

УДК 621.515/337.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОМПАЖА ТУРБОКОМПРЕССОРА В РЕЖИМАХ ЕГО ТОРМОЖЕНИЯ РЕГУЛИРУЕМОЙ ЗАСЛОНКОЙ

²Игнатъев А.Г., ^{1,2}Гриценко А.В., ¹Бурцев А.Ю., ^{1,2}Глемба К.В.,
³Карпенко А.Г., ³Руднев В.В.

¹ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет»,
Челябинск, e-mail: alexgrits13@mail.ru;

²ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)», Челябинск, e-mail: glemba77@mail.ru;

³ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный гуманитарно-педагогический университет»,
Челябинск, e-mail: angr123@list.ru

Турбокомпрессор современных тракторов и автомобилей является наиболее нагруженным элементом. Рабочие частоты вращения его ротора лежат в пределах 10000–300000 мин⁻¹, температура корпусных деталей достигает 800 °С, температура масла составляет 80–180 °С. Работа турбокомпрессора в статике характеризуется постоянством большинства рабочих параметров, что не требует особых мероприятий по обеспечению его надежности. Однако переходные режимы, режимы пуска и остановки двигателя, внезапные перепады нагрузки, вызванные стохастичностью крутящего момента на коленчатом валу двигателя, создают градиенты давлений, расходов и температур масла. Предлагается вредное воздействие стохастической нагрузки устранить за счет использования гидроаккумулятора и тормозного устройства. Для проведения экспериментальных исследований был разработан исследовательский стенд с турбокомпрессором ТКР-11Н2. Для установления резонансных частот и амплитуд колебаний использовался вибростенд. С исследовательского стенда была снята заслонка, и в программе FORTRAN построена ее модель, включающая 26822 элемента, 42266 узлов. Последовательно проверялись резонансные частоты и амплитуды колебаний заслонки при пяти первых резонансных частотах. Первая резонансная частота наблюдалась при $f = 1310,7$ Гц. Амплитуда колебаний заслонки составила $A_{max} = 1,23$ мм. На экспериментальной установке первая резонансная частота составила $f = 1390$ Гц. Доказано, что применение тормозного устройства ротора турбокомпрессора, встроенного в систему впуска двигателя, сокращает продолжительность выбега ротора на 30–35% и позволяет уменьшить габариты, время работы гидроаккумулятора. Последующая экспериментальная работа будет сконцентрирована на автоматическом формировании заданного угла положения заслонки в режиме выбега при исключении помпажа.

Ключевые слова: двигатель, турбокомпрессор, подшипники, поворотная заслонка, помпаж, торможение, время выбега, колебания, резонанс

INVESTIGATION OF SURGING TURBOCHARGER IN THE MODES OF ITS BRAKING BY AN ADJUSTABLE DAMPER

²Ignatev A.G., ^{1,2}Gritsenko A.V., ¹Burtsev A.Yu., ^{1,2}Glemba K.V.,
³Karpenko A.G., ³Rudnev V.V.

¹South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, e-mail: alexgrits13@mail.ru;

²South Ural State University (National Research University), Chelyabinsk, e-mail: glemba77@mail.ru;

³South Ural State Humanitarian-Pedagogical University, Chelyabinsk, e-mail: angr123@list.ru

Abstract. The turbocharger of modern tractors and cars is the most loaded element. The working rotational speed of its rotor lies in the range of 10,000–300,000 rpm, the temperature of the hull parts reaches 800 °C, the oil temperature is 80–180 °C. The work of a turbocharger in a statics is characterized by the constancy of the majority of operating parameters. What does not require special measures to ensure its reliability. However, transient modes, starting and stopping modes of the engine, sudden load changes caused by stochasticity of the torque on the crankshaft of the engine, create gradients of pressure, flow and oil temperatures. It is proposed to eliminate the harmful effect of the stochastic load by using a hydraulic accumulator and a brake device. For carrying out of experimental researches the research stand with turbocompressor ТКР-11Н2 has been developed. To establish the resonant frequencies and amplitudes of oscillations, a shaker was used. From the research stand the damper was removed and FORTRAN program built its model, including 26822 elements, 42266 knots. Resonant frequencies and damper oscillation amplitudes were checked in succession at the first five resonant frequencies. The first resonant frequency was observed at $f = 1310,7$ Hz. The amplitude of the damper oscillations was $A_{max} = 1,23$ mm. In the experimental setup, the first resonant frequency was $f = 1390$ Hz. It is proved that the application of the rotor brake of the turbocharger built into the engine intake system reduces the duration of the rotor run-out by 30–35% and allows to reduce the dimensions and operating time of the accumulator. The subsequent experimental work will be concentrated on the automatic formation of the set angle of the flap position in the run-out mode with exclusion of surging.

Keywords: engine, turbocharger, bearings, rotary damper, surging, braking, run-out time, oscillations, resonance

Турбокомпрессор (ТКР) является наиболее нагруженным элементом двигателя (ДВС). В рядовых условиях эксплуатации его рабочие частоты лежат в пределах

10000–300000 мин⁻¹, температура корпусных деталей достигает 800 °С, температура масла 80–180 °С. Работа турбокомпрессора в статическом (установившемся) режиме не

вызывает существенных проблем. Однако переходные режимы, режимы пуска и остановки ДВС, внезапные перепады нагрузки, вызванные стохастичностью крутящего момента на коленчатом валу ДВС, создают временные градиенты (перепады) давлений, расходов и температур масла, а также вызывают существенные динамические перегрузки элементов ТКР. Проблему стохастичности решают путем увеличения коэффициента запаса мощности и крутящего момента [1], снижения инерционности за счет автоматических трансмиссий [2], рациональной нагрузки при использовании с/х орудий [3]. Но, как показывает анализ стохастичности нагрузочных режимов при выполнении с/х операций на различных тракторах, неравномерность нагрузки можно свести к минимуму, но совсем избавиться от нее невозможно [4–6]. Поэтому последние стadia стохастичности различные ученые и научные организации пытаются решить самыми разными путями: конструктивным совершенствованием ТКР и подшипниковых узлов, разработкой технологий изготовления их деталей и использованием новых конструкционных материалов, модернизацией системы смазки подшипников ТКР, использованием электрических насосов и турботаймеров, различных электронных и микропроцессорных систем слежения и обеспечения рабочих режимов функционирования [3, 6, 7]. В этом направлении работает большая часть научных организаций, технических вузов, конструкторских бюро предприятий [2, 4, 8].

В нашей работе вредное воздействие стохастической нагрузки устранено за счет использования гидроаккумулятора и тормозного устройства. Режимы работы гидроаккумулятора достаточно изучены [1, 7]. Однако использование тормозного устройства в виде воздушного дросселя вызывает ряд вопросов, в частности о возникновении явления помпажа. Таким образом, целью статьи является исследование характеристик воздушного дросселя с целью предотвращения помпажа.

Теоретические исследования. Прочность, т.е. надежность двигателей и их систем, определяется прочностью их составных элементов (деталей, сборочных единиц) конструкции. Различают статическую и динамическую прочность упругих конструк-

ций. При статической прочности нагрузка, прилагаемая к детали, остается во времени постоянной и, следовательно, упругое деформированное состояние конструкции также остается неизменным во времени. При динамической – нагрузка является функцией времени и изменяется по некоторому сложному закону. В соответствии с этим по такому же закону деформируется упругая система. Таким образом, динамическая прочность конструкции связана с колебательным процессом, под которым понимается изменение некоторого параметра во времени.

Из теории колебаний упругих систем известно, что каждой из собственных частот системы соответствует своя определенная форма колебаний (своя определенная частота колебаний) [2, 8, 9]. В теории колебательных процессов известно использование резонансной кривой (рис. 1).

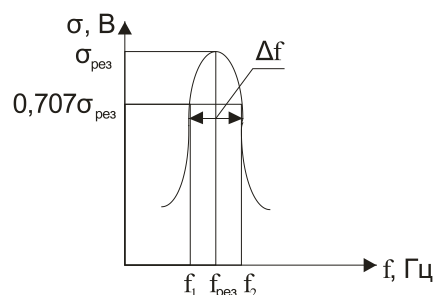


Рис. 1. Резонансная кривая: зависимость амплитуды вибронпряжений σ , В от частоты f , Гц

После получения резонансной кривой ее обрабатывают по формуле

$$\delta = \frac{\pi \cdot \Delta f}{f_p}, \quad (1)$$

где δ – декремент колебаний; Δf – ширина резонансной кривой при уровне вибронпряжений 0,707 от резонансного; f_p – резонансная частота.

Таким образом, предлагаемый метод является одним из способов замера величины демпфирования в любой колебательной системе.

В спектре возбуждающей силы $q(x, t)$ содержатся различные гармоники возбуждения. В общем виде спектр возбуждения может быть представлен разложением Фурье:

$$q(x, t) = Q_0(x) + Q_1(x) \cdot \cos(\omega \cdot t + a_1) + Q_2(x) \cdot \cos(2\omega \cdot t + a_2) + Q_k(x) \cdot \cos(k\omega \cdot t + a_k), \quad (2)$$

где $Q_0(x)$ – статическая составляющая распределенной по длине заслонки нагрузки; $Q_1(x)$, $Q_2(x)$, $Q_k(x)$ – амплитудные значения переменных нагрузок, соответствующих 1, 2, k гармоникам возбуждения; ω – частота возбуждающей силы; a_1 , a_2 , a_k – фазовые сдвиги силы.

Для резонанса характерно совпадение частоты возбуждения с одной из собственных частот заслонки ω_{0i} , т.е. $\omega_{0i} = k\omega_0$. При этом одно из слагаемых выражения (2) будет значительно больше остальных, поэтому можно рассматривать колебания заслонки на резонансе этой формы.

Допустим, что гармоническая возбуждающая нагрузка $q(x, t)$ вызывает гармоническое перемещение:

$$S(x, t) = y(x) \cos\left(\omega_0 t + \frac{\pi}{2}\right) = y(x) \sin\omega_0 t. \quad (3)$$

Здесь учтен сдвиг силы относительно перемещения на угол $\frac{\pi}{2}$.

Возмущающая сила интенсивности $q(x, t)$, распределенная на участке длиной dx , будет совершать элементарную работу на перемещении dS

$$dW_B = q(x, t) dx dS, \quad (4)$$

где

$$dS = y(x) \cos\omega_0 t d(\omega_0 t). \quad (5)$$

Подставив в уравнение (4) значения $q(x, t)$ из (2) и dS из (5), получим

$$dW_B = Q(x) \cos\omega_0 t \cdot y(x) \cos\omega_0 t \cdot dx \cdot d(\omega_0 t). \quad (6)$$

Работа возбуждающей силы по всей длине заслонки за цикл колебаний определится выражением

$$\begin{aligned} W_B &= \int_0^l Q(x) y(x) \cdot dx \cdot \int_0^{2\pi} \cos^2 \omega_0 t \cdot d(\omega_0 t) = \\ &= \pi \int_0^l Q(x) y(x) \cdot dx. \end{aligned} \quad (7)$$

Можно обнаружить большое число источников возмущения газоздушного потока. Частота возбуждающей силы f_B , вызывающая колебания заслонки, определяется секундной частотой вращения ротора n_c и числом импульсов k , получаемых заслонкой за один оборот ротора от конструктивного устройства, расположенного в проточной части турбомашины, т.е.

$$f_B = k \cdot n_c, \quad (8)$$

где k – целое число ($k = 1, 2, 3, \dots$).

Целое число k называется номером гармоники возбуждающей силы. Номер гармоники соответствует числу конструктивных элементов, находящихся в тракте двигателя и вносящих возмущения в поток. Так, $k = 1$ означает, что возмущение в поток вносится одним конструктивным элементом, например датчиком обледенения. При $k = 4$ в тракте имеется, например, четыре стойки

или винт с четырьмя лопастями. Если число лопаток направляющего аппарата равно z , то возмущенный поток будет иметь гармонике $k = z$, и заслонка станет подвергаться действию возбуждающей силы с частотой $f_B = z \cdot n_c$. К опасным резонансам относятся колебания по основному тону, а также резонансы в области рабочих режимов работы двигателя. Что касается других резонансов, то степень их опасности можно определить только на работающем двигателе тензометрированием заслонки.

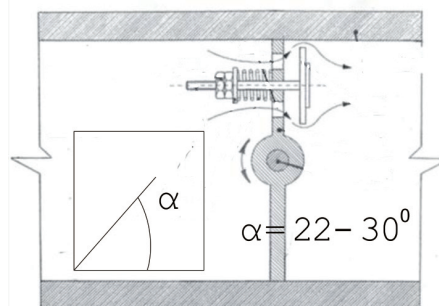
Методика экспериментальных исследований

Для последующей реализации экспериментальных исследований был разработан исследовательский стенд с турбокомпрессором ТКР-11Н2 (рис. 2, а).

В нагнетательную магистраль была установлена воздушная заслонка со следящим приводом с целью торможения воздушного потока (рис. 2, б).



а)



б)

Рис. 2. а) внешний вид стенда с установленным на нем гидроаккумулятором и тормозным устройством; б) схема тормозной заслонки со встроенным противоаварийным клапаном

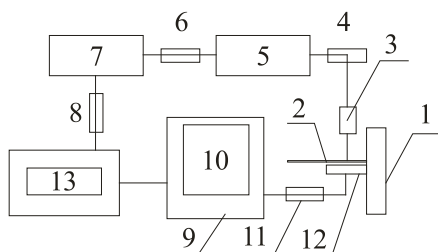


Рис. 3. Блок-схема экспериментальной установки: 1 – основание, 2 – заслонка, 3 – вибратор, 4, 6, 8, 11 – уровни сигналов сил возбуждения и вибронпряжений (до входа в усилители и на выходе из них), 5 – усилитель, 7 – генератор сигналов, 9 – регистратор сигналов с объекта исследований, 10 – фигура Лиссажу, 12 – датчик вибронпряжений, 13 – фиксатор частоты

Для экспериментального определения спектра собственных частот и форм колебаний заслонки была разработана блок-схема экспериментальной установки (рис. 3).

Возбуждение колебаний заслонки производится электромагнитным вибратором, питаемым от усилителя током переменной частоты. Плавно изменяя частоту генератора, получаем совпадение собственных частот с частотами возбуждения (рис. 1), т.е. упругую систему (заслонку) настраиваем на резонансы ($f_{рез1}, f_{рез2}, f_{рез3}$), которые характеризуются резким возрастанием виброамплитуды, фиксируемой на экране осциллографа (или другим прибором).

Результаты экспериментальных исследований

В проведении экспериментальных исследований на стенде получены уравнения свободного выбега ротора ТКР-11Н2 для трех значений частот вращения ротора ТКР:

$$\begin{aligned} \text{а) } n_H &= 40000 \text{ мин}^{-1} \\ \omega(t) &= 4251 - 148,078 \cdot t + 1,274 \cdot t^2, \\ \text{б) } n_H &= 20000 \text{ мин}^{-1} \\ \omega(t) &= 2117 - 89,371 \cdot t + 0,917 \cdot t^2, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{в) } n_H &= 10000 \text{ мин}^{-1} \\ \omega(t) &= 905,648 - 46,713 \cdot t + 0,554 \cdot t^2. \end{aligned}$$

Было установлено, что при использовании тормозного устройства в виде заслонки продолжительность выбега ротора ТКР сокращается на 30–40%. Тормозное устройство обеспечивает увеличение замедления при свободном выбега ротора ТКР.

Результаты моделирования в программе FORTRAN нагрузочных режимов на заслонку с противоположным клапаном и последующая их проверка на экспериментальной установке

С исследовательского стенда была снята заслонка и в программе FORTRAN построена ее модель, включающая 26822 элемента, 42266 узлов, 3D элементы, тип – Tet10 (рис. 4).

Последовательно проверялись резонансные частоты и амплитуды колебаний заслонки при пяти первых резонансных частотах. Первая резонансная частота наблюдалась при $f = 1310,7$ Гц. Амплитуда колебаний заслонки составила $A_{max} = 1,23$ мм. Результаты моделирования первой резонансной частоты при $f = 1310,7$ Гц и $A_{max} = 1,23$ мм представлены на рис. 5.

На экспериментальной установке первая резонансная частота составила $f = 1390$ Гц. Вторая резонансная частота наблюдалась при $f = 2236,9$ Гц. Амплитуда колебаний заслонки составила $A_{max} = 1,04$ мм. Третья резонансная частота наблюдалась при $f = 3794$ Гц. Амплитуда колебаний заслонки составила $A_{max} = 1,14$ мм. Четвертая резонансная частота наблюдалась при $f = 5074,7$ Гц. Амплитуда колебаний заслонки составила $A_{max} = 1,12$ мм. Пятая резонансная частота наблюдалась при $f = 5822,8$ Гц. Амплитуда колебаний заслонки составила $A_{max} = 6,13$ мм. На экспериментальной установке вторая резонансная частота составила $f = 2310$ Гц, третья $f = 3830$ Гц, четвертая $f = 5120$ Гц, пятая $f = 5880$ Гц.

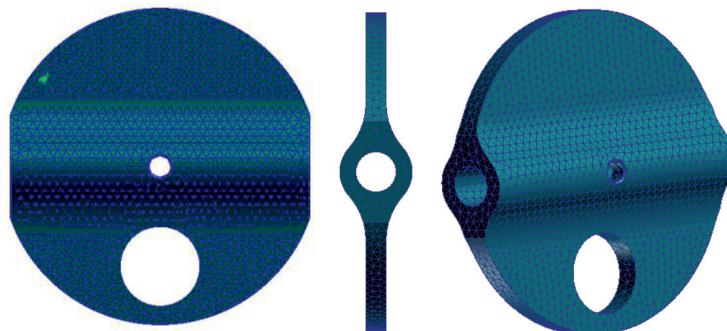


Рис. 4. Модель заслонки с противоположным клапаном

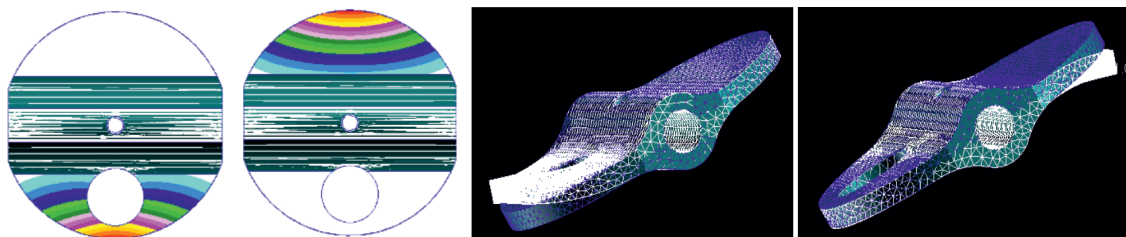


Рис. 5. Результаты моделирования первой резонансной частоты при $f = 1310,7$ Гц и $A_{max} = 1,23$ мм

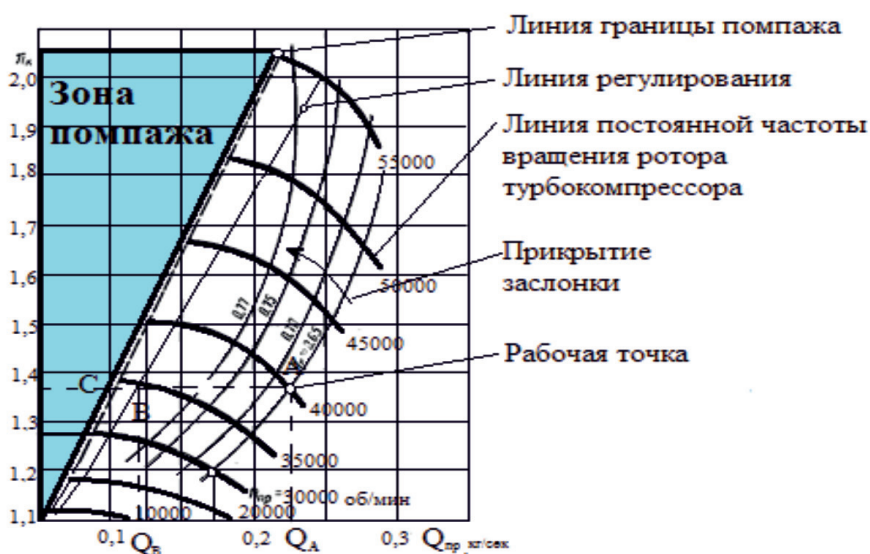


Рис. 6. Характеристики турбокомпрессора ТКР-11Н2 на стенде в режиме торможения

Кроме того, экспериментально с учетом полученных резонансных частот были получены характеристики турбокомпрессора ТКР-11Н2 на стенде в режиме торможения. Поясним процесс торможения на грани помпажа по рис. 6.

При полностью открытой заслонке режим работы компрессора определяется точкой *A*, ей соответствуют значения производительности Q_A и степень повышения давления π_A . При дальнейшем прикрытии заслонки рабочая точка сдвигается левее и попадает в точку *B* границы линии регулирования. Дальнейшее прикрытие заслонки не рекомендуется, т.к. в точке *C* компрессор попадает в режим помпажа. Что фиксировалось тензодатчиком по резкому возрастанию вибраций и резонансной частоте.

Выводы

Моделированием резонансных частот было установлено, что заслонка тормоз-

ного устройства компрессора турбокомпрессора в режиме торможения ротора не должна быть полностью закрыта, а приоткрыта не менее чем на 22–30 градусов. Последующая экспериментальная работа будет сконцентрирована на автоматическом формировании заданного угла положения заслонки в режиме выбега при исключении помпажных явлений. Доказано, что применение тормозного устройства ротора ТКР, встроенного в систему впуска ДВС, сокращает продолжительность выбега ротора на 30–35% и позволяет уменьшить габариты, время работы гидроаккумулятора.

Список литературы

1. Plaksin A.M. Modernization of the turbocharger lubrication system of an Internal combustion engine [Текст] / А.М. Плaksin, А.В. Грищенко, К.В. Глемба // Procedia Engineering. – 2015. – Т. 129. – P. 857–862.
2. Фролов В.А. Изучение методов определения динамических характеристик лопаток турбомашин [Текст]: Метод,

указания. Часть 1 / В.А. Фролов, А.И. Ермаков. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2006. – 43 с.

3. Носырев Д.Я. Экспериментальные исследования работы турбокомпрессора в момент начала вращения и в момент остановки [Текст] / Д.Я. Носырев, А.А. Свечников, Ю.Ю. Становова // Вестник транспорта Поволжья. – 2014. – № 1 (43). – С. 15–19.

4. Гузельбаев Я.З. Способ защиты компрессора от помпажа [Текст] / Я.З. Гузельбаев, А.Т. Лунев, А.Л. Хавкин, И.Ф. Хуснутдинов // Компрессорная техника и пневматика. – 2013. – № 2. – С. 9.

5. Денисов А.С. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров ТКР 7Н [Текст] / А.С. Денисов, А.Ф. Малаховецкий, А.Т. Кулаков, Н.И. Светличный, Г.Г. Гаффаров, Р.Т. Тазеев // Вестник СГТУ. – 2004. – № 1 (2). – С. 69–76.

6. Кабанов О.В. Современные тенденции противопомпажной защиты компрессорного оборудования [Текст] / О.В. Кабанов, А.О. Грыжебовский // Актуальные проблемы современной науки. – 2016. – № 2 (87). – С. 266–269.

7. Коркин А.А. Перспективы использования гидроаккумуляторов в системах смазки турбокомпрессоров [Текст] / А.А. Коркин // Механика – XXI веку. – Братск: Бр. гос. ун-т, 2008. – С. 284–285.

8. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах [Текст] / В.П. Шорин. – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.

9. Хадиев М.Б. Механизм помпажа в центробежных компрессорах [Текст] / М.Б. Хадиев, Н.Х. Зиннатуллин, И.М. Нафиков // Вестник Казанского технологического университета. – 2014. – Т. 17, № 8. – С. 262–266.