

В диссертационный совет 24.2.312.11
при ФГБОУ ВО «Казанский
национальный исследовательский
технологический университет»
420015, Республика Татарстан
г. Казань, ул. К. Маркса, д. 68

ОТЗЫВ

официального оппонента на диссертацию **Бусарова Сергея Сергеевича**, выполненную на тему **«Создание и совершенствование бессмазочных поршневых компрессоров среднего и высокого давления на базе малорасходных тихоходных длинноходовых ступеней»**, и представленную на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 2.5.10. Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро - и пневмосистемы.

Актуальность избранной темы

Бурное развитие в последние десятилетия отраслей народного хозяйства, связанных с автономной эксплуатацией технологического оборудования, предъявило новые требования к компрессорной технике. Особо важной стала проблема создания компрессоров, не загрязняющих рабочее вещество смазочным маслом, осуществляющих сжатие пожаро-взрывоопасных, ядовитых газов и способных надёжно работать в течение не менее 30 000 часов (на технологических и транспортных средствах морского базирования), а в отдельных случаях – 80 000 часов (в системах жизнеобеспечения космических объектов). В то же время, срок наработки без обслуживания для существующих поршневых и мембранных компрессоров среднего и высокого давления составляет не более 5 000 – 10 000 часов.

Актуальность избранной темы обусловлена тем, что уровень требований по ресурсным характеристикам, предъявляемый к перспективной компрессорной технике, недостижим для выпускаемого в настоящее время компрессорного оборудования по причине отказов основных функциональных элементов компрессорных ступеней – клапанов, уплотнений цилиндропоршневой группы и сальников штока. При этом требования к энергоэффективности постоянно возрастают и в настоящее время для рассматриваемых малорасходных компрессоров среднего и высокого давления индикаторный изотермический КПД достигает 0,8, а коэффициент подачи – 0,85. Кроме этого, безусловными критериями конкурентоспособности компрессорного оборудования остаются его себестоимость, технологичность, длительный межремонтный срок, импортнезависимость.

Новизна исследования и полученных результатов.

1. Впервые теоретически и экспериментально обоснована возможность повышения давления газа в одной бесшмазочной поршневоу компрессорноу ступени от 0,1 МПа до 12,0 МПа при температурах нагнетания, не превышающих 430 К, с возможностью обеспечения непрерывной работы в течение 100000 часов и более.

2. Разработана новая обобщённая модель рабочих процессов интенсивно охлаждаемых бесшмазочных тихоходных длинноходовых поршневых компрессорных ступеней, учитывающая: особенности функционирования системы охлаждения ступени, работу самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений с эластомерными конструктивными элементами, а также возможность циклической деформации стенок цилиндра при соотношении $S/D > 10$, времени рабочего цикла от 2 до 4 с и давлении нагнетания до 12 МПа.

3. Впервые получены результаты исследования рабочих процессов бесшмазочных поршневых компрессорных ступеней среднего и высокого давления при $S/D > 10$, времени рабочего цикла от 2 до 4 с, давлении нагнетания до 12 МПа (при давлении всасывания равном атмосферному) и интенсивном охлаждении стенок цилиндра; получены зависимости для расчёта коэффициентов теплоотдачи в рабочей камере.

4. Теоретически и экспериментально доказано перераспределение значимости отдельных конструктивных и режимных факторов, по сравнению с существующими быстроходными поршневыми компрессорными ступенями, оказывающих определяющее влияние на эффективность рабочих процессов.

5. Теоретически и экспериментально установлена взаимосвязь между конструкцией ступени и её элементов, с режимными параметрами ступени и свойствами рабочего тела, а также определено их влияние на интегральные характеристики ступени; определены рабочие диапазоны основных конструктивных параметров.

6. Получены результаты исследования влияния циклической деформации стенок цилиндра и эластомерных конструктивных элементов самодействующих клапанов и цилиндропоршневых уплотнений на основные показатели эффективности бесшмазочных тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней и определены принципы конструирования их систем охлаждения, уплотнения и газораспределения.

Достоверность и обоснованность полученных научных положений, выводов и заключений, сформулированных в диссертации

обеспечивается: применением стандартных методов экспериментальных исследований на базе современного оборудования, прошедшего метрологическую поверку; апробацией результатов; воспроизводимостью результатов экспериментов с их статистической обработкой; удовлетворительным совпадением экспериментальных и теоретических

результатов; использованием сертифицированных программных комплексов и компьютерного оборудования.

Значимость для науки и практики выводов и рекомендаций.

Анализ зарубежного и отечественного уровня развития бесшумных малорасходных компрессоров среднего и высокого давления показал, что существующие конструктивные схемы компрессорных ступеней, конструкции клапанов и уплотнений, а также рекомендации по определению основных конструктивных и режимных параметров ступеней исчерпали возможность дальнейшего повышения ресурса, что требует принципиально нового подхода к решению создавшейся проблемы.

Настоящая диссертация посвящена решению данной проблемы за счёт создания малорасходных бесшумных компрессоров среднего и высокого давления, существенно превосходящих разработанные в настоящее время аналоги по ресурсным характеристикам и имеющие сравнимые с ними энергетические, массогабаритные и технологические показатели.

Разработка новой технологии позволит решить проблему длительной автономной эксплуатации компрессорного оборудования на транспортных и стационарных объектах наземного, морского и космического базирования в широком диапазоне температур окружающей среды; не загрязняющего рабочее вещество смазочным маслом, осуществляющего сжатие пожаро-взрывоопасных, ядовитых газов, что обеспечит технологическую импортнезависимость и приоритет РФ в рассматриваемой области компрессорной техники.

Основные положения диссертации достаточно полно отражены в публикациях автора. По теме диссертации опубликовано более 140 научных печатных работ, из них 37 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ; 40 в изданиях, индексируемых в международных базах данных (Scopus и Web of Science); получены 13 патентов на полезную модель, 6 патентов на изобретение и 3 свидетельства о регистрации программ для ЭВМ.

Автореферат полностью дает представление о диссертации.

В качестве замечаний по работе можно отметить следующее:

Замеченные неточности в автореферате

Стр. 15. В уравнении состояния (3), исходя из заявленных размерностей величин, давление получается в Дж. Удельный тепловой поток измеряется в Вт, а не в К. В уравнении (5) неточность в интеграле правой части. В уравнении (6) неточность в правой части выражения секундной работы. Должно быть dx/dt .

Замеченные неточности в диссертации

В формуле 3.21 (стр. 75) в правой части должно быть $F_{эл,i}$. В формуле 3.30 (стр. 79) c_p записана как изобарная теплоемкость материала. Для твердых

веществ принято писать «удельная массовая теплоемкость». Здесь же записано, что λ - коэффициент теплопередачи. Правильно - коэффициент теплопроводности. Рис. 4.17 (стр. 104) требует уточнения. На стр. 256 термины - коэффициенты политропы, адиабаты необходимо уточнить.

Замечания по диссертации

Глава 3.

1. Допущения 3, 4 (стр. 71) можно объединить, записав, что термодинамический процесс квазиравновесный.

2. В уравнении состояния 3.6 (стр. 73) фигурирует коэффициент сжимаемости рабочего тела. И, тем не менее, кроме этого коэффициента, ничего не свидетельствует в математической модели о реальности рабочего тела. Вопрос – какого типа уравнение состояния реального рабочего тела использовалось?

3. В уравнениях 3.10, 3.24., 3.25 (стр. 73, 76) для определения расходов через зазоры, клапаны используются зависимости для несжимаемой жидкости, хотя в допущениях было указано, что течение при газообмене адиабатное, а этого не видно. Для определения расхода через неплотности такой подход, пожалуй, оправдан, но для определения расходов через впускной и выпускной клапаны сомневаюсь. Ведь здесь и проявляется адиабатный характер течения, которое может быть как докритическим, так и критическим.

Глава 5.

4. Считаю, что сравнивать индикаторные диаграммы воздушных тихоходных и быстроходных компрессоров, как сделано на рис. 5.3 и 5.4 (стр. 143) не корректно. Результаты для тихоходной ступени получены экспериментально, а для быстроходного компрессора расчетом при условии адиабатного сжатия. Потребляемая мощность у быстроходного компрессора при одинаковых степенях сжатия естественно будет больше, хотя бы только за счет больших механических потерь.

5. Рис. 5.7, 5.8 (стр. 126-127) выполнены некачественно, например: максимальная температура при соотношении времени сжатия к времени всасывания равного 1:1 приходится на обратное расширение.

6. Зависимость 5.2 (стр. 129) имеет отношение к рис. 5.13?

Глава 8

7. В этой главе приведены результаты расчета показателя политропы. Однако, как следует из главы 3, математическая модель рабочего процесса компрессора построена на основе методологии термодинамики открытых систем (ТОС). При использовании методологии ТОС показатель политропы не используется, хотя его среднее значение определить можно. Существует методика разделения цикла на составные части: впуск, сжатие, нагнетание, обратное расширение, но при использовании ТОС все решается в общей постановке при использовании соответствующих граничных условий.

4