

шники скольжения обеспечивает снижение колебательной мощности, получаемой редуктором.

6. Для надежной работы эластичных подшипников исходный относительный зазор должен быть в 1,5 - 2 раза больше, чем минимально допустимый зазор для обычных баббитовых подшипников.

7. Расходы масла через эластичные подшипники в связи с повышенными зазорами больше, чем через баббитовые подшипники скольжения.

Ю. М. Селивановский, С. Н. Соловьев, Д. Д. Шевченко

ДЛИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДШИПНИКОВ ИЗ МАТЕРИАЛА «МР» В БЫСТРОХОДНОЙ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ

Для снижения уровня структурного шума и вибраций, распространяющихся от зубчатых зацеплений через опоры на корпус зубчатой передачи, были использованы эластичные металлопластмассовые подшипники скольжения из материала «МР» с фторопластом-4 в качестве антифрикционного покрытия.

В связи с малым объемом данных об эксплуатационной надежности этих подшипников, а также об изменениях, которые они претерпевают при работе были проведены длительные испытания зубчатой передачи с опорными упруго-демпфирующими подшипниками. Испытания проводились на установке замкнутого контура, скомпонованной из двух редукторов, выходные валы которых соединены жестко, а входные могут закручиваться один относительно другого с помощью нагрузочной муфты. Использовались быстроходные тяжелонагруженные двухступенчатые судовые редукторы. На одном из редукторов все баббитовые подшипники были заменены упруго-демпфирующими из материала «МР» с фторопластом. На втором редукторе никаких доработок не выполнялось, и он был использован в качестве контрольного образца.

Проведенное сравнение виброакустических характеристик опытного и серийного (контрольного) редуктора подтвердило высокую эффективность упруго-демпфирующих опор как виброизолятора: редуктор с упруго-демпфирующими подшипниками на всех режимах имел значительно меньшую виброактивность. В программе испытаний редуктора были сохранены только неблагоприятные режимы: 100 часов работы на номинальной мощности, 200 часов работы с мощностью 0,8 от номинальной и 100 часов работы с мощностью 0,6 от номинальной. Испытания велись этапами по 6—10 часов каждый. Поскольку наиболее тяжелым для подшипника является пусковой режим, в программу были включены 200 запусков. Для проверки сухих запусков в программу были дополнительно включены 200 запусков без предварительной прокачки масла через

подшипники, в том числе 50 запусков при температуре масла ниже 20° С. Общее время запуска с обязательным выходом на номинальную мощность составляло 2—5 минут. С целью ухудшения условий работы подшипников была применена смазка пониженной вязкости: штатное масло МС-20 было разбавлено газотурбинным в отношении 2:1.

При проведении испытаний не было обнаружено каких-либо дефектов, а также ухудшения работы редукторов. Диаметры опорных шеек остались практически без изменения. Износ фторопласта-4 не превышал 0,1 мм. При осмотре вкладышей после испытания на рабочих поверхностях некоторых из них были обнаружены инородные тела в виде крупинки и металлической стружки. Все инородные тела были полностью погружены во фторопласт, шейки валов не имели задиров либо других дефектов. Виброакустические характеристики опытного редуктора в течение испытаний изменились незначительно и продолжали оставаться лучше виброакустических характеристик серийного образца.

После окончания длительных испытаний опытный редуктор был оставлен на установке для проведения других исследований и проработал более 300 часов без заметных дефектов упруго-демпфирующих подшипников скольжения.

Результаты испытаний подтверждают целесообразность применения упруго-демпфирующих подшипников в редукторах, так как они обладают не только лучшими виброакустическими характеристиками, но и имеют достаточную надежность и работоспособность.

В. А. Садыков

К ВОПРОСУ О МИНИМАЛЬНОЙ ТОЛЩИНЕ СЛОЯ СМАЗКИ В УПОРНОМ УЗЛЕ ПРИ СВЕРХВЫСОКИХ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Упорный гребень применяется для восприятия осевого усилия косоугольного зацепления. При вращении шестерни происходит перекачивание с проскальзыванием конусной поверхности гребня по конусообразному упорному торцу колеса. Осевые усилия в зацеплении стремятся сместить шестерню относительно колеса, но упорный гребень препятствует этому, т. к. реакции на гребне и торце колеса уравновешивают эти усилия.

Проведенные нами в 1968 г. замеры толщины смазочного слоя между упорными поверхностями косоугольного редуктора позволили проверить зависимости для контактно-гидродинамического расчета упорного узла. При этом отмечено, что даже существенное повышение суммарной скорости движения упорных поверхностей приводит к небольшому возрастанию минимальной толщины смазочного слоя между поверхностями.