

**МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИСТОЧНИКОВ ВИБРАЦИИ КОНСТРУКЦИИ
ДВИГАТЕЛЯ-МАХОВИКА**

Хайдукова В.М.

Научный руководитель: Бритова Ю.А., ассистент, к.т.н.
Национальный исследовательский Томский политехнический университет
Россия, г. Томск, пр. Ленина, 30, 634050
E-mail: vmh1@mail.ru

**METHODS OF DETERMINATION OF VIBRATION SOURCES
OF THE ENGINE-FLYWHEEL DESIGN**

Khaydukova V.M.

Scientific Supervisor: Assistant, Ph.D. Britova Yu.A.
Tomsk Polytechnic University
Russia, Tomsk, Lenin str., 30, 634050
E-mail: vmh1@mail.ru

В статье рассмотрены основные конструктивные и производственные погрешности, а также методы определения источников вибрации конструкции двигателя-маховика системы ориентации и стабилизации космического аппарата с использованием современных средств измерения. Применение описанных методов позволит улучшить вибрационные характеристики двигателей-маховиков на этапе отработки опытного образца.

The main constructive and production errors, methods of determination vibration sources of the spacecraft orientation and stabilization system design engine-flywheel using modern measuring tools are considered in the article. Application of the described methods will improve engines-flywheels vibration characteristics at the stage of prototype testing.

Для стабилизации и ориентации малых космических аппаратов (МКА) широко используются двигатели-маховики (ДМ), представляющие собой быстровращающийся ротор-маховик, расположенный на подшипниках и приводимый во вращение электроприводом.

Основное свойство ДМ – стабильность положения главной оси в пространстве. Для его выполнения необходимо, чтобы значение момента инерции было постоянным. Одна из существенных причин нарушения стабильности положения главной оси ДМ - собственная вибрация.

При проектировании ДМ актуальна проблема вредных возмущающих воздействий, вызванных конструктивными и производственными погрешностями [1].

К основным конструктивным погрешностям относятся: недостаточная жесткость конструкции (маховика, корпуса), неправильно выбранные посадки шарикоподшипников (увеличенный зазор или чрезмерный натяг), неточный расчет по нагрузкам, и, как следствие, неверный выбор шарикоподшипника.

Конструктивные причины являются частично следствием недостаточности проработки теоретических и практических данных по расчету собственных частот отдельных деталей и ДМ в целом.

Производственные погрешности, вызывающие вибрации элементов конструкции ДМ, обуславливаются в основном следующим: технологическими и производственными погрешностями при изготовлении деталей, недостаточным динамическим уравновешиванием маховика, перекосом или затяжкой шарикоподшипников при монтаже, некачественной сборкой.

Основной механизм ДМ – шарикоподшипниковый узел. Спектр вибрации шарикоподшипников состоит из многочисленных гармоник, многие из которых значительны по амплитуде. Вибрация подшипников определяется случайными взаимодействиями геометрически неидеальных поверхностей дорожек качения и шариков. Возможны выбросы энергии, которые оказывают влияние на колебание момента инерции, кинетического момента и на нарушение стабильности главной оси. В шарикоподшипниковом узле вероятны следующие причины неисправности: неровность сепаратора, некруглость дорожек качения внутреннего кольца, зазор подшипника, дефекты шарика и т.д. [2].

В процессе работы ДМ шарикоподшипники постепенно изнашиваются, что увеличивает неуравновешенность ротора.

Неуравновешенность маховика ДМ разделяется на статическую и моментную. Статическая неуравновешенность вызывает центробежную силу $F_{ц}$, вращающуюся с частотой роторной системы ω .

Моментная неуравновешенность роторной системы ДМ генерирует возмущающий момент, который от ДМ передается на перекрестные оси, и тем самым ухудшает точность системы ориентации и стабилизации МКА.

Балансировка ДМ осуществляется посредством двухканального виброанализатора, который позволяет проводить измерения общего уровня вибрации, амплитуды/фазы первой гармоники оборотной частоты. К каналам виброанализатора подключаются акселерометры, которые устанавливаются в двух ортогональных плоскостях балансируемого ДМ.

Балансировка ротора-маховика ДМ проводится в двух плоскостях коррекции до достижения требуемого значения остаточной неуравновешенности.

Принцип работы виброанализатора основан на определении необходимых корректирующих масс и углов, их постановки в указанных плоскостях коррекции. Окончательное значение остаточного дисбаланса вычисляется вручную при заданных в конструкторской документации радиусах плоскостей коррекции. Единицы измерения вычисленного остаточного дисбаланса – г·мм [3].

При вращении в шарикоподшипниках качения даже весьма точно уравновешенный ротор периодически теряет устойчивость из-за асимметрии расположения тел качения относительно оси, проходящей через центры масс шарикоподшипников. В результате появляются вибрации, частота которых не совпадает и не кратна скорости вращения ротора. Вибрации одного шарикоподшипника через детали ДМ влияют на параметры вибрации парного с ним шарикоподшипника.

Теоретически оценить жесткость конструкции на этапе разработки ДМ возможно посредством современных САД-систем, позволяющих создать оригинальные 3D-модели и произвести расчет собственных частот, подобрать приемлемый материал и массогабаритные характеристики [4].

Провести расчет собственных частот шарикоподшипникового узла возможно по общеизвестным математическим выражениям, переменными в которых являются значения конструктивных параметров подшипника и скорость его вращения.

На практике качество конструкции ДМ и его элементов возможно оценить с использованием методов вибрационной диагностики с применением современных средств измерения.

Так, определить собственные частоты элементов конструкции ДМ возможно посредством экспериментального модального анализа. При проведении испытаний создается контролируемое входное возбуждение и проводится анализ его и выходного отклика. В результате проведения модального анализа определяются реальные динамические характеристики конструкций: значения модальных (собственных) частот, уровень демпфирования в каждой точке конструкции и общее демпфирование на выделенных модальных частотах.

Общие сведения о качестве конструкции ДМ возможно оценить при исследовании его вибрационной характеристики (ВХ). ВХ представляет собой зависимость уровня вибрации от скорости вращения ДМ и определяется в рабочих режимах (при включенном приводе) и в выключенном состоянии (при выбеге ротора).

Определение ВХ и обработка полученных данных осуществляется посредством современных средств измерения: датчиков вибрации и анализаторов спектра. Анализ ВХ позволяет оценить качество

балансировки (по уровню вибрации гармоник скорости вращения), сборки подшипникового узла (по уровню вибрации подшипниковых частот), а также значений резонансных частот конструкции ДМ [5].

В качестве примера на рис. 1 представлена ВХ одного из ДМ, полученная посредством анализатора спектра PULSE при использовании трехосевого акселерометра, установленного в районе шарикоподшипникового узла ДМ.

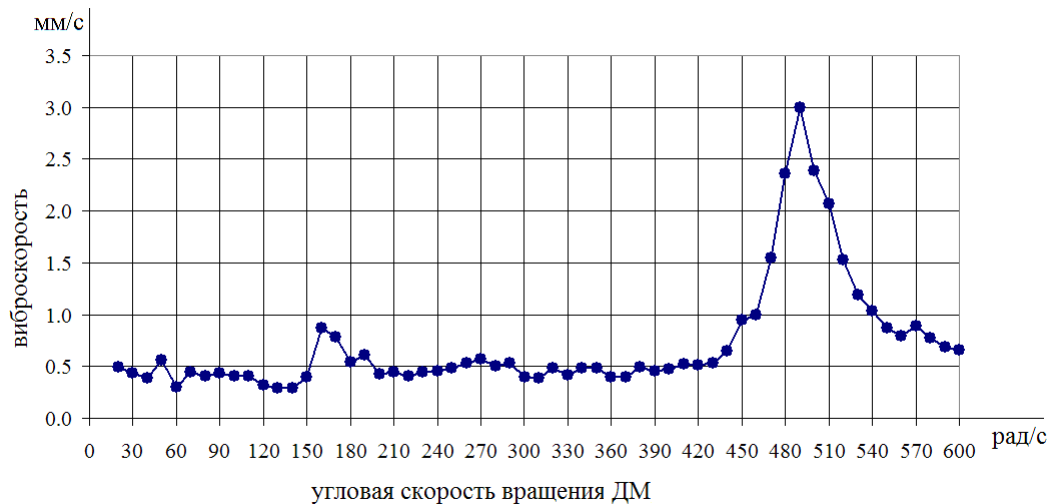


Рис. 1. ВХ ДМ по оси Z

Анализатор спектра PULSE представляет собой основанную на использовании персонального компьютера систему анализа, предназначенную для проведения виброакустических измерений.

Применение теоретических и экспериментальных методов определения источников вибрации конструкции ДМ позволяет оценить влияние того или иного элемента конструкции на общий уровень вибрации ДМ, внести коррективы в конструкторскую документацию и технологический процесс на этапе отработки опытного образца.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гладышев Г.Н., Дмитриев В.С., Копытов В.И. Системы управления космическими аппаратами (Исполнительные органы: назначение, принцип действия, схемы, конструкция): Учебное пособие. – Томск: Изд. ТПУ. 2000. – 207 с.
2. Журавлев В.Ф., Бальмонт В.Б. Механика шарикоподшипников гироскопов / Под ред. Климова Д.М. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
3. Левит М.Е., Рыженков В.М. Балансировка деталей и узлов. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.
4. Влияние жесткости силовых элементов конструкции на величину критической скорости исполнительного органа на базе управляемого по скорости двигателя-маховика (УДМ) / Ю.А. Бритова, В.С. Дмитриев, А.А.Васильцов, И.С.Костарев // Контроль. Диагностика. – 2012. – Т. 1. - № 11. – С. 221-223.
5. Вибрационный анализ динамических характеристик двигателей- маховиков / Ю.А. Бритова, В.Я. Андросов, В.С. Дмитриев // Известия Томского политехнического университета. – 2009. – Т. 315. – №2. Математика и механика. Физика – С. 167-172.