

УДК 621.515

С. С. ЕВГЕНЬЕВ, д-р техн. наук, проф.; проф. КНИТУ-КАИ, Казань, Россия;
В. А. ФУТИН, канд. техн. наук; с.н.с. КНИТУ-КАИ, Казань, Россия

ИЗМЕРЕНИЕ ОСЕВЫХ ГАЗОВЫХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА РОТОР ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССРА С МАГНИТНЫМИ ОПОРАМИ

Точное определение осевых газовых нагрузок, действующих на ротор центробежного компрессора, позволяет повысить надежность и долговечность компрессора. На основе экспериментальных данных и расчетов по известному методу определены осевые газовые нагрузки, действующие на закрытое рабочее колесо. Представлена методика определения осевых газовых нагрузок, действующих на ротор центробежного компрессора, включающая тарировку осевого канала магнитного подвеса и измерение силы тока в осевых электромагнитах при работе компрессора. При расчете осевой газовой нагрузки учитывались: геометрия бокового зазора между дисками и корпусом, величины и направления расхода утечки около дисков, статическое давление за рабочим колесом и закрутка потока непосредственно в боковом зазоре. Сравнение результатов расчета и эксперимента показало хорошее качественное их совпадение.

Ключевые слова: центробежный компрессор, рабочее колесо, осевая сила, магнитный подвес.

Введение

Важной отличительной особенностью электромагнитных подшипников от других типов подшипников является отсутствие механического контакта между движущимися роторными и статорными частями, что обуславливает целый ряд известных преимуществ: отсутствие износа, высокие рабочие скорости, низкие уровни вибрации, незначительный нагрев, управляемость характеристик жесткости и демпфирования, снижение трудоемкости обслуживания и ремонта, экологическую чистоту. А также имеется принципиальная возможность использования системы магнитных подвесов (СМП) в качестве системы измерения усилий, действующих на опоры ротора.

Анализ основных достижений и литературы

В работах, связанных с магнитными опорами роторов, например [1], рассматриваются задачи разработки методик анализа динамических систем турбомашин с роторами на магнитных опорах и создания математических моделей для исследования динамической устойчивости роторов. Модели ротора и корпуса учитывают изменение собственных частот и форм колебаний динамической системы, гироскопические моменты и изменение жесткости и демпфирования в опорах. В литературе не отражается влияние осевых и радиальных газодинамических нагрузок, возникающих и изменяющихся во время работы турбомашин, действующих на роторную систему. Большой интерес представляет использование магнитных опор как измерителя газовых нагрузок, что позволит уточнять точность методик их расчета.

Цель исследования, постановка задачи

Целью работы является определение осевой газодинамической нагрузки, действующей на ротор центробежного компрессора (ЦК) с закрытыми рабочими колесами (РК) с использованием СМП.

Материалы исследования

В качестве объекта исследования использована ступень ЦК, разработанная в ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», которая включала в себя: входной

© С.С. Евгенийев, В.А. Футин, 2014

патрубок, емітуючий подвод газу із предыдущей ступени; закритое радіальное РК с углом установки лопаток на выходе $\beta_{л2} = 90^\circ$, наружним діаметром $D_2 = 300$ мм, відносительной шириною РК на виході $\bar{b}_2 = b_2/D_2 = 0,0167$; безлопаточний диффузор; вихідне пристрій в вигляді кільцевої камери. Розрахунковий режим роботи ступени відповідає умовному коефіцієнту расхода $\Phi_0 = 4V_0/(\pi D_2^2 u_2) = 0,03$. Експеримент проводився при умовному числі Маха рівному 0,5.

Експериментальні дослідження проводилися на газодинамічному стенді с магнітними опорами ротора (рис. 1).

Комплект системи магнітного підвеса газодинамічного стенда включає:

- електромеханічну частину, встрайвану в корпус опори стенда;
- електронну апаратуру управління СМП;
- комплект кабелів і комутаційних пристроїв, забезпечуючих з'єднання пристроїв СМП між собою і системами управління стенда і електропостачання.

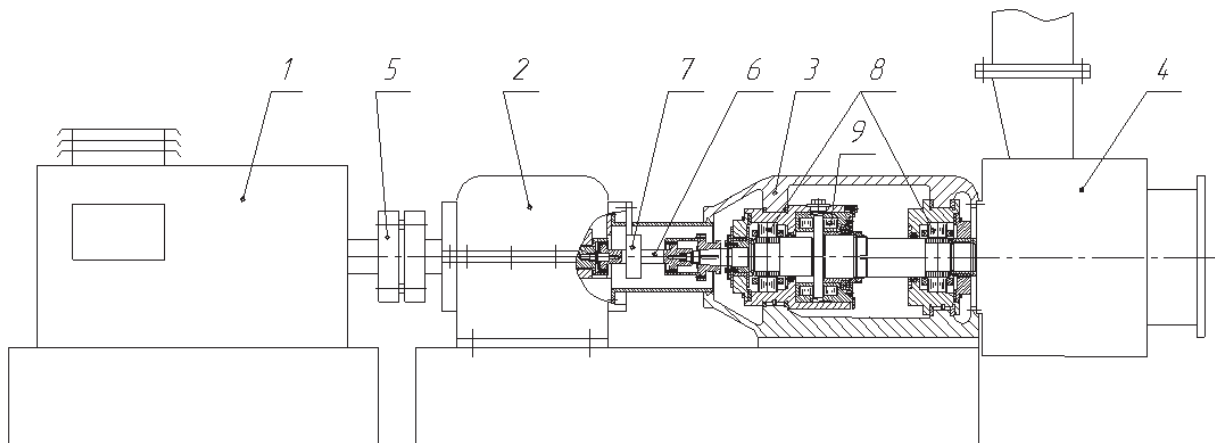


Рис. 1 – Обща компоновка стенда для газодинамічних випробувань центробежних ступеней с магнітним підвесом ротора:

- 1 – електродвигатель; 2 – мультиплікатор; 3 – підшипникова опора; 4 – модельна ступень;
5 – тихоходная муфта; 6 – быстроходная муфта; 7 – датчик крутящего момента;
8, 9 – опорный и упорный электромагнитные подшипники

При вивешиванні ротора в магнітному полі, створюваному електромагнітами в початковий момент, коли він не вращається, і на нього не діють зовнішні статическіє і динаміческіє навантаження, в електромагнітах протікають початкові токи. При вращенні ротора виникають динаміческіє навантаження від дисбаланса ротора і динаміческіє і статическіє навантаження від аеродинаміческіє сил в проточної частині центробежної ступені. Еті навантаження діють на ротор і прагнуть відхилити його від осі вращення. На основі даних датчиків положення ротора формується сигнал, на основі якого СМП змінює силу тока, а, відповідно, силу магнітного поля в відповідних полюсах і ротор повертається в початкове положення. Таким чином, сила тока подаваного на електромагніти являється корисним параметром, визначаючим силу зовнішнього впливу на ротор.

Для використання СМП в якості вимірювача зусиль, діючих на ротор, необхідно провести тарировку кожного каналу. Тарировка проводиться прикладенням статическіє навантажень в напрямленні осі стабілізації кожного каналу при включенній СМП. Для тарировки осевого каналу використовується динамометр аналогічно схемі [2] (рис. 2). В результаті тарировки отримується залежність сили тока I від осевої

нагрузки $F_{ос}$, показанной на рис. 3. Для определения направления действия силы необходимо учитывать, что осевые электромагниты работают на притягивание упорного гребня.

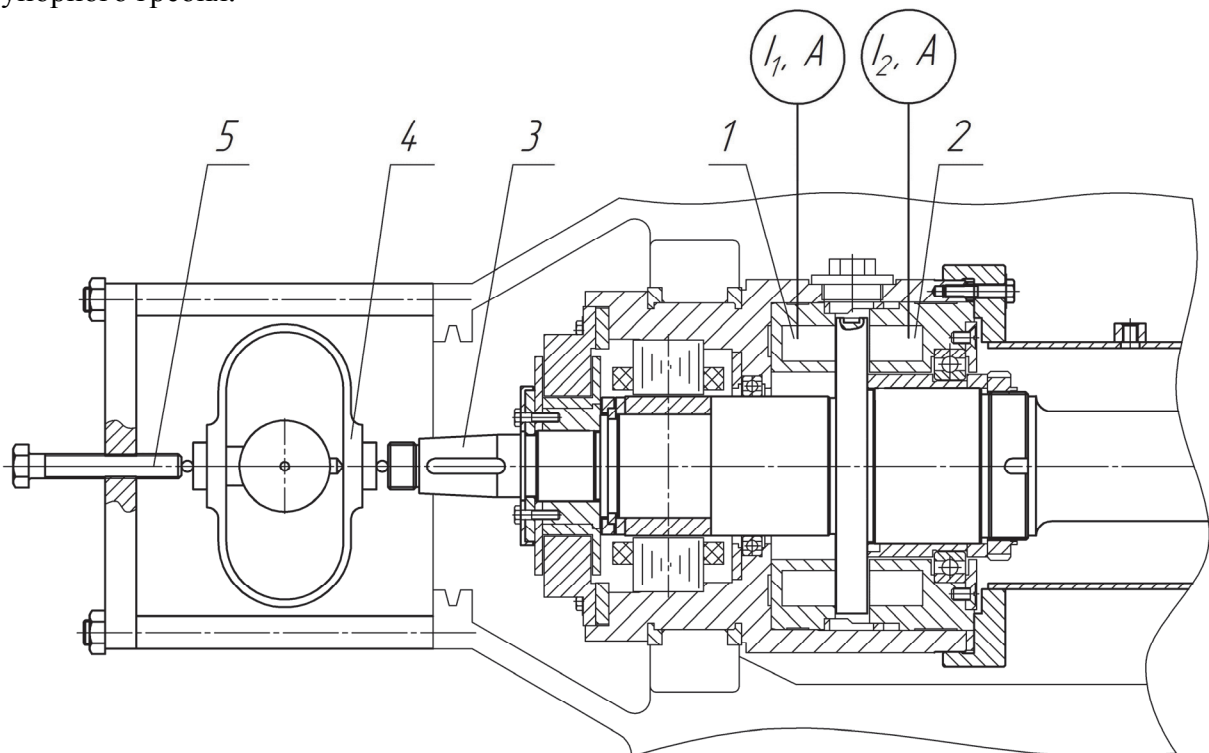


Рис. 2 – Схема тарировки осевого канала СМП:

1, 2 – электромагниты осевого подшипника; 3 – ротор; 4 – динамометр; 5 – винт для создания нагрузки

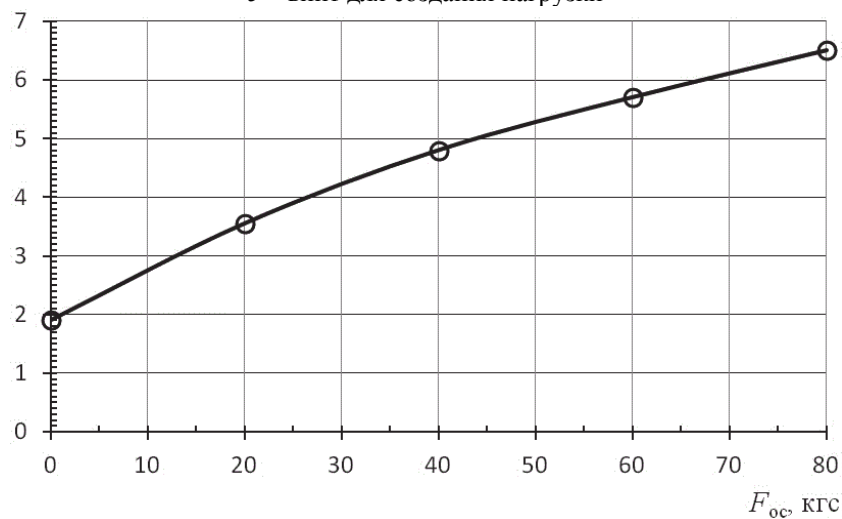


Рис. 3 – Тарировочная характеристика стенового осевого подшипника

Газодинамический стенд имеет открытый контур. Всасывание воздуха осуществляется из помещения бокса при атмосферном давлении. Изменение режимов работы по производительности производится задвижкой, установленной на нагнетательном трубопроводе.

Результаты исследования

При проведении эксперимента измерялись: статическое давление на входе в ступень p_0 ; температура на входе в ступень T_0 ; статическое давление на выходе из

ступени p_k ; температура на выходе из ступени T_k ; сила тока в левом $I_{лев}$ и правом $I_{пр}$ электромагнитах – на 5 режимах, определяемых производительностью ступени. Производительность ступени определялась с помощью диафрагмы, установленной на нагнетательном трубопроводе. По результатам экспериментальных данных получили характеристику ступени в виде зависимости коэффициента полезного действия и коэффициента напора от условного коэффициента расхода $\eta_{пол} = f(\Phi_0)$ и $\psi = f(\Phi_0)$.

По экспериментальной характеристике ступени с использованием известных термодинамических законов [3] рассчитали параметры сжимаемой среды за рабочим колесом (РК). Далее по методике в [4] определили осевые газовые силы, действующие на ротор ступени с учетом закрутки потока и направления перетечки в зазорах между дисками РК и стенками корпуса. Положительное направление осевой газовой силы считается при действии её на РК в сторону всасывания ступени.

Схема исследуемой ступени для расчета осевой газовой силы показана на рис. 4.

В связи с малой степенью реактивности РК Ω , равной 0,2...0,3 на режимах, соответствующих правой ветви характеристики, т. е. при больших производительностях, статическое давление за РК ниже давления на входе в РК. При этом направление протечек в зазорах между покрывным и рабочим дисками колеса и стенками корпуса от оси к периферии. Этим объясняется отрицательное направление осевой газовой силы. Зависимость осевой силы от производительности ступени, выраженной условным коэффициентом расхода Φ_0 , показана на рис. 5.

Из рисунка видно заметное отклонение расчетной величины осевой силы от экспериментальной, особенно на концах кривых. При этом качественное совпадение результатов хорошее. Отклонение расчетных и экспериментальных величин осевой силы связано со слабой чувствительностью СМП около нулевых значений силы. Вероятно в реальных компрессорах, например, в нагнетателях газоперекачивающих агрегатов (ГПА), где осевая сила на расчетном режиме работы имеет большую величину от 500 до 1500 кгс, ожидаемое отклонение составит (1...2) %.

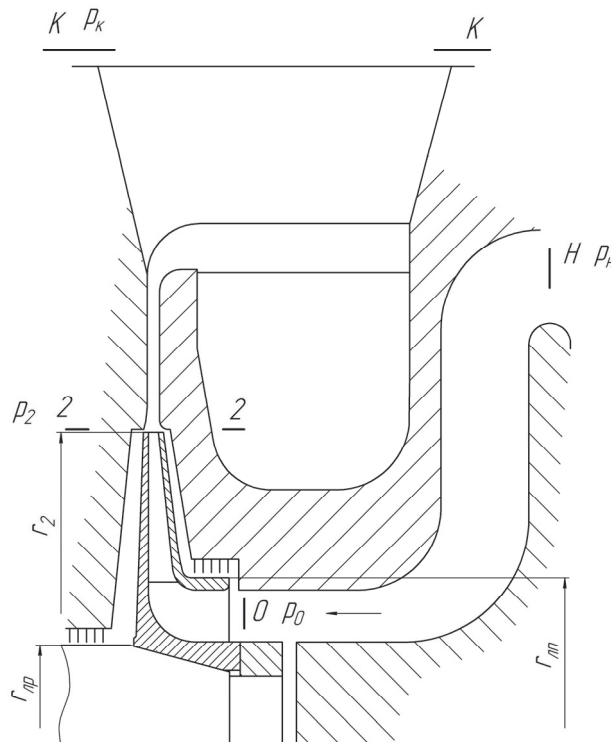


Рис. 4 – Схема исследуемой ступени для расчета осевой силы

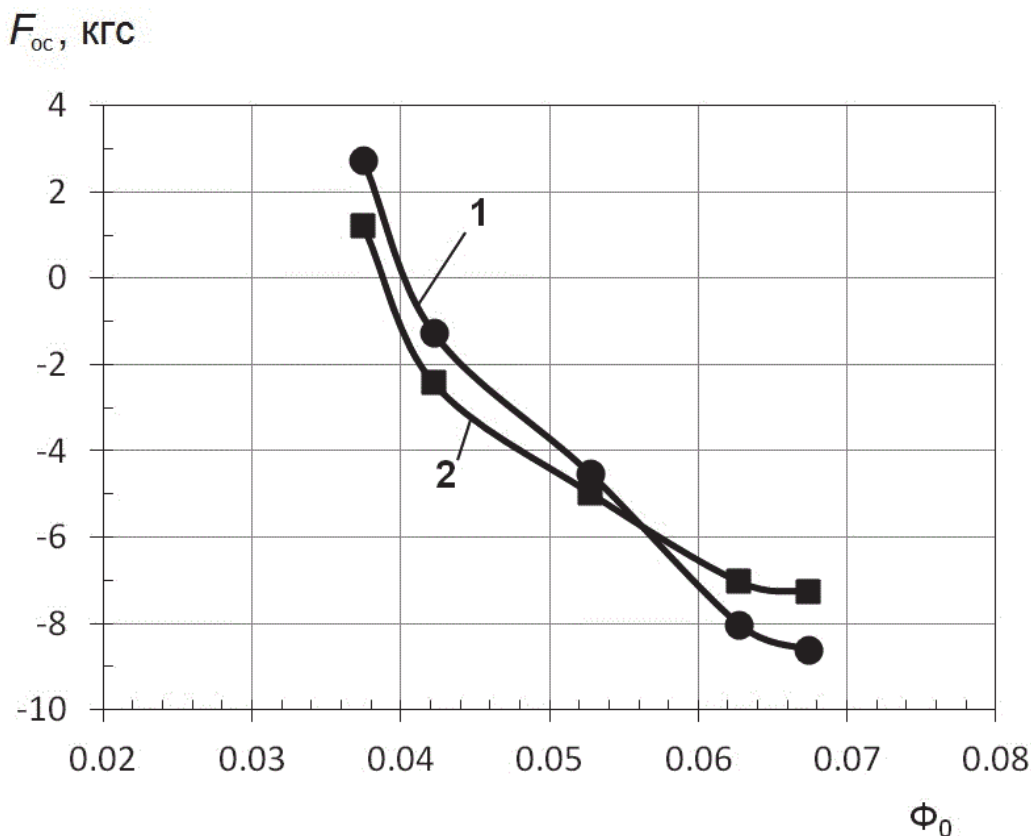


Рис. 5 – Зависимость осевой газовой силы F_{oc} от условного коэффициента расхода Φ_0 :
1 – расчетная кривая; 2 – экспериментальная кривая

Выводы

В результате проведенной работы получены хорошие качественные результаты. Для оценки точности расчетных и экспериментальных методов определения осевой газовой силы, действующей на ротор ЦК, предполагается проведение измерений в реальных условиях эксплуатации ГПА.

Список литературы: 1. Давыдов, А. В. Динамическая устойчивость ротора турбогенератора [Текст] / А. В. Давыдов, М. К. Леонтьев, С. А. Дегтярев // Газотурбинные технологии. – 2012. – № 4. – С. 36–43.
2. А.с. 279126 СССР, МПК G0115/12. Способ измерения осевого усилия [Текст] / Э. И. Премет, И. М. Коршин (СССР). – № 1237179/25-28; заявл. 29.04.1968; опубл. 21.08.1970, Бюл. № 26. – 2 с.: ил.
3. Ден, Г. Н. Механика потока в центробежных компрессорах [Текст] / Г. Н. Ден. – Л.: Машиностроение, 1973. – 272 с.
4. Евгеньев, С. С. Разгрузка осевых сил с целью повышения надежности турбомашин [Текст] / С. С. Евгеньев // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1995. – № 11. – С. 15–21.

Bibliography (transliterated): 1. Davydov, A. V., M. K. Leont'ev and S. A. Degtjarev. "Dinamicheskaja ustojchivost' rotora turbogeneratora." *Gazoturbinnnye tehnologii* 4 (2012): 36–43. Print. 2. Premet Je. I., and I. M. Korshin. "Sposob izmerenija oseвого usilija." USSR Patent A.s. 279126 (MPK G0115/12). 21 August 1970. 3. Den, G. N. *Mehanika potoka v centrobezhnyh kompressorah*. Leningrad: Mashinostroenie, 1973. Print. 4. Evgen'ev, S. S. "Razgruzka osevyh sil s cel'ju povyshenija nadezhnosti turbomashin." *Himicheskoe i nefljanoe mashinostroenie* 11 (1995): 15–21. Print.

Поступила (received) 23.02.2014