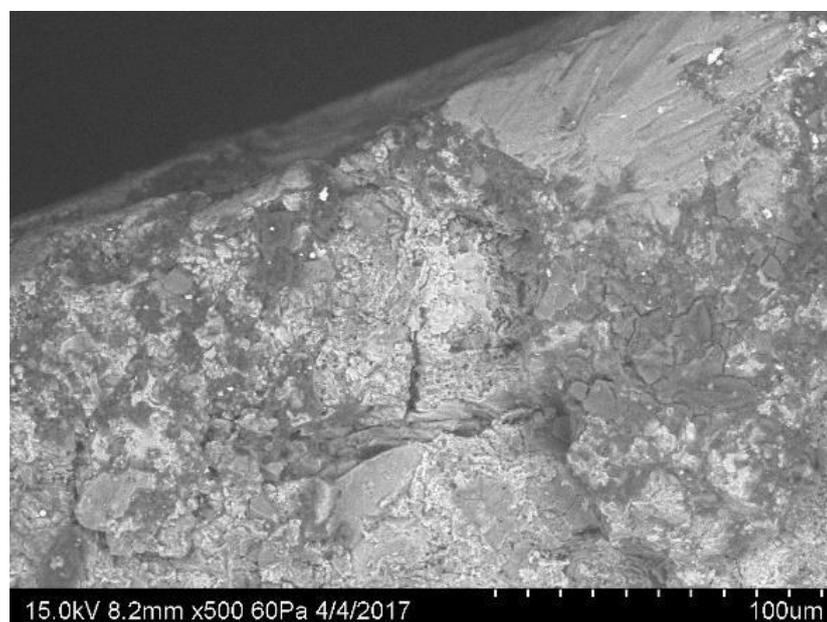


Рисунок 15 - Микроструктуры оксида алюминия с титановым покрытием.

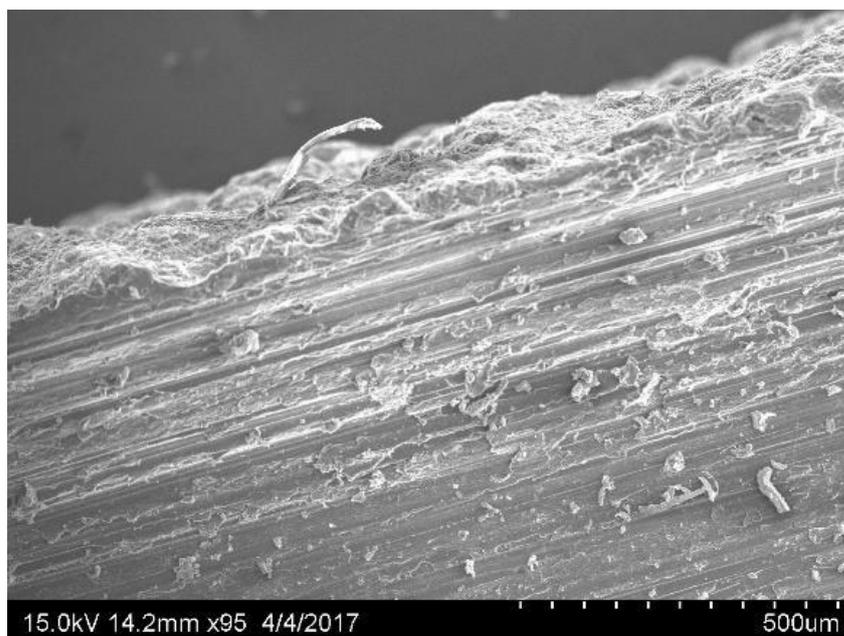


Рисунок 16 - Микроструктуры оксида алюминия с покрытием из титана

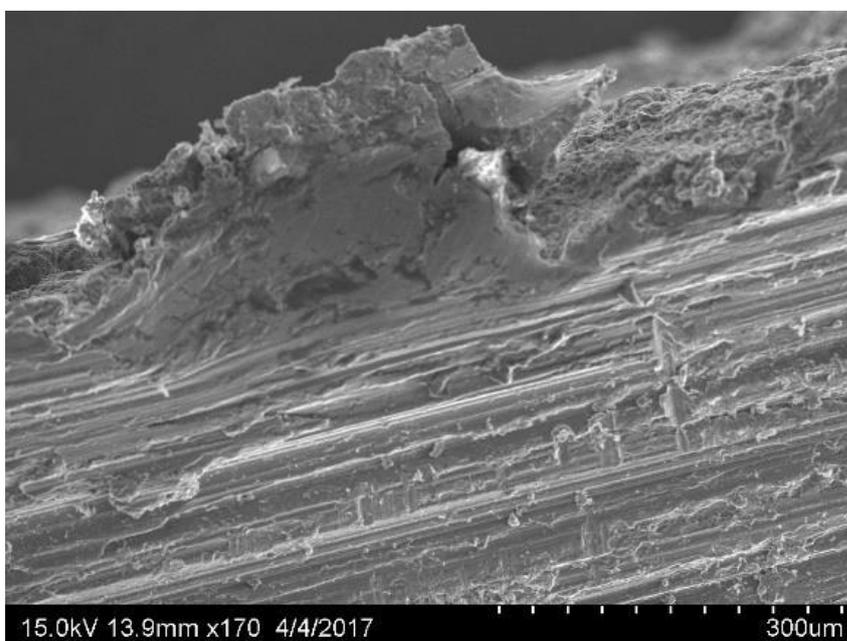


Рисунок 17 - Микроструктуры оксида алюминия с титановым покрытием.

### **3.6 Результаты разработки технологических мероприятий**

- Микротвердость образцов увеличилась в большей степени в случае напыления титаната алюминия по сравнению с материалом из алюминия и напылением оксида алюминия.

- Из фотографий, полученных с помощью сканирующего электронного микроскопа, видно, что стойкость к истиранию для титаната алюминия увеличивается по сравнению с материалом, покрытым оксидом алюминия.

- Микроструктуры показывают, что качество покрытия хорошее в случае титаната алюминия

- Микроструктуры показывают, что коррозия легко происходит в образце с покрытием из оксида алюминия, чем в материалах с покрытием из титаната алюминия.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе была затронута актуальная проблема сопротивления деталей к износу в различных условиях эксплуатации. Было собрано большое количество материалов как отечественных, так и зарубежных авторов. Проведенные анализы и собранная информация помогли разобраться в устройстве и принципе работы роторных компрессоров. Был проведен анализ магистерской работы 2015 года на тему «Разработка конструкторских и технологических мероприятий, направленных на повышение эффективности применения роторно-поршневого компрессора», и сделаны выводы о конструкции разработанного компрессора, после чего на основе полученных данных проводилась работа по созданию 3D-модели роторно-поршневого компрессора (упрощенного вида).

Создание 3D-модели проводилось в программе Catia v5 - Dassault Systèmes. Также, было описано поэтапное создание отдельных элементов компрессора. Было принято решение о разработке мероприятий направленных на доработку конструкции компрессора и проведения дополнительных технологических мероприятий, связанных с повышением производительности компрессора.

После создания 3D-модели компрессора, было принято решение о внесении дополнительных технологических мероприятий во время производства роторно-поршневого компрессора. Далее, проведен анализ мероприятий направленных на повышение характеристик роторно-поршневого компрессора при помощи напыления керамического покрытия. Также, был проведен эксперимент и исследована разница, наблюдаемая в двух типах покрытий, при напылении детонационной пушкой. Внедрение данных мероприятий позволит значительно повысить износостойкость деталей компрессора и продлить срок их службы.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хлумский, В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы / В. Хлумский. – М.: «Машиностроение», 1971. – 128 с.
2. Разработка конструкторских и технологических мероприятий, направленных на повышение эффективности применения роторно-поршневого компрессора: маг. диссертация / А.В. Бурцев. – ТГУ.: 2015, 70с.
3. Хлумский, В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы / В. Хлумский. – М.: «Машиностроение», 1971. – 128 с.
4. Создание 3D моделей в программном комплексе САПР V5: метод. указания / сост. [В.А. Комаров и др.]. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010. – 39 с.
5. Ханин Н.С., Чистозвонов С.Б. Автомобильные роторно-поршневые двигатели / Ханин Н.С., Чистозвонов С.Б. — М: МАШГИЗ, 2003. — 184 с.
6. Сметкин А.А., Каченюк М.Н. Механосинтез и характеристики порошковых композиций Ti–Si и Ti–SiC–C // Керамика и композиционные материалы: тез. докл. V Всерос. конф. – Сыктывкар, 2004. – С. 115.
7. Механические свойства материалов на основе MAX-фаз системы Ti–Al–C / Т.А. Прихна [и др.] // Сверхтвердые материалы. – 2012. – No 2. – С. 47.
8. Xingru Liu, Baolong Wang, Wenxing Shi, Penglei Zhang, A novel vapor injection structure on the blade of a rotary compressor. Applied Thermal Engineering 100 (2016) 1219–1228.
9. Geonwoo Kim<sup>1</sup>, Byungchae Min, Sangkyung Na, Gyungmin Choi, and Duckjool Kim, Estimation of leakage through radial clearance during compression process of a rolling piston rotary compressor. Journal of Mechanical Science and Technology 31 (12) (2017) 6033-6040.
10. I S ErtesvaEg, Analysis of the Vading concept—a new rotary-piston compressor, expander and engine principle. Department of Applied Mechanics,

Thermodynamics and Fluid Dynamics, Norwegian University of Science and Technology, N-7491 Trondheim, Norway.

11. Xiaoling Yua, Qin Tana, Yumei Rena, Xiaofei Jiaa, Liwen Jinb, Numerical study of the reed valve impact in the rotary compressor by FSI model. *Energy Procedia* 105 ( 2017 ) 4890 – 4897.

12. S. Bertsch Stefan, A. Groll Eckhard, Review of air-source heat pumps for low temperature climates. 8th International Energy Agency Heat Pump Conference, 2005.

13. S.G. Kim, M.S. Kim, Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigeration, *Int. J. Refrigeration* 25 (2002) 1093–1101.

14. J.L. Yu, H. Zhao, Y.Z. Li, Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement, *Int. J. Refrigeration* 31 (2007) 279–286.

15. W. Wang, Z. Ma, Y. Jiang, Y. Yang, S. Xu, Z. Yang, Field test investigation of a double-stage coupled heat pump heating system for cold regions, *Int. J. Refrigeration* 28 (2005) 672–679.

16. X. Xu, Y.H. Hwang, R. Radermacher, Refrigerant injection for heat pumping /air conditioning systems: literature review and challenges discussions, *Int. J. Refrigeration* 34 (2011) 402–415.

17. B.L. Wang, W.X. Shi, X.T. Li, Numerical analysis on the effects of refrigerant injection on the scroll compressor, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009) 37–46.

18. E.L. Winandy, J. Lebrun, Scroll compressors using gas and liquid refrigerant: experimental analysis and modeling, *Int. J. Refrigeration* 25 (2002) 1143–1156.

19. Sumith Kumar, Pusuluri Sriharsha, Samatham Madhukar and Birudala Raga Harshith Reddy, Experimental Investigation on Ceramic Surface Coatings on Aluminum using Detonation Gun. Department of Mechanical Engineering, Vidya Jyothi Institute of Technology, Hyderabad, T.S., India, 01 May 2017, Vol.7, No.3.

20. G.Y. Ma, Q. Chai, Characteristics of an improved heat-pump cycle for cold regions, *Int. J. Refrigeration* 26 (2003) 12–18.
21. M. Krueger, Theoretical simulation and experimental evaluation of a hermetic rolling piston rotary compressor, Purdue University (1988).
22. T. Yanagisawa and T. Shimizu, Leakage losses with a rolling piston type rotary compressor. I. Radical clearance on the rolling piston, *Int. J. Refrigeration*, 8 (1985) 75-84.
23. Y. Xiuling, C. Zhiming and F. Zhen, Calculating model and experimental investigation of gas leakage, International Compressor Engineering Conference, Purdue, West Lafayette- IN, USA, IV (1992) 1249-1255.
24. P. Pandeya and W. Soedel, Rolling piston type rotary compressors with special attention to friction and leakage, International Compressor Engineering Conference, Purdue, West Lafayette-IN, USA (1978) 209-218.
25. C. M. F. N. Costa, R. T. S. Ferreira and A. T. Prata, Considerations about the leakage through the minimal clearance in a rolling piston compressor, International Compressor Engineering Conference, Purdue, West Lafayette-IN, USA, II (1990) 853-863.
26. M. Fukuta, T. Yanagisawa, T. Shimizu and T. Mochizuki, Observation of oil film condition in a cylinder of rotary compressor, International Compressor Engineering Conference, Purdue, West Lafayette-IN, USA (1996) 1139-1158.
27. R. Ferreira, J. Gasche, A. Prata and D. Lilie, Bicylindrical coordinate formulation for the leakage flow through the minimal clearance in a rolling piston compressor, International Compressor Engineering Conference, Purdue, West Lafayette-IN, USA (1992).
28. E. Poiate Jr. and J. L. Gasche, Foam flow of oil-refrigerant R12 mixture in a small diameter tube, *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, XXVIII (4) (2006) 391 - 399.
29. H. O. S. Castro and J. L. Gasche, Foam flow of oilrefrigerant R134a mixture in a small diameter tube, International Heat Transfer Conference, Sydney, Australia (2006) MPH-03.

30. Vading, K. 1999, Rotary-Piston Machine, Patent No. WO 99/43926.
31. Ertesvåg, I. S. Kjell Vading's engine principle—Thermodynamic analysis and functional analysis (in Norwegian). Report No. TR F4708, Sintef Energy Research, Trondheim, Norway, 1998.
32. Bjørge, T. Personal communication. Statoil Research Center, Trondheim, Norway, February 2000.
33. Glaeser WA. Failure mechanisms of reed valves in refrigeration compressors. *J Wear* 1999; 225-229 (2): 918-924.
34. Lajus Junior FC, Deschamps CJ, Alves M, Numerical analysis of seat impact of reed type valves, 8th International Conference on Compressors and their Systems, 9-10 September 2013 City University London, 555-563.
35. Huang Z, Jiang W, Zhang H, et al. An effective experimental method for identifying radiated noise of different angular ranges for the rolling-piston compressor. *J Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science* 2008; 222 (12): 2409-2417.
36. Maclaren JFT. A review of simple mathematical models of valves in reciprocating compressors. *Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, W lafayette, IN, USA, 1972: 180-187.*
37. Schwerzler DD, Hamilton JF. An analytical method for determining effective flow and force areas for refrigeration compressor valves systems. *Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, W lafayette, IN, USA, 1972: 30-36.*
38. Glaeser WA. Failure mechanisms of reed valves in refrigeration compressors. *J Wear* 1999; 225-229 (2): 918-924.
39. Lajus Junior FC, Deschamps CJ, Alves M, Numerical analysis of seat impact of reed type valves, 8th International Conference on Compressors and their Systems, 9-10 September 2013 City University London, 555-563.
40. Huang Z, Jiang W, Zhang H, et al. An effective experimental method for identifying radiated noise of different angular ranges for the rolling-piston

compressor. J Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science 2008; 222 (12): 2409-2417.

41. Maclaren JFT. A review of simple mathematical models of valves in reciprocating compressors. Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, W lafayette, IN, USA, 1972: 180-187.

42. Schwerzler DD, Hamilton JF. An analytical method for determining effective flow and force areas for refrigeration compressor valves systems. Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, W lafayette, IN, USA, 1972: 30-36.

43. L. Singh, V. Chawla, & J. S. Grewal (2012), A review on detonation gun sprayed coatings, Journal of Minerals and Materials Characterization and Engineering, Vol.11, No.3, pp.243.

44. V. A. D. Souza (2007), A. Neville, Aspects of microstructure on the synergy and overall material loss of thermal spray coatings in erosion-corrosion environments, Wear, Vol. 263, No. 1-6, pp. 339-346.

45. Oliker V.E., Sirovatka V.L., Timofeeva I.I., Gridasova T.Ya., Hrechyshkin Ye.F. (2006); Formation of detonation coatings based on titanium aluminide alloys and aluminium titanate ceramic sprayed from mechanical alloyed powders Ti-Al, Surface and Coatings Technology, Volume 200, Number 11, 3573-3581.

46. S. S. Chatha, H. S. Sidhu, & B. S. Sidhu (2012,), Characterisation and corrosion-erosion behaviour of carbide based thermal spray coatings, Journal of Minerals and Materials Characterization and Engineering, Vol.11, No.6, pp. 569.

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

### Данные для построения геометрии компрессора

Таблица А.1 – Точки построения для построения геометрии компрессора

Ψ	x	y	Ψ	x	y
0	152	0	59	48,01243519	114,1928
1	151,9524865	3,350437	60	46	114,3154
2	6	6,697303	61	44,02227918	114,4031
3	151,5728654	10,03704	62	42,07980838	114,4585
4	151,2414066	13,36609	63	40,17297915	114,4842
5	150,8162167	16,68094	64	38,30203936	114,4826
6	150,2980205	19,9781	65	36,46709402	114,4562
7	149,6877005	23,25411	66	34,66810656	114,4077
8	148,9862942	26,50558	67	32,90490043	114,3393
9	148,1949914	29,72916	68	31,17716118	114,2535
10	147,3151315	32,92156	69	29,48443886	114,1528
11	146,3481996	36,07957	70	27,82615084	114,0394
12	145,2958232	39,20005	71	26,20158503	113,9157
13	144,1597678	42,27995	72	24,60990337	113,7838
14	142,9419324	45,3163	73	23,05014579	113,6458
15	141,6443447	48,30625	74	21,52123446	113,5039
16	140,269156	51,24703	75	20,02197833	113,3601
17	138,8186356	54,13598	76	18,55107809	113,2161
18	137,2951652	56,97058	77	17,10713135	113,0739
19	135,7012327	59,74841	78	15,68863814	112,9351
20	134,0394259	62,46717	79	14,29400669	112,8014
21	132,3124263	65,1247	80	12,92155945	112,6741
22	130,5230017	67,71898	81	11,56953939	112,5547
23	128,6739996	70,24812	82	10,23611647	112,4445
24	126,7683403	72,71037	83	8,919394339	112,3445
25	124,8090088	75,10413	84	7,617417264	112,2558
26	122,7990479	77,42794	85	6,328177141	112,1792
27	120,7415505	79,68051	86	5,049620718	112,1155
28	118,6396515	81,86068	87	3,779656923	112,0653
29	116,4965205	83,96746	88	2,516164299	112,0292
30	114,3153533	86	89	1,256998525	112,0073
31	112,0993646	87,95762	90	4,41053E-15	112
32	109,8517794	89,83978	91	-1,256998525	112,0073
33	107,5758257	91,64612	92	-2,516164299	112,0292
34	105,2747258	93,37642	93	-3,779656923	112,0653
35	102,9516889	95,03061	94	-5,049620718	112,1155
36	100,6099034	96,60878	95	-6,328177141	112,1792
37	98,25252834	98,11119	96	-7,617417264	112,2558
38	95,88268661	99,53822	97	-8,919394339	112,3445
39	93,50345692	100,8904	98	-10,23611647	112,4445
40	91,11786649	102,1685	99	-11,56953939	112,5547
41	88,72888389	103,3732	100	-12,92155945	112,6741
42	86,33941192	104,5056	101	-14,29400669	112,8014
43	83,95228079	105,5667	102	-15,68863814	112,9351
44	81,57024152	106,5578	103	-17,10713135	113,0739
45	79,19595949	107,4802	104	-18,55107809	113,2161
46	76,83200839	108,3355	105	-20,02197833	113,3601
47	74,4808643	109,1251	106	-21,52123446	113,5039
48	72,14490015	109,8508	107	-23,05014579	113,6458
49	69,82638047	110,5144	108	-24,60990337	113,7838
50	67,5274564	111,1179	109	-26,20158503	113,9157
51	65,25016113	111,6631	110	-27,82615084	114,0394
52	62,99640559	112,1522	111	-29,48443886	114,1528
53	60,76797453	112,5872	112	-31,17716118	114,2535
54	58,56652298	112,9706	113	-32,90490043	114,3393
55	56,39357307	113,3045	114	-34,66810656	114,4077
56	54,25051124	113,5912	115	-36,46709402	114,4562
57	52,13858581	113,8332	116	-38,30203936	114,4826
58	50,05890497	114,0329	117	-40,17297915	114,4842

Продолжение таблицы А.1

ψ	x	y	ψ	x	y
119	-44,02227918	114,4031	179	-151,9524865	3,350437
120	-46	114,3154	180	-152	2,35E-14
121	-48,01243519	114,1928	181	-151,9524865	-3,35044
122	-50,05890497	114,0329	182	-151,8100271	-6,6973
123	-52,13858581	113,8332	183	-151,5728654	-10,037
124	-54,25051124	113,5912	184	-151,2414066	-13,3661
125	-56,39357307	113,3045	185	-150,8162167	-16,6809
126	-58,56652298	112,9706	186	-150,2980205	-19,9781
127	-60,76797453	112,5872	187	-149,6877005	-23,2541
128	-62,99640559	112,1522	188	-148,9862942	-26,5056
129	-65,25016113	111,6631	189	-148,1949914	-29,7292
130	-67,5274564	111,1179	190	-147,3151315	-32,9216
131	-69,82638047	110,5144	191	-146,3481996	-36,0796
132	-72,14490015	109,8508	192	-145,2958232	-39,2
133	-74,4808643	109,1251	193	-144,1597678	-42,2799
134	-76,83200839	108,3355	194	-142,9419324	-45,3163
135	-79,19595949	107,4802	195	-141,6443447	-48,3062
136	-81,57024152	106,5578	196	-140,269156	-51,247
137	-83,95228079	105,5667	197	-138,8186356	-54,136
138	-86,33941192	104,5056	198	-137,2951652	-56,9706
139	-88,72888389	103,3732	199	-135,7012327	-59,7484
140	-91,11786649	102,1685	200	-134,0394259	-62,4672
141	-93,50345692	100,8904	201	-132,3124263	-65,1247
142	-95,88268661	99,53822	202	-130,5230017	-67,719
143	-98,25252834	98,11119	203	-128,6739996	-70,2481
144	-100,6099034	96,60878	204	-126,7683403	-72,7104
145	-102,9516889	95,03061	205	-124,8090088	-75,1041
146	-105,2747258	93,37642	206	-122,7990479	-77,4279
147	-107,5758257	91,64612	207	-120,7415505	-79,6805
148	-109,8517794	89,83978	208	-118,6396515	-81,8607
149	-112,0993646	87,95762	209	-116,4965205	-83,9675
150	-114,3153533	86	210	-114,3153533	-86
151	-116,4965205	83,96746	211	-112,0993646	-87,9576
152	-118,6396515	81,86068	212	-109,8517794	-89,8398
153	-120,7415505	79,68051	213	-107,5758257	-91,6461
154	-122,7990479	77,42794	214	-105,2747258	-93,3764
155	-124,8090088	75,10413	215	-102,9516889	-95,0306
156	-126,7683403	72,71037	216	-100,6099034	-96,6088
157	-128,6739996	70,24812	217	-98,25252834	-98,1112
158	-130,5230017	67,71898	218	-95,88268661	-99,5382
159	-132,3124263	65,1247	219	-93,50345692	-100,89
160	-134,0394259	62,46717	220	-91,11786649	-102,168
161	-135,7012327	59,74841	221	-88,72888389	-103,373
162	-137,2951652	56,97058	222	-86,33941192	-104,506
163	-138,8186356	54,13598	223	-83,95228079	-105,567
164	-140,269156	51,24703	224	-81,57024152	-106,558
165	-141,6443447	48,30625	225	-79,19595949	-107,48
166	-142,9419324	45,3163	226	-76,83200839	-108,335
167	-144,1597678	42,27995	227	-74,4808643	-109,125
168	-145,2958232	39,20005	228	-72,14490015	-109,851
169	-146,3481996	36,07957	229	-69,82638047	-110,514
170	-147,3151315	32,92156	230	-67,5274564	-111,118
171	-148,1949914	29,72916	231	-65,25016113	-111,663
172	-148,9862942	26,50558	232	-62,99640559	-112,152
173	-149,6877005	23,25411	233	-60,76797453	-112,587
174	-150,2980205	19,9781	234	-58,56652298	-112,971
175	-150,8162167	16,68094	235	-56,39357307	-113,304
176	-151,2414066	13,36609	236	-54,25051124	-113,591
177	-151,5728654	10,03704	237	-52,13858581	-113,833
178	-151,8100271	6,697303	238	-50,05890497	-114,033

Продолжение таблицы А.1

ψ	x	y	ψ	x	y
239	-48,01243519	-114,193	299	44,02227918	-114,403
240	-46	-114,315	300	46	-114,315
241	-44,02227918	-114,403	301	48,01243519	-114,193
242	-42,07980838	-114,459	302	50,05890497	-114,033
243	-40,17297915	-114,484	303	52,13858581	-113,833
244	-38,30203936	-114,483	304	54,25051124	-113,591
245	-36,46709402	-114,456	305	56,39357307	-113,304
246	-34,66810656	-114,408	306	58,56652298	-112,971
247	-32,90490043	-114,339	307	60,76797453	-112,587
248	-31,17716118	-114,254	308	62,99640559	-112,152
249	-29,48443886	-114,153	309	65,25016113	-111,663
250	-27,82615084	-114,039	310	67,5274564	-111,118
251	-26,20158503	-113,916	311	69,82638047	-110,514
252	-24,60990337	-113,784	312	72,14490015	-109,851
253	-23,05014579	-113,646	314	76,83200839	-108,335
254	-21,52123446	-113,504	315	79,19595949	-107,48
255	-20,02197833	-113,36	316	81,57024152	-106,558
256	-18,55107809	-113,216	317	83,95228079	-105,567
257	-17,10713135	-113,074	318	86,33941192	-104,506
258	-15,68863814	-112,935	319	88,72888389	-103,373
259	-14,29400669	-112,801	320	91,11786649	-102,168
260	-12,92155945	-112,674	321	93,50345692	-100,89
261	-11,56953939	-112,555	322	95,88268661	-99,5382
262	-10,23611647	-112,444	323	98,25252834	-98,1112
263	-8,919394339	-112,344	324	100,6099034	-96,6088
264	-7,617417264	-112,256	325	102,9516889	-95,0306
265	-6,328177141	-112,179	326	105,2747258	-93,3764
266	-5,049620718	-112,116	327	107,5758257	-91,6461
267	-3,779656923	-112,065	328	109,8517794	-89,8398
268	-2,516164299	-112,029	329	112,0993646	-87,9576
269	-1,256998525	-112,007	330	114,3153533	-86
270	-1,32316E-14	-112	331	116,4965205	-83,9675
271	1,256998525	-112,007	332	118,6396515	-81,8607
272	2,516164299	-112,029	333	120,7415505	-79,6805
273	3,779656923	-112,065	335	124,8090088	-75,1041
274	5,049620718	-112,116	336	126,7683403	-72,7104
275	6,328177141	-112,179	337	128,6739996	-70,2481
276	7,617417264	-112,256	338	130,5230017	-67,719
277	8,919394339	-112,344	339	132,3124263	-65,1247
278	10,23611647	-112,444	340	134,0394259	-62,4672
279	11,56953939	-112,555	341	135,7012327	-59,7484
280	12,92155945	-112,674	342	137,2951652	-56,9706
281	14,29400669	-112,801	343	138,8186356	-54,136
282	15,68863814	-112,935	344	140,269156	-51,247
283	17,10713135	-113,074	345	141,6443447	-48,3062
284	18,55107809	-113,216	346	142,9419324	-45,3163
285	20,02197833	-113,36	347	144,1597678	-42,2799
286	21,52123446	-113,504	348	145,2958232	-39,2
287	23,05014579	-113,646	349	146,3481996	-36,0796
288	24,60990337	-113,784	350	147,3151315	-32,9216
289	26,20158503	-113,916	351	148,1949914	-29,7292
290	27,82615084	-114,039	352	148,9862942	-26,5056
291	29,48443886	-114,153	353	149,6877005	-23,2541
292	31,17716118	-114,254	354	150,2980205	-19,9781
293	32,90490043	-114,339	355	150,8162167	-16,6809
294	34,66810656	-114,408	356	151,2414066	-13,3661
295	36,46709402	-114,456	357	151,5728654	-10,037
296	38,30203936	-114,483	358	151,8100271	-6,6973
297	40,17297915	-114,484	359	151,9524865	-3,35044
298	42,07980838	-114,459	360	152	-4,7E-14