значением. Отбирались такие значения $X(i)$, при которых средняя погрешность расчета КПД минимальна.

Идентификация математической модели производилась сначала для ступеней с БЛД. Средняя погрешность моделирования расчетного (максимального) КПД составила 0,513 %, погрешность по пяти точкам (за исключением точки наибольшего расхода) составила 1,00 %.

Далее производилась идентификация эмпирических коэффициентов, отвечающих за потери в ЛД. Средняя погрешность моделирования расчетного (максимального) КПД составила 0,525 %, погрешность по пяти точкам (за исключением точки наибольшего расхода) составила 1,12 %.

Заключение

Новая версия математической модели МУМ позволила более точно описывать процессы, протекающие в элементах проточной части центробежных компрессоров, расширить диапазон параметров компрессоров, для расчета которых ее можно гарантированно применять и повысить точность моделирования газодинамических характеристик.

1. Галеркин, Ю.Б. Турбокомпрессоры. [текст] / Ю.Б. Галеркин // Изд-во КХТ., 2010. – СПб. – С.650.
2. Данилов К. А. Создание математической модели и программных комплексов для оптимального газодинамического проектирования холодильных центробежных компрессоров: дис. ... канд. техн. наук. СПб., 1999. 176 с.
3. Дроздов, А.А. Метод проектирования центробежных компрессоров с осерадиальными рабочими колесами. Дис... канд. техн. наук. - СПбПУ. – 2016. – С. 236.
4. Лысякова, А.А. Совершенствование программ расчета характеристик центробежных компрессорных ступеней с использованием обобщенных диаграмм скоростей обтекания лопаток. [текст]: дис. ... канд. техн. наук / А.А. Лысякова; СПбПУ. – СПб., 2010. –141 с.
5. Соловьёва, О.А. Математическая модель для расчета газодинамических характеристик и оптимизации безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней. [текст] / О.А. Соловьёва // Дис... канд. техн. наук. - СПбПУ. – 2018. – С. 162

Колтаков А.А., Винокуров С.Д., Прилепко Е.В.

Математическая модель электростанции ЭСД-200-30Т-400М, использ-уемая на стадии эскизного проектирования

*Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»
(Россия, Воронеж)*

doi: 10.18411/lj-11-2020-51

idsp: ljjournal-11-2020-51

Аннотация

В статье представлена математическая модель электростанции ЭСД-200-30Т-400М, позволяющая приблизительно определить жёсткость виброизоляторов пола в отсеке оператора при работе дизель-генераторной установки.

Ключевые слова: вибрация, виброизоляторы, жесткость, математическая модель.

Abstract

The article presents a mathematical model of a power plant ESD-200-30T-400M, which allows to approximately determine the rigidity of vibration isolators of the floor in the operator's compartment during operation of a diesel generator set.

Keyword: vibration, vibration isolators, rigidity, mathematical model.

На стадии эскизного проектирования транспортно-технологической машины в общем случае определяются основные параметры, соответствующие её назначению, массы узлов и агрегатов, габаритные размеры, компоновка узлов и агрегатов на раме машины, параметры виброизоляторов агрегатов, которые уточняются в процессе расчетов на прочность, долговечность и надежность узлов машины [1].

Для защиты от вибрации человека и оборудования электростанции ЭСД-200-30Т-400М необходимо применять виброзащитные системы, при расчете которых решается задача по определению жесткости виброизоляторов пола в отсеке оператора при работе дизель-генераторной установки и других агрегатов. При этом определяются так же виброскорости колебаний пола для случаев, когда установлены виброизоляторы и когда виброизоляторы отсутствуют.

Расчетная схема колебательной системы представлена на рисунке 1, это случай, когда на рабочем режиме выставлены опорные стойки.

1 – пол отсека оператора, 2 – платформа станции, 3 – опорные стойки.
Рисунок 1. – Расчетная схема колебательной системы ($M > m$).

Рассмотрим виброзащитную систему для массы m при кинематическом возбуждении со смещением относительно центра масс основания положениями защищаемой массы m ($m \ll M$) и точки приложения возмущающей силы $P(t) = P_0 \sin \omega t$ (рисунок 2).

Рисунок 2. – Упрощенная расчетная схема колебательной системы.

Под действием этой силы основание совершает колебания по закону $S(t)$. Задача виброизоляции здесь состоит в уменьшении динамической составляющей реакции виброизолятора, передаваемой на защищаемый объект, а, следовательно, в уменьшении виброскорости колеблющейся части (пол) массой m с учетом масс оператора и находящегося на полу оборудования.

Принято, что реакция виброизолятора приводится к силе упругости, линейно зависящей от перемещения y . В этом случае уравнение движения точечной массы m при колебаниях основания имеет вид:

$$m[\ddot{y} + \ddot{S}(t)] = -cy \quad \text{или} \quad m\ddot{y} = -m\ddot{S}(t) - cy, \quad (1)$$

где c – приведенный коэффициент жесткости виброизолятора.

При этом необходимо учитывать, что смещение S основания в случае принятой схемы нецентрального приложения силы $\bar{P}$ будет содержать две составляющие.

$$S(t) = S_1(t) + S_2(t), \quad (2)$$

где $S_1(t)$ – вертикальное смещение основания как твердого тела, вызванное действием в этом направлении силы $\bar{P}$ (рисунок 3а);

$S_2(t)$ – смещение, соответствующее углу φ поворота основания как твердого тела вокруг центра масс, вызванное нецентральным приложением силы $\bar{P}$, $S_2 = b \cdot \varphi$ (рисунок 3б).

Рисунок 3. – Упрощенные расчетные схемы для определения вертикального смещения основания (а) и поворота основания (б)

Перемещение S_1 определяется из дифференциального уравнения поступательной составляющей плоскопараллельного движения основания M:

$$M\ddot{S}_1 = -P_0 \sin \omega t. \quad (3)$$

Решение уравнения (3) имеет вид:

$$S_1 = \frac{P_0}{\omega^2 M} \sin \omega t. \quad (4)$$

Угол поворота φ определяется из дифференциального уравнения вращения твердого тела вокруг оси, проходящей через центр масс (вращательная составляющая плоскопараллельного движения основания M):

$$I\ddot{\varphi} = Pa = aP_0 \sin \omega t, \quad (5)$$

где I – осевой момент инерции основания.

Решение уравнения (5) имеет вид:

$$\varphi = -\frac{aP_0}{I\omega^2} \sin \omega t. \quad (6)$$

Тогда

$$S_2 = -\frac{abP_0}{I\omega^2} \sin \omega t. \quad (7)$$

В уравнениях (3) и (5), а, следовательно, в полученных решениях (4) и (7), масса m , как значительно меньшая по сравнению с M , не учитывается.

Из уравнений (3) и (7) следует:

$$\ddot{S}_1 = -\frac{P_0}{M} \sin \omega t; \quad \ddot{S}_2 = \frac{abP_0}{I} \sin \omega t. \quad (8)$$

Следовательно,

$$\ddot{S} = \ddot{S}_1 + \ddot{S}_2 = -P_0 \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right) \sin \omega t. \quad (9)$$

Общее решение уравнения (9) имеет вид:

$$y = A \sin \left(\sqrt{\frac{c}{m}} t + \alpha \right) + \frac{P_0 \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right)}{\frac{c}{m} - \omega^2} \sin \omega t, \quad (10)$$

где первое слагаемое определяет собственные колебания с амплитудой A и частотой

$k = \sqrt{\frac{c}{m}}$ (константы A и α определяются по начальным условиям задачи), а второе –
 $P_0 \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right) / (k^2 - \omega^2)$,
 вынужденные колебания с частотой ω и амплитудой не

зависящей от начальных условий. Благодаря неизбежному наличию тех или иных сопротивлений, собственные колебания будут довольно быстро затухать. Для установившихся вынужденных колебаний, т.е. после затухания собственных, решение принимает вид:

$$y = \frac{P_0 \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right)}{\frac{c}{m} - \omega^2} \sin \omega t. \quad (11)$$

Абсолютное перемещение Z массы m есть сумма перемещения (11) и основания $S(t)$. С учетом выражений (2), (4), (7) получим:

$$Z = P_0 \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right) \left(\frac{1}{\frac{c}{m} - \omega^2} + \frac{1}{\omega^2} \right) \sin \omega t. \quad (12)$$

Дифференцируя равенство (12) по времени, получим выражение для виброскорости:

$$\dot{Z} = P_0 \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right) \left(\frac{\omega}{\frac{c}{m} - \omega^2} + \frac{1}{\omega} \right) \cos \omega t. \quad (13)$$

При отсутствии упругих элементов под массой m с $\rightarrow \infty$, следовательно, из (12):

$$Z = \frac{P_0}{\omega^2} \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right) \sin \omega t. \quad (14)$$

Соответственно выражение для виброскорости получает вид:

$$\dot{Z} = \frac{P_0}{\omega} \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right) \cos \omega t. \quad (15)$$

Аналізу подлежат выражения (13) и (15). Причем, в (15) все входящие величины детерминированы (определены) и не подлежат варьированию. В (13) можно добиваться требуемых значений $\dot{Z}$, варьируя c и массу m . Для m необходимо ввести допустимый интервал изменения $m_1 \leq m \leq m_2$.

В уравнениях (13) и (15) I – осевой момент инерции системы, приближенно составляет $1,9 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; a, b – соответственно расстояния от центра масс основания (платформы) до силы $P(t) = P_0 \sin \omega t$ и до центра пола отсека оператора с действующей на него нагрузкой (рисунок 1). Принято:

$a = 1850 \text{ мм}$; $b = 2825 \text{ мм}$; $m = 275 \text{ кг}$; $M = 14225 \text{ кг}$.

В соответствии с нормами виброскорость в октавных полосах частот в диапазоне 16...63 Гц не должна превышать значение $1,1 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$, т.е. $\dot{Z} \leq 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$. [2].

Из формулы (13) находим требуемую жесткость виброизоляторов пола на рабочем режиме при частоте колебаний $f = 25 \text{ Гц}$ или $\omega = 2\pi f = 157,0 \text{ с}^{-1}$

Принимаем величину остаточного дисбаланса коленчатого вала и маховика у двигателей типа V12-90 $D = (1,9 \dots 4,0) 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{с}^2$, тогда $P_0 = Dw^2 = 3 \cdot 10^{-3} \cdot 197,82^2 = 117,4 \text{ кг} = 1150 \text{ Н}$.

Решая уравнение (2.13) относительно жесткости c при $\cos \omega t = 1$, имеем:

$$c = m\omega^2 \left[\frac{P_0 \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right)}{\dot{Z}\omega - P_0 \left(\frac{1}{M} - \frac{ab}{I} \right)} + 1 \right]. \quad (16)$$

Ранее полученные значения параметров подставляем в (16), тогда $C \approx 616,8 \text{ кН/м}$ для 4-х виброизоляторов пола.

Полученное значение жесткости c является требуемой жесткостью виброизоляторов пола отсека оператора на рабочем режиме.

Таким образом, выражение (16) позволяет произвести приближённый расчёт жесткости виброизоляторов.

1. ГОСТ 2.103-68 Единая система конструкторской документации. Стадии разработки. – М.: Стандартинформ, 2010. 5 с.
2. ГОСТ 12.1.012-2004 Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2010. 20 с.

Колтаков А.А., Винокуров С.Д., Коваленко А.В.

**Математическая модель колебаний пола в отсеке оператора электро-станции
ЭСД-200-30Т-400М на транспортном режиме работы**

*Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия им. проф. Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»
(Россия, Воронеж)*

doi: 10.18411/lj-11-2020-52

idsp: ljjournal-11-2020-52

Аннотация

В статье представлена математическая модель электростанции ЭСД-200-30Т-400М, позволяющая приблизительно определить жёсткость виброизоляторов пола в отсеке оператора при работе дизель-генераторной установки на транспортном режиме.

Ключевые слова: вибрация, виброизоляторы, жесткость, математическая модель.