

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 629.3.027.7

DOI 10.22213/2413-1172-2017-4-3-6

А. А. Липин, аспирант, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева
У. Ш. Вахидов, доктор технических наук, профессор, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева

А. В. Вишняков, аспирант, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева

А. Д. Стрижак, аспирант, Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева

ИССЛЕДОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ РОТОРНО-ВИНТОВЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Анализ работоспособности машин в сложных условиях показывает, что в некоторых случаях по сравнению с колесными и гусеничными машинами менее эффективными оказываются специальные транспортно-технологические средства с роторно-винтовым двигателем (РВД).

РВД хорошо себя зарекомендовали при выполнении ряда разных народно-хозяйственных задач. Они обеспечивают необходимые усилия подачи рабочих органов, удовлетворяют требованиям производительности и проходимости.

Одним из недостатков, препятствующих широкому использованию специальных ТТС с РВД, является высокий уровень колебаний и, как следствие, низкая долговечность, неблагоприятные условия работы операторов, особенно проявляющиеся при движении по весьма характерным для этих машин трассам движения – ледово-снежной поверхности замерзших водоемов.

Значение величин собственных частот является важным параметром в условиях динамического нагружения и при моделировании вибраций и переходных процессов в конструкциях. Определение собственных частот является первым этапом виброанализа деталей и механизмов. Удовлетворением условиям прочности конструкции РВД при вибрациях является несовпадение его собственных частот с рабочим диапазоном действующих внешних нагрузок:

$$F_{\text{собств}} \leq 0,7F \text{ или } F_{\text{собств}} \geq 1,3F,$$

где $F_{\text{собств}}$ – собственная частота исследуемой конструкции; F – рабочая частота механизма.

Если же данное условие не выполняется, то предпринимаются меры по выведению собственных частот из рабочего диапазона конструкции. Это достигается изменением геометрии конструкции и других ее параметров. Также производится оценка опасности резонансных колебаний по величине возникающих деформаций и напряжений в конструкции [1].

Еще один вариант применения модального анализа – проверка динамического поведения конструкции при появлении в ней различных дефектов (дефекты приводят к сдвигу собственных частот, появлению дополнительных форм колебаний, что позволяет их идентифицировать) [2].

Целью работы является исследование колебаний роторно-винтового двигателя. Был проведен сравнительный анализ собственных частот РВД, полученных в результате аналитического решения и модального анализа в САЕ-программе ANSYS Workbench 17.0.

Основой методики определения собственных колебаний РВД являются уравнения колебаний круговой цилиндрической оболочки [3]. Данный подход является ограниченным, поскольку не учитывает все конструктивные особенности шнекоротора. На сегодняшний день программные пакеты, реализующие метод конечных элементов (МКЭ), позволяют проводить модальный анализ достаточно больших конструкций сложной формы [4]. Применение современных САЕ-программ позволяет получить точные результаты значений собственных частот РВД, а также оценить влияние конструктивных параметров на вибропрочность конструкции.

Одним из возбудителей резонансных явлений в роторно-винтовой машине является роторно-винтовой движитель с его изменяющейся скоростью вращения.

В общем случае ротор имеет большое количество частот собственных колебаний, однако при оценке их с позиции воздействия на рабочий орган первостепенное значение имеет минимальная частота. В теоретических расчетах роторно-винтовой движитель представлялся как цилиндрическая оболочка, жестко закрепленная с обоих концов.

Такое допущение правомерно, поскольку длина передней и задней частей мала по сравнению с длиной ротора. Ошибки, вносимые таким упрощением, будут одного порядка с погрешностями измерения. При таком подходе минимальную собственную частоту колебаний ротора ω_p можно определить из выражения

$$\omega_p = \frac{\omega^*}{R_p \left[\frac{\rho_p (1 - \nu_p^2)}{E} \right]^{0,5}},$$

$$\text{где } \omega^* = \sqrt{\delta^2 (n^2 + \psi^2)^2 + (1 - \nu_p)^2 \frac{\psi^4}{(n^2 + \psi^2)^2}};$$

$\psi = \pi R_p (1 + q) L_p^{-1}$; $\delta^2 = 0,083 h_p^2 R_p^{-2}$; R_p – радиус базового цилиндра; ρ_p – плотность материала ротора; ν_p – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости материала; n – число волн в окружном направлении; h_p – толщина стенки ротора; L_p – длина ротора; q – коэффициент, зависящий от соотношения геометрических размеров ротора [5].

Для расчетного анализа собственных частот, форм колебаний упрощенной модели РВД (цилиндрической оболочки) создавалась конечно-элементная модель в ANSYS Workbench с применением shell-элементов. Граничные условия задавались аналогично аналитическому способу решения задачи: с помощью ограничения перемещений fixed support моделировалась жесткая заделка торцевых поверхностей.

Значения минимальных частот колебаний роторов некоторых РВД, полученные аналитическим и численным методами, приведены в табл. 1. Там же даны размеры роторно-винтовых движителей.

Таблица 1. Значения минимальных частот колебаний роторов некоторых РВД

Параметры роторов	Сравнительный анализ частот колебаний			
	Типы машин с РВД			
	ШН-68	ГПИ-66	ГПИ-72	ВМ-99
Длина, м	4,2	4,2	4,1	4,6
Радиус, м	0,4	0,3	0,35	0,55
Толщина, м	0,003	0,003	0,003	0,004
Собственная частота (Биргер), с ⁻¹	52	60	62	45
Собственная частота (ANSYS), с ⁻¹	55	68	61	51

Сравнительный анализ полученных результатов первых собственных частот РВД показал, что погрешность вычислений CAE-программы ANSYS Workbench не превышает 15 %, что позволяет применять расчетный комплекс для расчета и анализа собственных частот более сложных конструкций, приближенных к реальным исполнениям моделей РВД.

В CAD-системе SolidWorks в соответствии с техническими данными была построена трехмерная твердотельная модель шнекоротора, которая является максимально точной имитацией существующей конструкции. Модель импортировалась в среду ANSYS Workbench. Конечно-элементная модель формировалась с применением solid-элементов с учетом необходимой точности для модального анализа. С помощью ограничения перемещения fixed support моделировалась жесткая заделка торцевых поверхно-

стей РВД. На рис. 1 изображена общая схема для расчета.

Расчет роторно-винтового движителя был выполнен в два этапа.

Первым этапом являлось предварительное статическое НДС, которое оказывает существенное влияние на динамические характеристики РВД, поэтому предварительно было смоделировано преднапряжение шнека рабочей скоростью вращения. Поскольку центробежная сила действует в том же направлении, что и силы упругости, то она увеличивает жесткость системы. Поэтому частота колебаний движителя в рабочих условиях выше статической частоты.

На втором этапе расчета РВД поставлена задача поиска свободных колебаний движителя без учета частоты вращения, т. е. определялись так называемые статические частоты колебаний.

На рис. 2 изображена первая форма колебаний РВМ.

Значения минимальных частот колебаний роторов некоторых РВД, полученные при помощи МКЭ, приведены в табл. 2, там же даны детерминированные частоты возбуждения, связанные с рабочими оборотами двигателей.

Как видно из таблицы, условие отсутствия резонанса выполнено не для всех РВД. Для предотвращения резонансов нужно, чтобы ми-

нимальная частота роторно-винтового двигателя отличалась от частот возбуждения РВД. В противном случае необходимо проводить расчет на вибропрочность конструкции. Для более точных результатов необходимо учитывать все конструктивные особенности РВД. Целесообразно рассмотреть влияние каждого из параметров РВД на его минимальную собственную частоту и определить возможные способы ее коррекции.

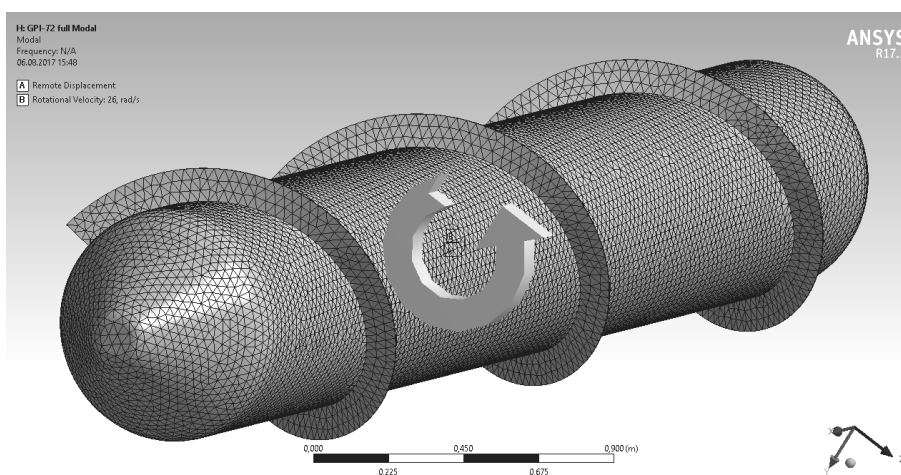


Рис. 1. Общая схема для расчета

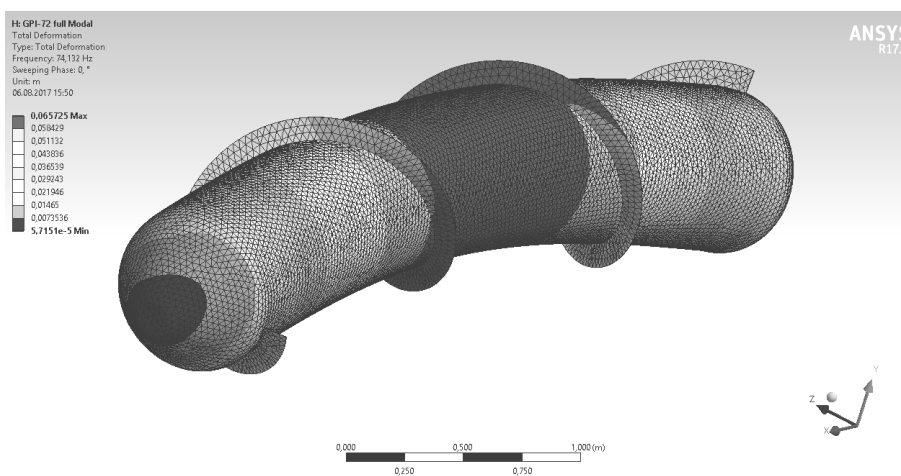


Рис. 2. Форма колебаний ГПИ-72

Таблица 2. Значения минимальных частот колебаний роторов некоторых РВД

Сравнение собственной частоты с частотой возбуждения				
Параметры роторов	Типы машин с РВД			
	ШН-68	ГПИ-66	ГПИ-72	ВМ-99
Частота возбуждения, с ⁻¹	53	53	57	53
Собственная частота (ANSYS), с ⁻¹	79	62	74	57

Библиографические ссылки

1. Мягков Ю. В., Шипелов Ю. С. Определение собственных частот и форм колебаний двигателя внутреннего сгорания // Известия ТулГУ. Технические науки. 2014. № 3. С. 217–220.

2. Сапожников С. Б., Кудрявцев О. А., Шакиров А. А. Рациональный выбор конечно-элементных моделей для модального анализа на примере конструкции сварного металлического каркаса // Вестник ЮУрГУ. Серия: Математика. Механика. Физика. 2014. № 1. С. 55–58.

3. Прочность, устойчивость, колебания : справочник : в трех т. Т. 3 / под ред. И. А. Биргера, Я. Г. Пановко. М. : Машиностроение, 1968. 450 с.

4. Сапожников С. Б., Кудрявцев О. А., Шакиров А. А. Указ. соч.

5. Прочность, устойчивость, колебания: справочник : в трех т. Т. 3.

References

1. Myagkov Yu. V., Shipelov Yu. S. (2014). *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki* [Proceedings of Tula State University. Technical science], no. 3, pp. 217-220 (in Russ.).

Получено 26.09.2017

2. Sapozhnikov S. B., Kudryavcev O. A., Shakirov A. A. (2014). *Vestnik YuUrGU. Seriya: Matematika. Mekhanika. Fizika* [Bulletin of SUSU. Series: Mathematics. Mechanics. Physics], no. 1, pp. 55-58 (in Russ.).

3. Birger I. A., Panovko Ya. G. (eds.). *Prochnost', ustojchivost', kolebaniya : spravochnik* [Strength, stability, vibrations: a reference book]. Moscow : Mashinostroenie (in Russ.).

4. Sapozhnikov, S. B., Kudryavcev, O. A., Shakirov, A. A. (2014). Op.cit.

5. Birger I. A., Panovko Ya. G. (eds.). *Prochnost', ustojchivost', kolebaniya : spravochnik* [Strength, stability, vibrations: a reference book]. Moscow : Mashinostroenie (in Russ.).