

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ» (МГТУ ГА)**

**Кафедра двигателей летательных аппаратов
Б.А. Чичков**

КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ ДВИГАТЕЛЕЙ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРОВ
И ВИБРАЦИИ ГТД**

ПОСОБИЕ

по выполнению лабораторных работ

*для студентов IV курса
направления 162300 (25.03.01)
всех форм обучения*

Москва-2015

ББК 0551-021

Ч-72

Рецензент д-р техн. наук, проф. Котовский В.Н.

Чичков Б.А.

Ч-72 Конструкция и прочность двигателей. Исследование динамики роторов и вибрации ГТД: пособие по выполнению лабораторных работ. – М.: МГТУ ГА, 2015. - 32 с.

Данное пособие издается в соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Конструкция и прочность двигателей» по Учебному плану для студентов IV курса направления 162300 (25.03.01) всех форм обучения.

Рассмотрено и одобрено на заседаниях кафедры 13.11.14 г. и методического совета 02.12.14 г.

Подписано в печать 23.03.2015 г.

Печать офсетная

Формат 60x84/16

1,36 уч.-изд. л.

1,86 усл.печ.л.

Заказ № 1974/

Тираж 100 экз.

Московский государственный технический университет ГА

125993 Москва, Кронштадтский бульвар, д.20

Редакционно-издательский отдел

125493 Москва, ул. Пулковская, д.6а

© Московский государственный
технический университет ГА, 2015

Введение

Настоящее пособие посвящено исследованию динамики роторов, а именно – критических режимов вращения роторов как однодискового ротора, размещенного на двух опорах на массивном основании (работа 1), так и ротора, смонтированного в конструкцию, по своим свойствам и характеристикам схожую со свойствами и характеристиками корпуса авиационного двигателя (работа 2). Указанные исследования находятся в неразрывной связи с оценкой вибрационного состояния авиационных ГТД в эксплуатации и разработкой способов снижения вероятности проявления опасных вибраций и их последствий.

1. Общие замечания

При работе авиационных ГТД возможны режимы работы, на которых их роторы могут потерять устойчивость. Эти режимы, как и скорости, принято называть критическими [4,7–9]. Работа на критических режимах сопровождается резким увеличением прогибов роторов и усилий, действующих на их элементы, включая опоры. При этом наблюдается рост вибрации двигателя в целом. Помимо поперечных колебаний ротора, возможны и крутильные колебания, но для валов ГТД, в отличие от коленчатых валов отдельных типов поршневых двигателей, они менее характерны и опасны; работы настоящего пособия не ставят целью исследование крутильных колебаний.

Стандарт [2] дает определение критической скорости в зависимости от вида ротора – гибкого или жесткого. Ротор предлагается считать жестким (с точки зрения балансировки), если его максимальная рабочая скорость лежит по крайней мере на 30% ниже первой критической скорости. При этом под критической скоростью гибкого ротора предлагается понимать “скорость вращения ротора, на которой он претерпевает максимальный изгиб, существенно превышающий максимальное перемещение цапф ротора”. А под критической скоростью жесткого ротора понимают “скорость вращения ротора, на которой наблюдается максимальное перемещение цапф ротора, существенно превышающее прогиб ротора”. Возможные источники возбуждения вибрации, причины и виды ее изменения согласно [3] отражены на рис. 1,2. Основные виды изменения вибрации двигателей из-за указанных причин: резкое скачкообразное изменение, постепенное изменение, разброс случайного характера, случайные выбросы. Следует различать изменения вибрации и изменения показаний виброаппаратуры – в процессе эксплуатации двигателей изменения в результатах измерений могут быть обусловлены не изменением состояния двигателя, а изменением состояния измерительной аппаратуры (например, вследствие появления неисправности или замены датчиков вибрации или других узлов).

Выполнение лабораторных работ ставит целью закрепление знаний, полученных на лекциях и при самостоятельной работе (СРС), приобретение навыков в области исследований по определению критических частот вращения ро-

торов и оценке вибрационного и виброакустического состояния авиадвигателей, проведение анализа влияния конструктивных и эксплуатационных факторов на критические частоты вращения роторов и вибрационное состояние авиадвигателей с изучением соответствующих особенностей конструкций образцов авиадвигателей, размещенных в лабораториях кафедры ДЛА.



Рис. 1. Источники возбуждения вибрации ротора

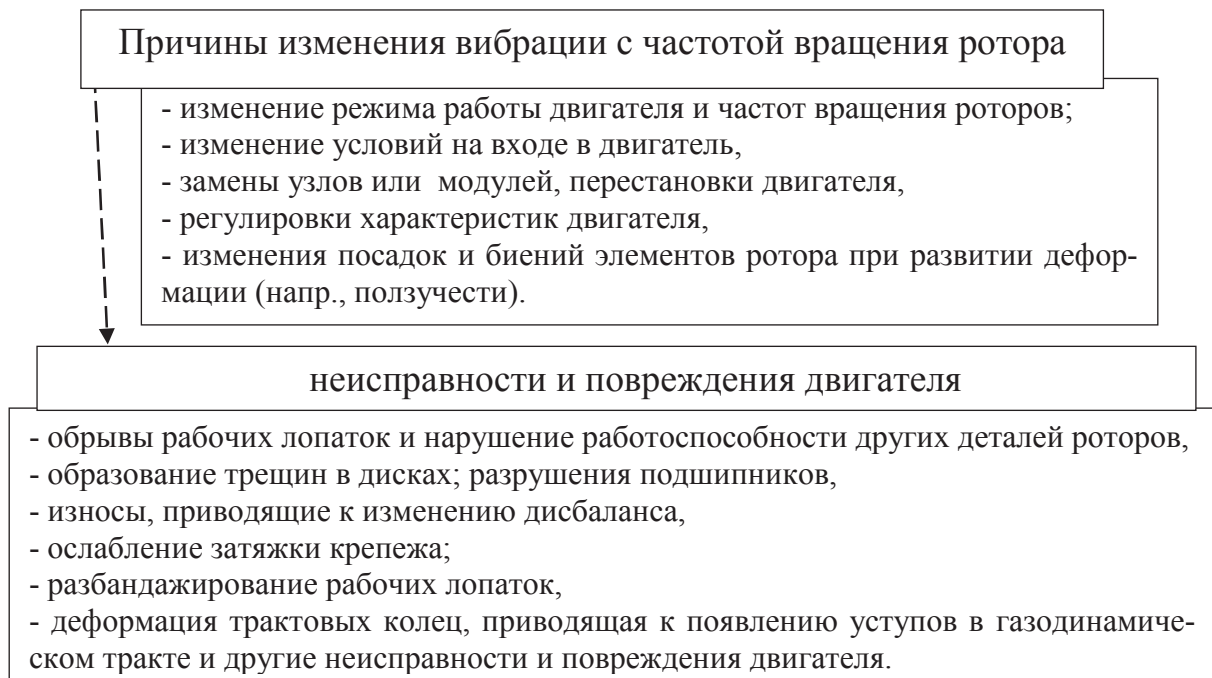


Рис. 2. Причины изменения вибрации с частотой вращения ротора и вызываемые ими неисправности

Помимо проведения исследований с использованием штатного оборудования лабораторий кафедры ДЛА, студентам предлагается апробировать возможность использования для вибрационных и виброакустических оценок современных портативных устройств (смартфонов, планшетов, ноутбуков и т.п.). Эта часть работ предполагает самостоятельный подбор программного обеспечения [11] для располагаемой программной платформы (программ-шумомеров, программ регистрации перегрузок или ускорений располагаемого устройства и т.п.), получение соответствующих данных при работе установок на всех режимах и сравнение результатов с результатами, полученными с использованием штатного оборудования лабораторий. Следует учитывать принципиально различные характеристики датчиков устройств различных производителей и подходить к полученным результатам с учетом этого.

Задачи, решаемые в отдельных работах, отражены в соответствующих разделах настоящего пособия.

2. Основные теоретические сведения

Схема простейшего однодискового ротора представлена на рис.3. На упругом невесомом валу, смонтированном на жестких опорах, размещен диск массой m_d , центр масс которого смещен относительно геометрической оси вала на величину эксцентриситета e . Для исключения влияния гироскопического момента диск расположен посередине между опорами. При вращении ротора с частотой ω возникает центробежная сила $P_{ц}$, вызывающая прогиб вала в месте крепления диска на величину y . Центробежная сила уравновешивается силой упругости $P_{упр}$. Уравнение равновесия:

$$P_{ц} = P_{упр} , \quad (1)$$

где

$$P_{ц} = m_d(y + e)\omega^2 , \quad (2)$$

$$P_{упр} = ky , \quad (3)$$

$$m_d(y + e)\omega^2 = ky . \quad (4)$$

Тогда прогиб вала y :

$$y = \frac{m_d e \omega^2}{k - m_d \omega^2} . \quad (5)$$

Относительный прогиб вала – см. рис. 4.

$$\frac{y}{e} = \frac{1}{\left(\frac{\omega}{\omega_{кр}}\right)^2 - 1} . \quad (6)$$

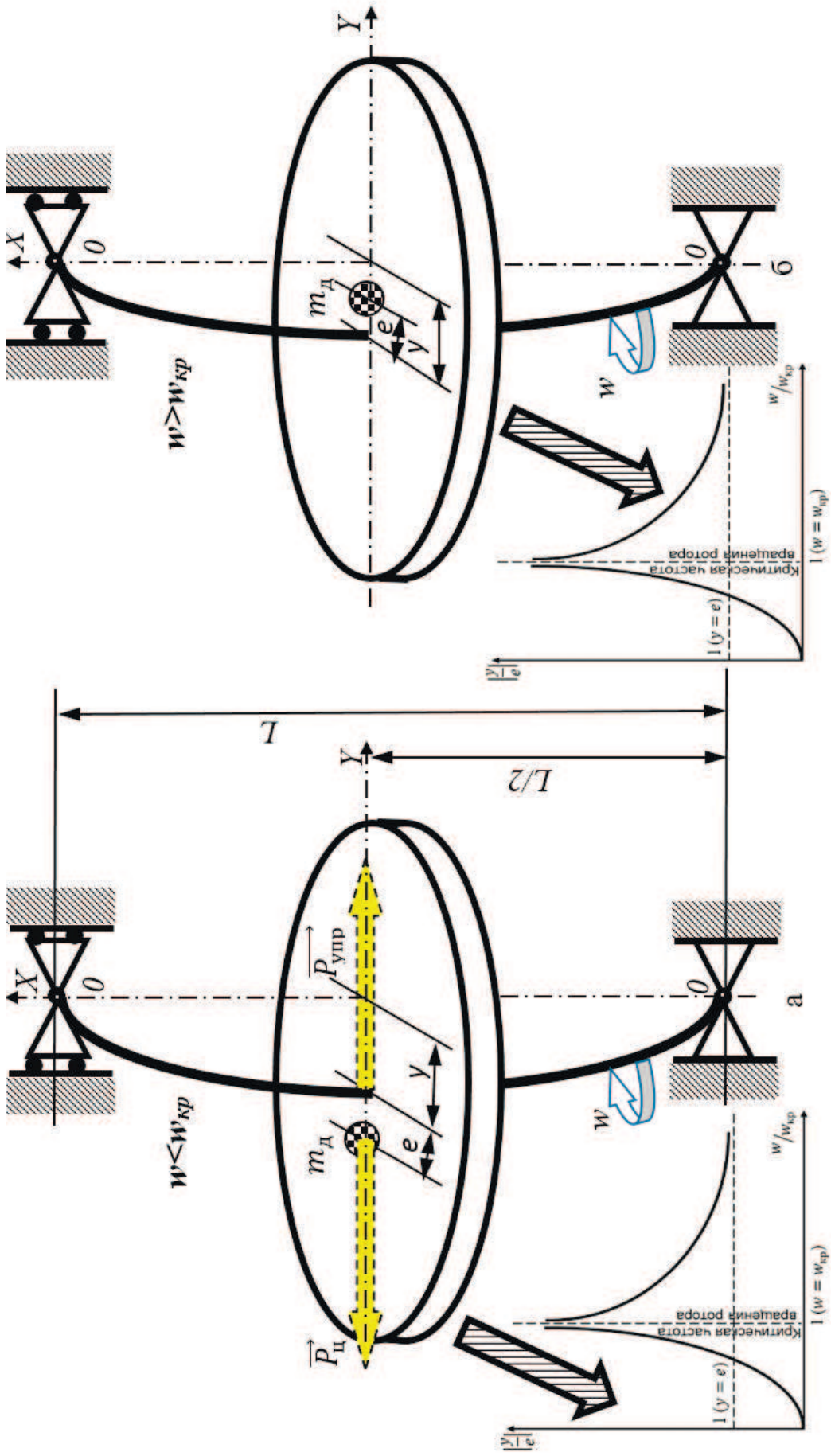


Рис. 3. Схема однодискового ротора и самоцентрирование ротора

P_c – центробежная сила; $P_{упр}$ – сила упругости; m_D – масса диска; y – прогиб ротора в месте крепления диска; e – эксцентриситет; w – угловая частота вращения

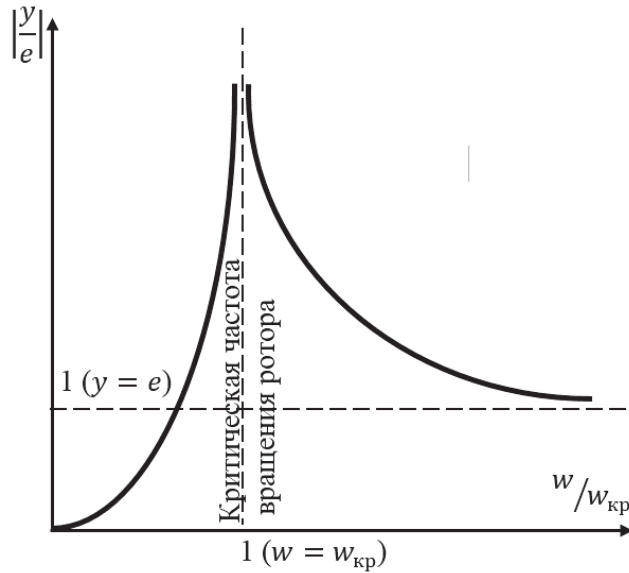


Рис. 4. Зависимость модуля относительного прогиба вала от $w/w_{кр}$

При $k - m_d w^2 = 0$ прогиб стремится к бесконечности. Частота (скорость) вращения ротора, при которой прогиб стремится к бесконечности, называется критической частотой (скоростью) вращения ротора $w_{кр}$ (7).

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{k}{m_d}}. \quad (7)$$

Критическое число оборотов ($n_{кр}$) в минуту

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{m_d}}. \quad (8)$$

3. Основные сведения о конструктивных способах снижения вибрационной опасности и контроле вибраций ГТД

На авиационных ГТД широко применяются конструктивные элементы, позволяющие уменьшить опасность вибраций, генерируемых роторами (подробнее – [1, 5, 7]), а также штатные системы контроля вибраций, включающие в себя датчики различных типов.

В качестве примера можно привести демпферное устройство типа “беличье колесо” (рис. 5, 6), используемое в опорах роторов компрессоров и турбин. В них, помимо механического, предусмотрено масляное демпфирование – при колебаниях валов масло вытесняется из кольцевых полостей, на что затрачивается энергия колебаний валов, и, следовательно, амплитуды их колебаний зна-

чительно снижаются.

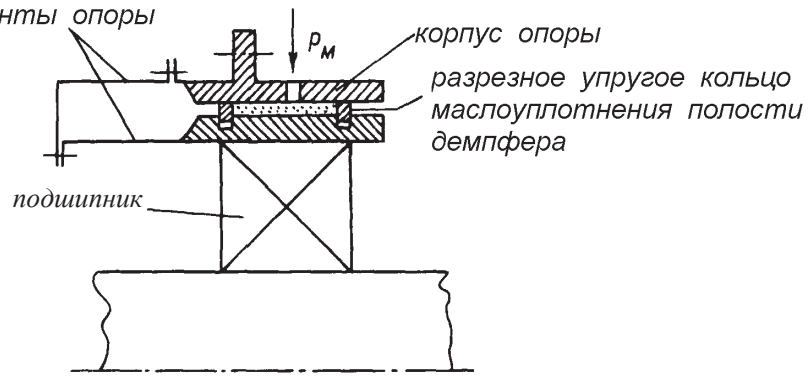


Рис. 5. Схема демпферного устройства
(P_M -подача масла под давлением)

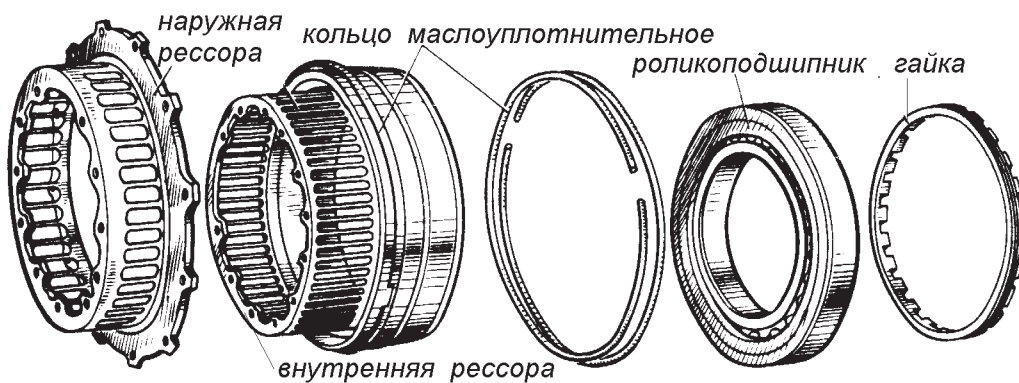


Рис. 6. Элементы передней демпферной опоры ротора КНД
двигателей семейства Д-30К [1]

Выбор типа датчиков и их характеристики и места размещения их на двигателе определяют достоверность и точность измерения параметров вибрации в требуемом диапазоне частот [9].

Вибродатчики, установленные для измерения вибрации самолетных и вертолетных ГТД, отличаются способом съема сигналов, пропорциональных перемещению сейсмической массы. В качестве датчиков перемещений используются индуктивные емкостные, омические, электромагнитные и другие элементы [6].

Выбор типа датчика определяется условиями его применения. Наиболее часто в системах контроля вибрации используют датчики: виброперемещения, виброскорости, виброускорения. Первые характеризуют положение контролируемого объекта, вторые – быстроту изменения его положения во времени, а третьи – быстроту изменения скорости. Эти три параметра, характеризующие вибрацию, являются взаимосвязанными и, контролируя, например, виброускорение, путем однократного или двукратного интегрирования, легко вычислить остальные два параметра [11].

Наличие трех типов датчиков обусловлено необходимостью контроля вибрации на объектах с различными частотными характеристиками. В низкочастотной

области хорошо зарекомендовали себя датчики виброперемещения, для среднечастотных объектов обычно применяются датчики виброскорости, а для высокочастотных – датчики виброускорения.

Исторически, первыми в системах контроля вибрации ГТД нашли применение электромеханические датчики, представляющие собой классические виброметры с низкой (порядка 10 Гц) собственной частотой. К ним относятся индукционные датчики вибрации типов МВ-25, МВ-26, МВ-27, МВ-28, МВ-30, МВ-31. Недостатком этого типа датчиков вибрации является ограниченный частотный диапазон преобразования.

На рис.7,а приведена конструктивная схема датчика МВ-25, который представляет собой сбалансированную массу, выполненную в виде постоянного магнита 7 и помещенную внутри корпуса 8. В корпусе расположена катушка 3. Датчик жестко крепится на специальных фланцах двигателя (в месте замера вибрации) двумя винтами без установки каких-либо прокладок.

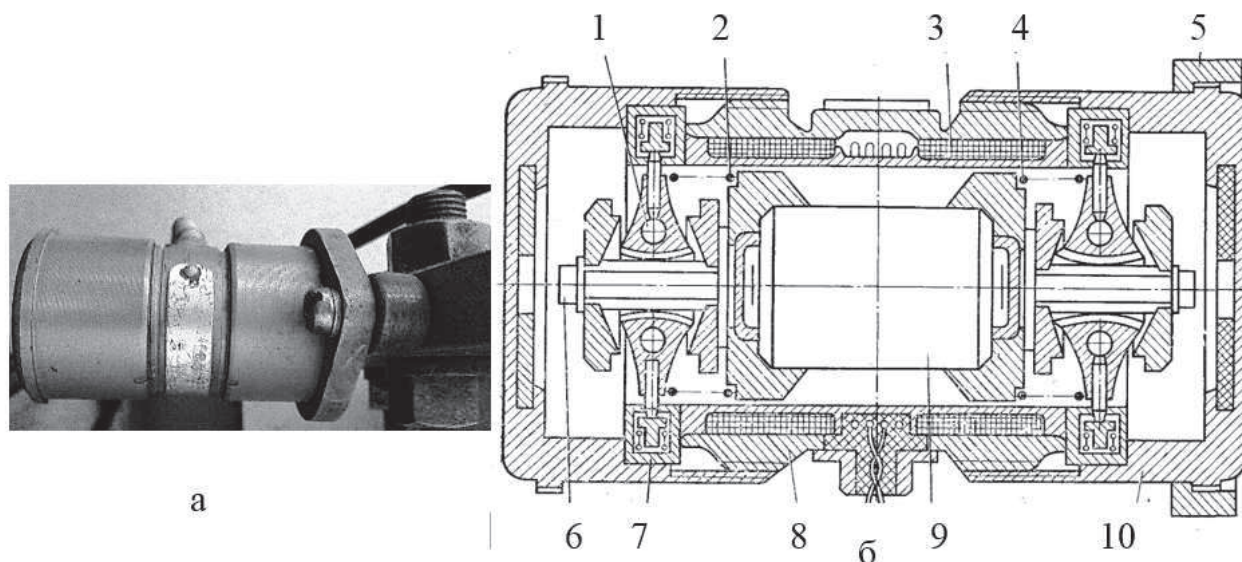


Рис. 7. Внешний вид (а) и конструктивная схема (б) датчика вибрации МВ-25 (1–сектор; 2,4–пружина; 3–катушка; 5–фланец; 6–крышка; 7–постоянный магнит; 8–корпус; 9–подшипник; 10–винт [6])

Датчик вибрации МВ-25 может быть двух типов и предназначен для измерения параметров установившейся вибрации: МВ-25В (вертикальной), МВ-25Г (горизонтальной). Именно такие датчики использованы в конструкции установки к лабораторной работе номер 2.

Принцип работы датчика МВ-25 основан на законе электромагнитной индукции. При смещении корпуса датчика пересечение полем постоянного магнита витков катушки индуцирует в ней ЭДС, величина которой пропорциональна амплитуде вибросмещений и частоте смещений.

Основной величиной, характеризующей датчик и определяющей величину погрешности измерения, является его чувствительность.

Проблема низкой надежности и ограниченного ресурса электромеханических датчиков была решена с созданием пьезоэлектрических датчиков вибрации [9] (пьезоакселерометров – рис.8).

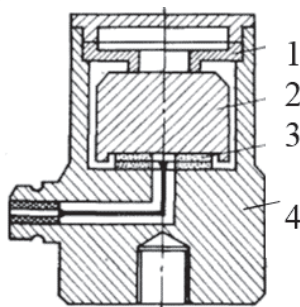


Рис. 8. Схема пьезоэлектрического вибропреобразователя [7]
(1–пружина, 2–инерционная масса, 3–пьезокерамическая пластина, 4–корпус)

Однако, перед постановкой таких датчиков требуется проведение вибрографирования мест их установки, иначе возможно возбуждение пьезоакселерометров на частоте их установочных резонансов и необходимо учитывать, что время релаксации структуры пьезокерамики к исходному стабильному состоянию определяется уровнем и длительностью дестабилизирующего воздействия. Датчики данного типа – МВ-04, МВ-06, МВ-38, МВ-37 и др.. При вибрации двигателя, на котором жестко закреплен пьезоэлектрический датчик, сила инерции груза внутри датчика действует на блок пьезоэлементов. В результате на контактах блока пьезоэлементов генерируется электрический заряд, пропорциональный величине виброускорения. Эти заряды переменной частоты поступают во входное устройство электронного блока на преобразователь заряда в напряжение, которое интегратором преобразуется в напряжение, пропорциональное виброскорости. Пример амплитудно-частотной характеристики двигателя, получаемой с использованием датчиков вибрации, представлен на рис.9.

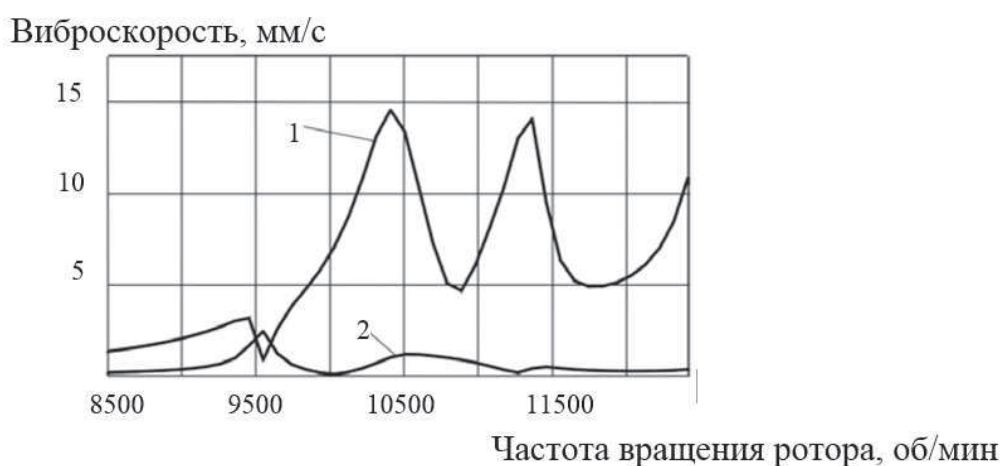


Рис. 9. Пример амплитудно-частотной характеристики двигателя [5]
(1–вибрация на передней подвеске, 2–вибрация на задней подвеске)

С методами вибрационной оценки состояния двигателей тесно связаны методы виброакустической диагностики [7]. При этом съем виброакустической информации осуществляется с использованием с использованием звукофиксирующей аппаратуры.

4. Общая система электропривода лабораторных установок (ЭЛУ)

Система электропривода установок собрана в виде отдельного устройства и снабжена пультом управления – рис.10. Внутри рассматриваемой конструкции смонтированы трансформатор и выпрямитель, электромашинный усилитель и другие элементы систем питания и управления. Необходимость использования электромашинного усилителя в качестве промежуточного звена в системах питания приводных двигателей лабораторных установок объясняется потребностью обеспечения тонкой регулировки частот вращения роторов в необходимых диапазонах работы при высокой стабильности работы.



Рис. 10. Вид панели управления общей системы привода электроустановок с переключателями, установленными в положении “выключено” и порядок работы с системой привода

5. Правила техники безопасности при выполнении работ

Сборку и разборку установок выполнять под руководством преподавателя или сотрудника лаборатории при обесточенном щите питания розеток ауд. 104б.

При проведении эксперимента находиться на резиновом коврик, который предварительно разместить перед стойкой с оборудованием.

Движок ползункового реостата во время проведения эксперимента на вращающемся роторе – не перемещать.

Не прикасаться к соединительным проводам и элементам их крепления в процессе проведения эксперимента и соблюдать прочие общепринятые меры электро- и пожарной безопасности.

Не находиться в плоскости вращения диска и около нее при вращающемся роторе.

Не допускать падения грузов и деталей.

Жесткость правой опоры (поз.10 на рис.11, в работе 1) задавать вращением штурвала только на остановленной, обесточенной установке.

Перед приведением ротора во вращение от электромотора привода – не забыть вывернуть штырь для размещения грузов и установить защитные кожухи (в работе 1).

Перед приведением ротора во вращение от электромотора привода – не забыть расстопорить его выворачиванием стопорного винта с последующей проверкой легкости вращения ротора от руки (в работе 1).

Не оставлять на время проведения эксперимента на вращающемся роторе на столе (на котором размещена установка) посторонних вещей, инструмента и незакрепленного контрольно-измерительного оборудования.

При работе на образцах конкретной авиационной техники:

не пытаться провернуть ротор(-ы) двигателей,

беречься выступов и элементов разрезов, проволочной контровки и т.п.,

не перемещать без необходимости и без предупреждения работающих на технике членов бригады расстопоренные элементы реверсивных устройств и т.п.

Прочие правила:

строго следовать указаниям преподавателя и сотрудников лабораторий при нахождении в помещениях лабораторий.

Лабораторная работа 1

ИССЛЕДОВАНИЕ КРИТИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ВРАЩЕНИЯ ОДНОДИСКОВОГО РОТОРА

1. Задачи работы :

1. установить связь между критическими режимами вращения однодискового ротора и частотой его собственных поперечных колебаний;
2. рассчитать значение жесткости вала однодискового ротора и получить экспериментальные значения жесткости, сравнив результаты;
3. используя полученные теоретические и экспериментальные значения жесткости, рассчитать критические частоты и обороты вращения ротора;
4. экспериментально определить значения частот собственных поперечных колебаний ротора;
5. экспериментально определить значения критических частот вращения ротора с использованием датчика прогиба и (или) датчика вибрации;
6. сравнить результаты определения критических частот вращения однодискового ротора между собой и дать заключение о полученных результатах;
7. с использованием смартфона (планшета или ноутбука) получить данные виброакустических оценок и связать их с критическими частотами вращения ротора;
8. с использованием смартфона (планшета или ноутбука) получить данные вибрационных оценок и связать их с критическими частотами вращения ротора;
9. изучить и задокументировать конструктивные мероприятия по снижению опасности развития опасных вибраций на конкретных образцах техники.

2. Лабораторная установка

На рис. 11 показаны схема, общий вид и перечислен состав лабораторной установки. Она включает в себя массивное основание (0), на которой смонтированы две опоры (4) и (10). В подшипниках опор размещен ротор, состоящий из стального вала (9) постоянного диаметра и диска 6, закрепленного на нем посередине между опорами. Ротор приводится во вращение через муфту (3) от электродвигателя постоянного тока (2), частота вращения которого может регулироваться с пульта, описанного выше. Замер частоты вращения осуществляется с помощью датчика тахометра (13) и указателя оборотов (12). В целях предупреждения возможного разрушения вала при проходе через критическую частоту вращения смонтирован ограничитель прогиба вала (4); при экспериментах с вращающимся ротором предусмотрена также постановка специального силового ограждения диска (15). В комплект установки также входят: звуковой генератор (20) и катодный осциллограф (19). Питание и управление установкой осуществляется с использованием общей системы привода установок, описанной выше.

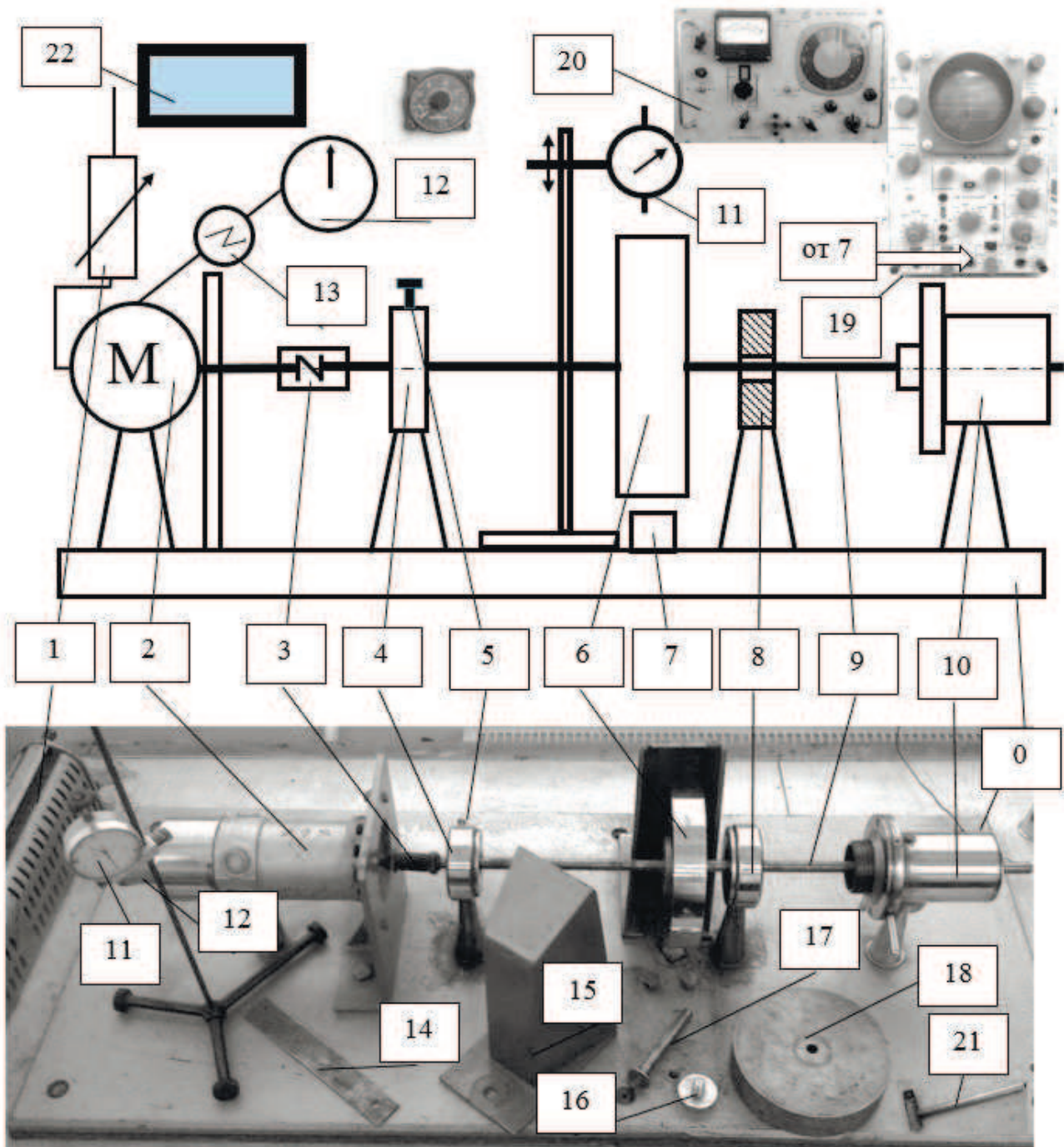


Рис. 11. Схема, общий вид и состав лабораторной установки

1–реостат; 2–электродвигатель; 3–муфта; 4–опора постоянной жесткости; 5–винт-стопор; 6–диск ротора; 7–индукционный датчик определения прогибов вращающегося ротора или вибродатчик как вариант комплектации установки; 8–ограничитель прогибов; 9–вал; 10–опора переменной жесткости; 11–указатель прогибов вала часового типа; 12–указатель датчика частоты вращения; 13–датчик частоты вращения; 14–пластина; 15–защитный кожух; 16–винт крепления защитного кожуха; 17–штырь; 18–груз (2 шт.); 19 – осциллограф; 20–генератор звуковой; 21–молоточек; 22–устройство регистрации и анализа акустических и вибрационных данных (смартфон, планшет и т.п.)

3. Определение критической частоты (оборотов) вращения ротора по результатам определения собственной частоты его поперечных колебаний

Критические частоты вращения ротора могут быть определены на основании свойства равенства их собственным частотам поперечных колебаний ротора.

Для экспериментального определения собственной частоты поперечных колебаний ротора ударами специального молоточка (1) (см.рис.12) по диску (2) (сверху) вызываются свободные затухающие колебания системы. Сигнал от колеблющегося вала с помощью пьезоэлектрического преобразователя (3) подается на вертикальную развертку катодного осциллографа (4), на горизонтальную развертку которого подается гармонический сигнал от звукового генератора (5). Частота звукового генератора подбирается таким образом чтобы она стала близкой к частоте затухающих колебаний – с использованием фигуры Лиссажу на экране осциллографа (см. рис. 12).

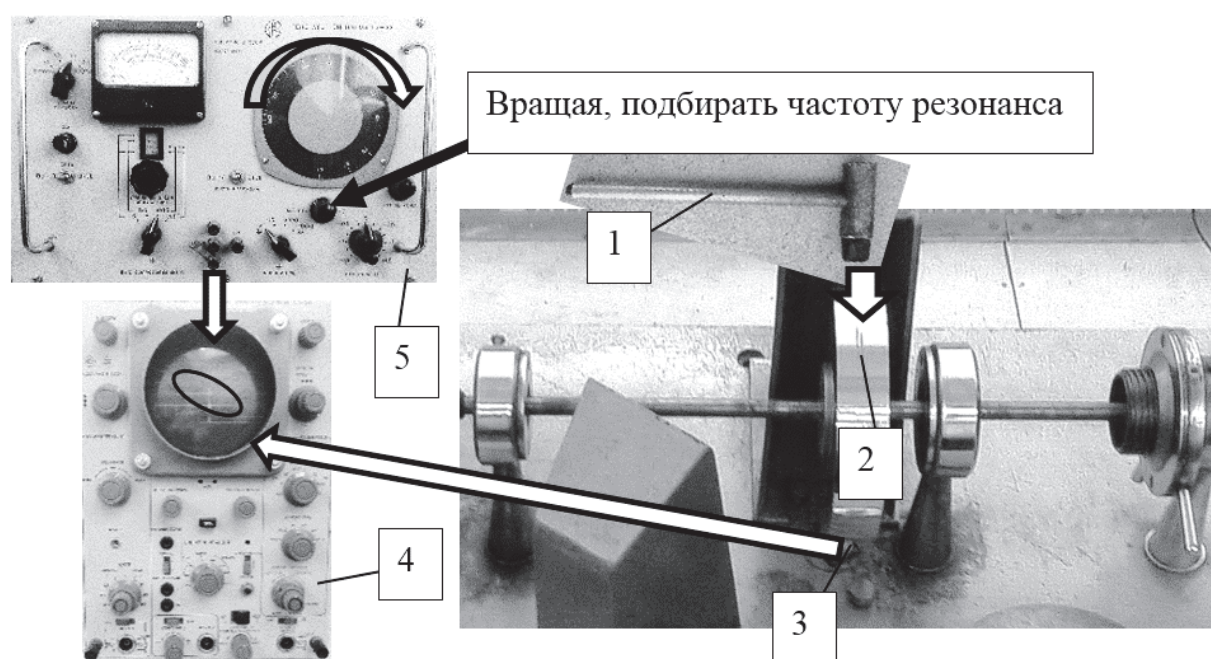


Рис. 12. К экспериментальному определению собственной частоты колебаний

4. Расчетное определение критической частоты вращения (оборотов) ротора

Для расчетного определения критической частоты вращения ротора с использованием выражения (7) или оборотов (8) необходимо знать величину коэффициента поперечной жесткости вала в точке крепления диска. Это может быть сделано как расчетным путем, так и экспериментально.

4.1. Определение критической частоты (оборотов) вращения ротора с использованием теоретически определенного (расчетного) значения жесткости вала

Расчетное (теоретическое) значение жесткости вала для рассматриваемой схемы закрепления может быть определено с использованием выражения (10).

$$k_{\text{расч}} = 109.7 \frac{EI}{L^2}, \quad (10)$$

где

$$I = \frac{\pi d^4}{64}, \quad (11)$$

$k_{\text{расч}}$ – расчетное значение коэффициента жесткости вала, Н/м;

E – модуль упругости материала вала, Па;

d – диаметр вала, м;

I – момент инерции поперечного сечения вала, м⁴;

L – расстояние между опорами, м.

4.2. Определение критической частоты (оборотов) вращения ротора с использованием экспериментально определенного значения жесткости вала

Экспериментально величина коэффициента жесткости вала может быть определена путем нагружения не вращающегося вала известной поперечной силой P и замером, вызванного ею прогиба вала в сечении нагружения, т.е.

$$k_{\text{эксп}} = \frac{P}{y}. \quad (12)$$

Нагружение вала осуществляется силой веса грузов известной массы (5 кг) непосредственно через диск, а измерение соответствующих им статических прогибов вала, зафиксированного от проворачивания, с помощью индикатора перемещений часового типа – см. рис. 13.

Результаты эксперимента сводятся в таблицу вида табл. Измерения выполняются несколько раз с последующим осреднением для уменьшения погрешности.

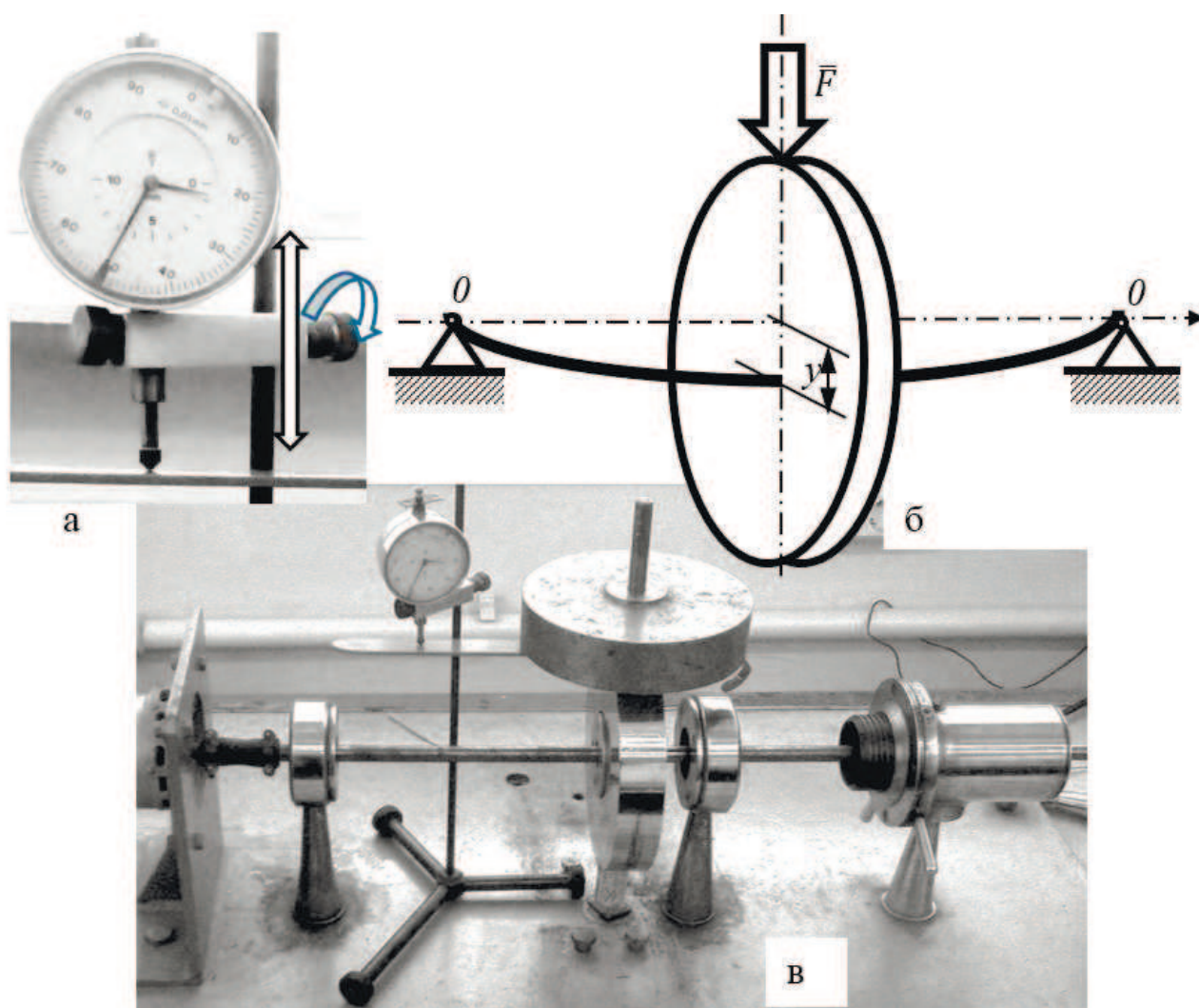


Рис.13. Схема (б), собранная установка для определения жесткости (в) и регулирование положения датчика (а)

Таблица
К экспериментальному определению $n_{кр}$ по статическому прогибу

Масса груза, кг	Показания индикатора $y \cdot 10^{-5}$, м			Коэффициент жесткости $k_{эксп} \cdot 10^{-4}$, Н/м	Средний коэффициент жесткости $k_{эксп\text{ ср}} \cdot 10^{-4}$, Н/м
	при нагружении y_n	при разгрузке y_p	среднее $y_{ср}$		

5. Определение критической частоты вращения ротора по вибрационному и виброакустическому критериям

Для экспериментального определения критической частоты ротор приводится во вращение. Предварительно необходимо убедиться, что вал ротора не зафиксирован стопорным винтом (см. рис. 14), а также установить и надежно закрепить специальное силовое ограждение диска. В плоскостях вращения вращающихся элементов конструкции - не стоять.

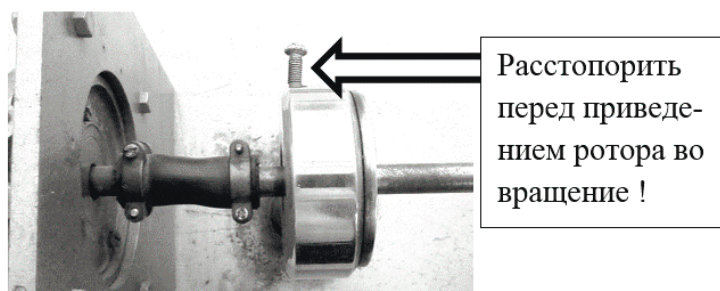


Рис. 14. Стопорный винт (указан стрелкой, поз. 5 на рис. 11)

При плавном увеличении частоты вращения ротора общая "тряска" установки начнет возрастать. Особенно сильной она становится в окрестности критической частоты (скорости), ее нужно проходить ускоренно. При дальнейшем увеличении оборотов "тряска" станет значительно меньше - ротор самоцентрируется. При выбеге ротора с уменьшением частоты вращения и при приближении к критическим оборотам "тряска" вновь сильно возрастает и, затем уменьшается.

Критическую частоту вращения фиксировать по указателю оборотов ротора как при увеличении оборотов, так и при выбеге.

6. Виброакустический и вибрационный мониторинг установки

Параллельно с проведением указанных выше работ выполнить виброакустический и вибрационный мониторинг установки с использованием мобильных устройств и установить связь полученных результатов с результатами определения критических скоростей вращения ротора.

Для этого включить мобильные устройства для регистрации акустических и вибрационных сигналов от установки, поместить устройства на площадках, указанных сотрудниками лаборатории, запустить программы регистрации и анализа этих сигналов [12]. Получить скриншоты (примеры - см. рис. 15-17) и записи видео мониторинга с экрана смартфона. Распечатать скриншоты и обозначить на них моменты времени, соответствующие критическим частотам вращения.

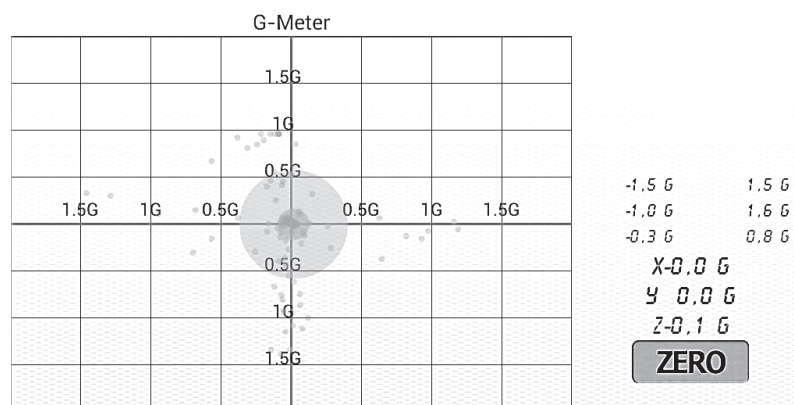


Рис. 15. Пример результатов оценки виброперегрузок с использованием программы “ α -Tools”



Рис. 16. Пример результатов сейсмооценки с использованием программы “ α -Tools”

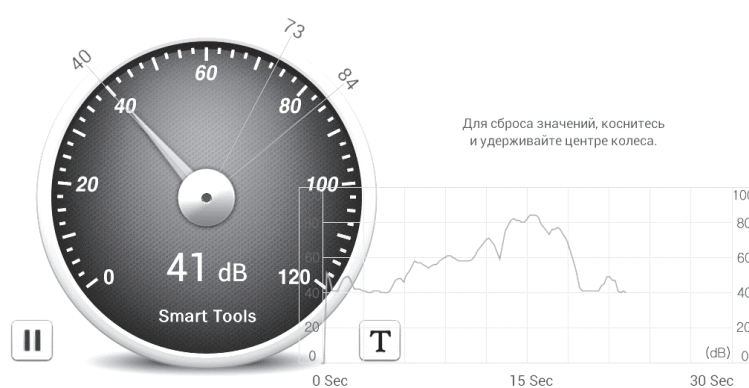


Рис. 17. Пример результатов акустических оценок с использованием программы “SmartTools”

7. Примерный порядок выполнения и хронометраж работы

0. домашняя подготовка – ознакомление с материалами настоящих методических указаний и материалами лекций и других источников (т.н. самостоятельная работа студента – порядка 1 ч), подбор и установка на мобильное устройство программ для акустических и вибрационных оценок (программ-шумомеров, программ регистрации перегрузок или ускорений располагаемого устройства).

Общее время аудиторной работы – 180 мин, из них:

1. 25 мин – аудиторная подготовка – завершение ознакомления с материалами настоящих методических указаний и начало оформления отчета. Опрос о составе лабораторной установки и порядке проведения эксперимента. Ознакомление с правилами техники безопасности,

далее – в бригадах по 3-6 человек (параллельно, со сменой рабочих мест по пп.2-6):

2. 15 мин – подготовка исходных данных и расчет теоретического значения жесткости вала и критической скорости вращения по пп.4.1 с заполнением разделов отчета,

3. 15 мин – экспериментальное определение жесткости вала (ауд.104б) и расчет критической скорости вращения по пп.4.2 с заполнением разделов отчета,

4. 10 мин – экспериментальное определение критической скорости (ауд.104б) по результатам оценки частот собственных поперечных колебаний ротора с заполнением разделов отчета,

5. 12 мин – экспериментальное определение критической скорости (ауд.104б) с использованием вибрационного критерия с заполнением разделов отчета и сравнительной оценкой полученных результатов,

6. 10 мин – виброакустический мониторинг установки с использованием мобильных устройств и установление связи полученных результатов с результатами определения критических скоростей вращения ротора, полученными ранее;

7. 10 мин – вибромониторинг установки с использованием мобильных устройств и установление связи полученных результатов с результатами определения критических скоростей вращения ротора, полученными ранее;

8. 18 мин – изучение и документирование конструктивных мероприятий по снижению опасности критических частот вращения на конкретных образцах техники (ауд.101б-103б) с заполнением разделов отчета,

далее – в подгруппах:

9. 25 мин – решение задач по оценке влияния конструктивных характеристик роторов на критические скорости вращения,

10. 10 мин – завершение оформления отчета,

11. 30 мин – итоговый опрос-собеседование.

8. Содержание отчета о работе

Отчет о работе оформляется в “Журнале лабораторных работ”, а, в случае его отсутствия, должен содержать:

1) название и изложение цели работы и задач работы;

2) схему и описание лабораторной установки;

3) методики проведения экспериментов;

4) таблицу с данными для определения экспериментального значения жесткости вала и результаты расчета;

- 5) алгоритм и протокол расчета теоретического значения критической скорости вращения ротора;
- 6) результаты определения частоты поперечных колебаний ротора;
- 7) результаты определения критической скорости вращения ротора с использованием датчика вибрации (или прогибов ротора);
- 8) результаты виброакустического мониторинга установки с использованием мобильных устройств и их связь с критическими частотами вращения ротора, определенными выше;
- 9) результаты вибромониторинга установки с использованием мобильных устройств и их связь с критическими частотами вращения ротора, определенными выше;
- 10) описание примеров мероприятий по снижению опасности работы роторов на критических режимах на конкретных образцах техники;
- 11) решение задач по оценке влияния конструктивных характеристик ротора на критическую скорость вращения;
- 12) выводы.

9. Контрольные вопросы к работе

1. Каковы основные источники возбуждения вибраций на работающем двигателе?
 2. Дайте понятие критической частоты вращения ротора и поясните в чем состоит практическая необходимость ее определения.
 3. Поясните физический смысл понятия самоцентрирования ротора.
 4. Выполните сравнительный анализ способов определения критических частот вращения роторов.
 5. Опишите состав и назначение элементов экспериментальной установки.
 6. Выполните сравнительный анализ способов определения критической частоты вращения ротора.
 7. Охарактеризуйте способы оценки жесткости ротора и поясните порядок экспериментальной оценки жесткости ротора.
 8. Дайте определение эксцентриситета.
 9. Как влияет расстояние между опорами ротора на критические частоты вращения ?
 10. Как влияет диаметр вала ротора на критические частоты вращения ?
 11. Как влияет материал вала ротора на критические частоты вращения ?
 12. Как влияет на критические частоты вращения упругость опор ротора ?
 13. Как влияет на критические частоты вращения нагрев ротора (равномерный)?
- (в вопросах 6-10 - при прочих равных условиях)?
14. В чем состоят различия между гибким и жестким ротором ?
 15. В чем состоят различия в уравнивании гибких и жестких роторов ?
 16. Как выглядят частотные диаграммы и как они могут быть использованы при исследовании собственных частот колебаний ротора ?

17. Какими исходными данными надо обладать для определения критических частот вращения роторов ?
18. Каковы правила эксплуатации роторов АД ?
19. Какие конструктивные мероприятия позволяют уменьшить уровень вибрации двигателя, генерируемой ротором ?
20. К каким последствиям может привести работа ротора на критических режимах ?
21. Поясните понятие прямой и обратной прецессии ротора. Какая из них представляет большую опасность в эксплуатации ?
22. По каким внешним признакам можно определить работу ротора на критических режимах или прохождение через них ?
23. Поясните какими конструктивными мероприятиями добиваются снижения опасности разрушения ротора в эксплуатации .
24. В чем выражается связь между критической частотой вращения ротора и частотой его поперечных колебаний ?
25. Приведите расчетные отношения для определения критической частоты вращения четырехдискового ротора.
26. Если расстояние между опорами ротора увеличится на 20 процентов, а масса диска уменьшится на 10 процентов, то как изменится критическая частота вращения ротора ?
27. Если диаметр цельного вала ротора увеличится на 10 процентов, а масса диска увеличится на 5 процентов, то как изменится критическая частота вращения ротора ?
(в вопросах 15-18 - при прочих равных условиях)?
28. Как влияет тяга, создаваемая лопаточной машиной на критические частоты вращения ротора ?
29. Опишите и проиллюстрируйте на образцах техники конструктивные мероприятия по снижению вибрационной опасности роторов.
30. Какие мероприятия Вы будете реализовывать в процессе эксплуатации ГТД с целью недопущения продолжительной работы роторов на критических оборотах ?
31. Каковы должны быть ваши действия при эксплуатации ГТД в случаях срабатывания сигнализации вибрации “Превышение нормы” и “Опасная вибрация” ?

Лабораторная работа 2

ИССЛЕДОВАНИЕ КРИТИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА В СИСТЕМЕ “РОТОР-КОРПУС” И ВИБРАЦИИ ГТД

1. Задачи работы :

1. рассчитать и сравнить между собой значения критических оборотов вращения ротора в предположении, что :

а–ротор представляет из себя обособленную конструкцию, размещенную на опорах, смонтированных на массивном основании (по схеме работы 1 настоящих указаний) и

б–ротор размещен в конструкции, схожей по характеристикам с конструкцией (системой) типа “ротор-корпус”;

2. определить экспериментальные значения критических оборотов ротора в системе “ротор-корпус” и сравнить с результатами, полученными при решении задач пп.1;

3. с использованием смартфона (планшета или ноутбука) получить данные для виброакустической диагностики и связать их с критическими частотами вращения ротора в системе “ротор-корпус”;

4. с использованием смартфона (планшета или ноутбука) получить данные для вибрационной диагностики и связать их с критическими частотами вращения ротора в системе “ротор-корпус”;

5. изучить и задокументировать мероприятия по контролю вибраций на конкретных образцах техники и проанализировать особенности конструкций корпусов и опор двигателей, влияющих на вибрации двигателей. Сравнить между собой состав и основные характеристики аппаратуры контроля вибрации двух типов двигателей;

6. изучить и задокументировать конструктивные мероприятия по балансировке узлов на образцах техники;

7. ознакомиться с алгоритмом балансировки ротора вентилятора (с использованием РТЭ двигателя типа Д-36 или другого, конструкция которого предусматривает замену рабочих лопаток вентилятора в эксплуатации).

2. Лабораторная установка

В качестве объекта исследования использована система, показанная на рис. 18. Она состоит из ротора, представляющего собой вал (7) с закрепленным на нем массивным диском (8). Ротор вращается в двух сферических подшипниках, допускающих свободный поворот концевых сечений вала. Подшипники закреплены в корпусах опор (5) и (11). Опора (5) является жесткой, опора (11) – податливой. Она подвешена консольно на шпильках (9), обеспечивающих податливость ее в радиальном направлении. Для измерений вибраций податливой опоры на ее корпусе смонтированы датчики вертикальных и горизонтальных вибраций.

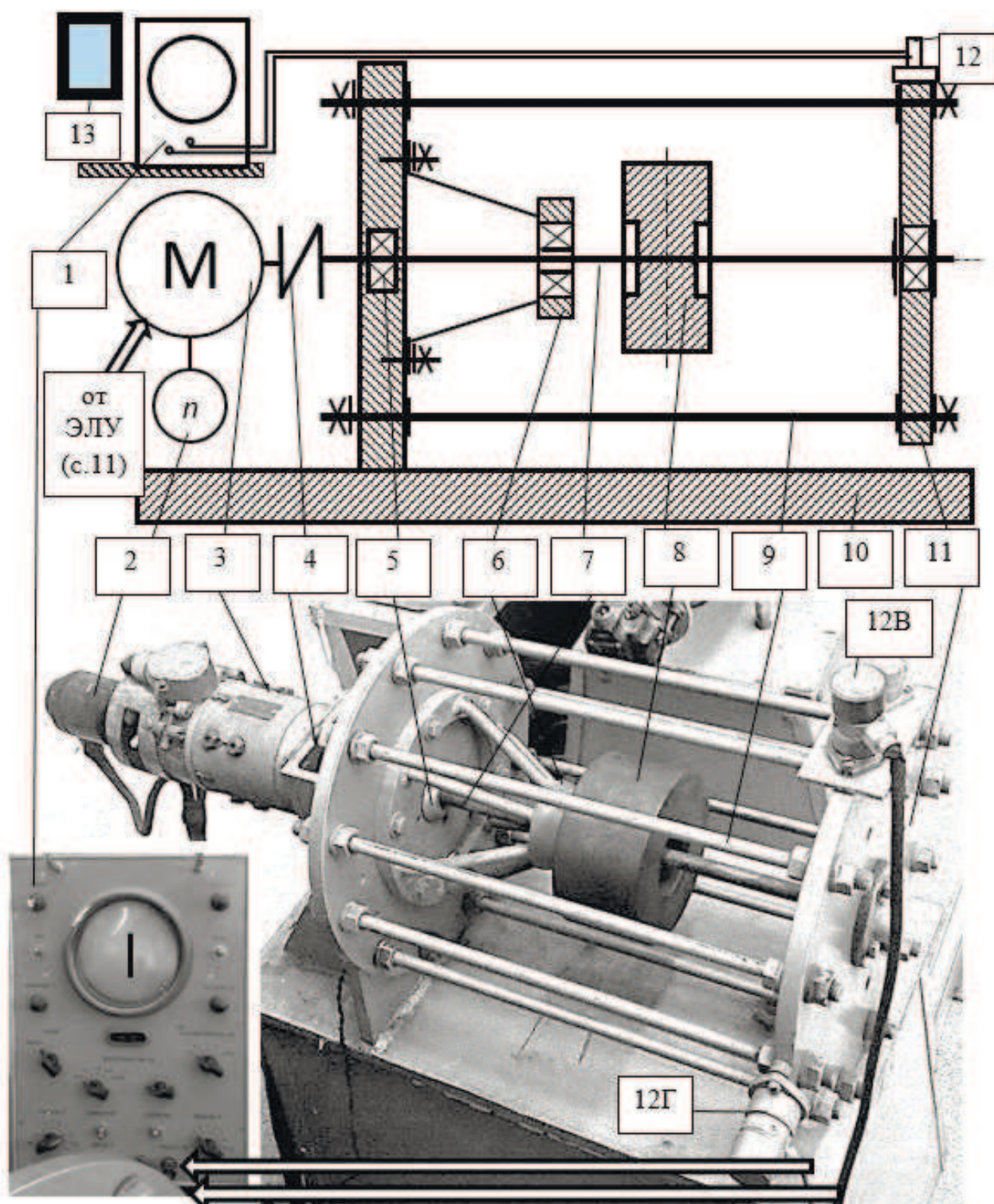


Рис. 18. Схема, общий вид и состав лабораторной установки
 1—осциллограф; 2—датчик оборотов; 3—электродвигатель; 4—муфта; 5—жесткая опора; 6—ограничитель прогибов; 7—вал; 8—диск; 9—шпилька (12 шт.); 10—основание; 11—податливая опора; 12(Г,В)—датчик вибрации; 13—устройство регистрации и анализа акустических и вибрационных данных (смартфон, планшет и т.п.)

Ротор приводится во вращение электродвигателем постоянного тока (3) через упругую муфту (4). Для получения значений оборотов ротора использо-

ван датчик тахометра (2). Для предупреждения опасных прогибов ротора установлен ограничитель (6).

Штатный замер вибрации производится на податливой опоре в вертикальном и горизонтальном направлениях. Для этого на ней закреплены датчик вертикальных вибраций (12В) и датчик горизонтальных вибраций (12Г). В качестве датчиков использованы датчики сейсмического типа МВ-25. Регистрирующий прибор – катодный осциллограф (1). С датчика вертикальных вибраций сигнал подается на вертикальное отклонение луча, а с датчика горизонтальных вибраций на его горизонтальное отклонение.

Дополнительная система измерения вибрации и акустических характеристик формируется из мобильных устройств и программного обеспечения аналогично описанию к работе 1 настоящего пособия.

3. Эквивалентная динамическая модель системы

Объект исследования (рис. 18) представляет собой систему с распределенной массой. Для облегчения расчета критической частоты вращения (оборотов) принято приближенно заменять реальную систему со сложным распределением масс некоторой более простой динамически эквивалентной системой, с несколькими сосредоточенными массами. Число сосредоточенных масс эквивалентной системы и их расположение выбирается в соответствии с естественной концентрацией масс реальной системы. В рассматриваемом случае в качестве такой эквивалентной системы принимают систему, показанную на рис. 19.

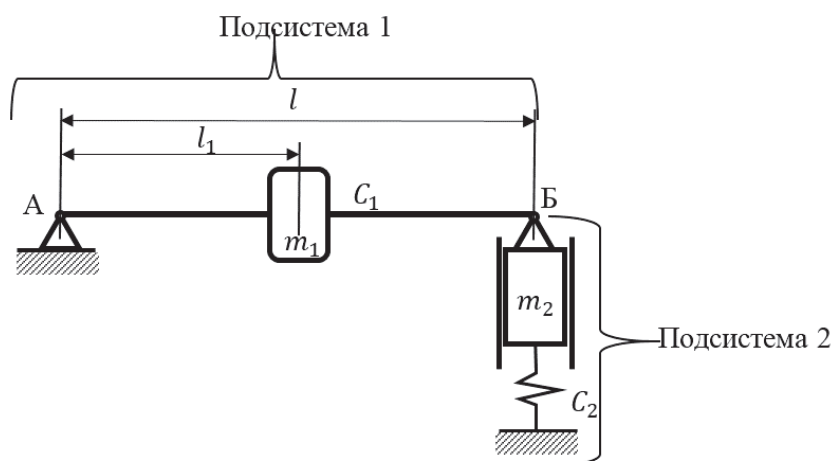


Рис. 19. Схема эквивалентной системы с делением на подсистемы

Упругий невесомый вал опирается на жесткую опору A и податливую опору B . Обе опоры допускают поворот концевых сечений вала. Масса m_1 – приведенная масса ротора. Она сосредоточена в точке крепления диска к валу и включает в себя массу собственно диска с крепежными деталями (масса фланца и болтов) и часть массы упругого вала. Масса m_2 – приведенная масса податливой опоры. Она включает в себя собственно массу податливой опоры, а также половину массы упругих шпилек, на которых опора подвешена.

4. Теоретическое определение критических частот вращения

Для расчета колебаний сложных систем широко используется метод динамических жесткостей. Этот метод позволяет вести расчетный анализ сложных динамических систем, если известны динамические жесткости их отдельных частей. Подробно ознакомиться с методом динамических жесткостей можно в т.ч. в [7,10]. Здесь ограничимся только минимальными необходимыми сведениями.

Отношение амплитудного значения гармонической силы к амплитудному значению гармонического смещения, вызванного этой силой, называется динамической жесткостью. Размерность ее совпадает с размерностью статической жесткости Н/м. Главной особенностью динамической жесткости является ее зависимость от частоты приложенной гармонической силы. Если частота внешней силы равна нулю (статическая сила), то динамическая жесткость равна статической. При частоте внешней силы, совпадающей с собственной частотой системы динамическая жесткость становится равной нулю. Этот режим соответствует резонансу, когда гармоническая сила, имеющая ограниченную по величине амплитуду, вызывает гармонические перемещения с неограниченными амплитудами.

Таким образом, располагая динамической жесткостью системы, можно определить для нее резонансные и, соответственно, собственные частоты.

Непосредственное определение динамической жесткости сложной системы может быть связано с существенными трудностями. Поэтому такую систему расчленяют (см. рис.19) на более простые подсистемы и определяют для них динамические жесткости в точке членения. Затем, вновь объединяя подсистемы в единую систему, находят ее динамическую жесткость в точке сочленения как сумму динамических жесткостей подсистем.

Резонансными являются частотные режимы, на которых динамическая жесткость системы становится равной нулю, т.е. справедливо (13).

Решая уравнение (13) относительно w , находят резонансные (критические) частоты вращения. Для рассматриваемой системы таких частот будет две.

$$w^4 - \left(\left[1 + \frac{C_1}{C_2} \left(\frac{l_1}{l} \right)^2 \right] P_2^2 + P_1^2 \right) w^2 + (P_1 P_2)^2 = 0, \quad (13)$$

где

P_1 (14), P_2 (17) – собственная частота первой подсистемы при закрепленной опоре Б и собственная частота второй подсистемы, c^{-1} ;

C_1 (15), C_2 (18) – коэффициент изгибной жесткости вала в точке крепления к нему диска при опирании на абсолютно жесткие опоры и коэффициент жесткости податливой опоры, Н/м;

$E_B = E_{\text{шп}} = 2 \cdot 10^{11}$ Па – модуль упругости материала вала и шпилек;

I_B (16) – момент инерции вала, m^4 ;

$d_B = 0.015$ м – диаметр вала;

$d_{\text{шп}} = 0.012$ м – диаметр шпилек;

$i = 12$ – число шпилек;

$l = 0.396$ м – расстояние между опорами;

$l_1 = 0.203$ м – расстояние от жесткой опоры до точки крепления диска;

$m_1 = 9$ кг – приведенная масса ротора. ($m_d = 8.6$ кг-масса диска);

$m_2 = 12.1$ кг – приведенная масса податливой опоры.

$$P_1 = \sqrt{\frac{C_1}{m_1}}, \quad (14)$$

$$C_1 = \frac{3EI_B}{l^3 \left(\frac{l_1}{l}\right)^2 \left(1 - \frac{l_1}{l}\right)^2}, \quad (15)$$

$$I_B = \frac{\pi d_B^4}{64}, \quad (16)$$

$$P_2 = \sqrt{\frac{C_2}{m_2}}, \quad (17)$$

$$C_2 = \frac{12E_{\text{шп}}I_{\text{шп}}i}{l^3}. \quad (18)$$

5. Порядок проведения эксперимента по определению критических оборотов ротора в системе “ротор-корпус”

1. Задать положения регулирующих элементов общей системы привода электроустановок согласно рис. 10.
2. Включить осциллограф.
3. Включить устройства для регистрации акустических сигналов от установки, поместить устройства на площадках рядом с установками, указанными сотрудниками лаборатории, запустить программы регистрации и анализа сигналов.
4. Плавно повышая обороты вращения ротора поворотом по часовой стрелке ручки регулирования оборотов, довести их до первых, а затем до вторых критических оборотов. О достижении критических оборотов можно судить по достижению максимальных отклонений луча катодного осциллографа от нулевого значения (уменьшаются при дальнейшем малом увеличении оборотов).
5. Определить величину критических оборотов по указателю оборотов на общей системе привода электроустановок и записать в отчет. Выдерживать систему на каждой из критических частот не более 10 сек !
6. Увеличить обороты и убедиться по катодному осциллографу, что критиче-

ские обороты пройдены.

7. Перевести выключатели (3) общей системы привода электроустановок в положение “Выключено”.

8. Проследить за изменением вибрации на выбеге ротора и получить значения критических оборотов.

9. Остановить регистрацию вибрационных и акустических данных на мобильных устройствах.

10. Выключить общую систему привода электроустановок и осциллограф. Сообщить об окончании экспериментальной части работы сотруднику лаборатории.

6. Примерный порядок выполнения и хронометраж работы

0. домашняя подготовка – ознакомление с материалами настоящих методических указаний и материалами лекций и других источников (т.н. самостоятельная работа студента – порядка 60 мин), подбор и установка на мобильное устройство программ для акустических и вибрационных оценок (программ-шумомеров, программ регистрации перегрузок или ускорений располагаемого устройства).

Общее время аудиторной работы – 180 мин, из них:

1. 15 мин – аудиторная подготовка – завершение ознакомления с материалами настоящих методических указаний и начало оформления отчета. Опрос о составе лабораторной установки и порядке проведения эксперимента. Ознакомление с правилами техники безопасности,

далее – в бригадах по 3-6 человек (параллельно, со сменой рабочих мест):

2. 17 мин – расчет теоретических значений критических оборотов в предположении, что ротор представляет из себя обособленную конструкцию, размещенную на опорах, смонтированных на массивном основании (по схеме работы 1 настоящих указаний) с заполнением разделов отчета,

3. 17 мин – расчет теоретических значений критических частот и оборотов вращения в предположении, что ротор размещен в конструкции, схожей по характеристикам с конструкцией (системой) типа “ротор-корпус” (по пп.4 настоящей работы) с заполнением разделов отчета,

4. 2 мин – сравнить результаты по пп. 2 и 3 и сделать выводы,

5. 10 мин – экспериментальное определение значений критических оборотов ротора в системе “ротор-корпус” (по пп.5 настоящей работы) с заполнением разделов отчета, сравнить результаты по пп. 2 и 3 и сделать выводы,

6. 3 мин – сравнить результаты по пп. 2, 3 и 5 и сделать выводы,

7. 8 мин – виброакустический мониторинг установки и установление связи полученных результатов с результатами, полученными ранее;

8. 8 мин – вибромониторинг установки с использованием мобильных устройств и установление связи полученных результатов с результатами, полученными ранее;

9. 15 мин – решение задач по оценке влияния конструктивных характеристик

роторов на критические скорости вращения,

10. 20 мин – изучить и задокументировать мероприятия по контролю вибраций на конкретных образцах техники и проанализировать особенности конструкций корпусов двигателей, влияющих на вибрации двигателей (ауд.101б–103б).

Сравнить между собой состав и основные характеристики аппаратуры контроля вибрации двух типов двигателей.

11. 20 мин – изучить и задокументировать конструктивные мероприятия по балансировке узлов на образцах техники (ауд.101б–103б).

12. 20 мин – ознакомиться с алгоритмом балансировки ротора вентилятора (с использованием РТЭ двигателя типа Д-36 или другого, конструкция которого предусматривает замену рабочих лопаток вентилятора в эксплуатации) (ауд.102б).

далее – в подгруппах:

13. 25 мин – итоговый опрос-собеседование.

7. Содержание отчета о работе

Отчет о работе оформляется в “Журнале лабораторных работ”, а, в случае его отсутствия, должен содержать:

- 1) название и изложение цели работы и задач работы;
- 2) схему и описание лабораторной установки;
- 3) методики проведения эксперимента;
- 4) результаты выполнения пп.2-12 согласно разделу “Примерный порядок выполнения и хронометраж работы”;
- 5) выводы.

8. Контрольные вопросы к работе

1. Перечислите основные источники вибрации двигателей. Какая причина (источник) вибрации является, на Ваш взгляд, основной (обоснуйте).
2. Дайте понятие критической частоты вращения (оборотов) ротора и поясните в чем состоит практическая необходимость ее определения.
3. Поясните физический смысл понятия самоцентрирования ротора.
4. Поясните как гироскопический момент влияет на критические частоты вращения ротора.
5. Какой из видов прецессии ротора является более опасным ?
6. Опишите состав и назначение элементов экспериментальной установки.
7. Чем объясняется необходимость рассмотрения совместных колебаний ротора и корпуса двигателя и критических частот вращения ротора в системе “ротор-корпус” ?
8. Что понимается под динамической жесткостью и в чем состоит ее отличие от статической жесткости ?
9. Как связаны между собой виброперемещение, виброскорость и виброускорение ? Какие виды нагружения характеризует, в основном, каждая из перечис-

ленных характеристик ?

10. Что означает обращение динамической жесткости в нуль ?

11. Классифицируйте типы датчиков вибрации и охарактеризуйте преимущества и недостатки различных типов.

12. Как скажется на критической скорости вращения ротора увеличение массы корпуса двигателя на 30 процентов (при сохранении прочих характеристик равными) ?

13. Какие параметры применяют для оценки вибрационного состояния двигателей в эксплуатации ?

14. Как скажется на критической скорости вращения ротора увеличение диаметра вала ротора двигателя на 30 процентов (при сохранении прочих характеристик равными) ?

15. Как изменятся критические скорости вращения рассматриваемого в работе ротора при жестком закреплении первоначально податливой опоры

16. По каким внешним признакам можно определить работу ротора на критических режимах или прохождение через них ?

17. Поясните какими конструктивными мероприятиями добиваются снижения опасности разрушения ротора в эксплуатации.

18. В чем выражается связь между критической частотой вращения ротора и частотой его поперечных колебаний ?

19. Если расстояние между опорами ротора увеличится на 20 процентов, а масса диска уменьшится на 10 процентов, то как изменится критическая частота вращения ротора ?

20. Какой агрегат пусковой системы обеспечивает быстрое прохождение через критические обороты при запуске двигателей с гибкими роторами ?

21. Как повлияет изменение материала корпуса на критические скорости вращения ротора ?

22. С использованием какой аппаратуры осуществляют контроль вибрационного состояния двигателей и каков ее состав ? Укажите места размещения датчиков вибрации на образцах техники.

23. Как могут повлиять повреждения рабочих лопаток на критические частоты вращения ротора ?

24. Какие процедуры должны быть выполнены в случае замены рабочей лопатки вентилятора ?

25. В чем состоят особенности конструкций опор двигателей, обеспечивающие снижение уровня вибраций двигателей ? Проиллюстрируйте примерами на образцах техники ?

Литература

1. Авиационные двухконтурные двигатели Д-30КУ и Д-30КП (конструкция, надежность и опыт эксплуатации) / Л.П.Лозицкий, М.Д.Авдошко, В.Ф.Березлев и др. – М.: Машиностроение, 1988.

2. ГОСТ 31320-2006. Межгосударственный стандарт. Вибрация. Методы и критерии балансировки гибких роторов. – М.: Стандартинформ, 2006.

3. ГОСТ Р52526-2006. Национальный стандарт Российской Федерации. Установки газотурбинные с конвертируемыми авиационными двигателями. Контроль состояния по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. – М.: Стандартинформ, 2006.
 4. Динамика авиационных газотурбинных двигателей /Под ред. И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981.
 5. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. – ОАО “Авиадвигатель”. – Пермь, 2006.
 6. Кеба И.В. Диагностика авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Транспорт, 1980.
 7. Лозицкий Л.П. и др. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Воздушный транспорт, 1992.
 8. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. – М.: Машиностроение, 1974.
 9. Столяров Ю.Г. Особенности использования датчиков вибрации для контроля авиационных ГТД. – “Двигатель” №1 (55), 2008.
 10. Умушкин Б.П., Иванов В.П., Чичков Б.А. Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине “Конструкция и прочность авиационных двигателей” для студентов специальности 13.03 всех форм обучения. – М.: МГТУ ГА, 1996.
- Интернет-источники:
11. http://www.devicesearch.ru/article/datchiki_vibracii (на 01.2014 г.)
 12. <http://play.google.com>

Содержание

Введение.....	3
1. Общие замечания.....	3
2. Основные теоретические сведения	5
3. Основные сведения о конструктивных способах снижения вибрационной опасности и контроле вибраций ГТД.....	7
4. Общая система электропривода лабораторных установок (ЭЛУ).....	11
5. Правила техники безопасности при выполнении работ.....	12
Лабораторная работа 1. ИССЛЕДОВАНИЕ КРИТИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ВРАЩЕНИЯ ОДНОДИСКОВОГО РОТОРА.....	13
Лабораторная работа 2. ИССЛЕДОВАНИЕ КРИТИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА В СИСТЕМЕ “РОТОР-КОРПУС” И ВИБРАЦИИ ГТД.....	23
Литература.....	30