

Рис. 3. Зависимость коэффициента сопротивления λ от обратной величины относительного эксцентриситета α , a — вязкое масло.

соответствующих значений M для вязких масел. Из этого следует, что для уменьшения сил трения в тяжело нагруженных подшипниках следует применять вязкопластические смазки с возможно большими отношениями $\frac{\theta}{\eta}$ или увеличивать радиальный зазор δ при снижении окружной скорости вала I .

ЛИТЕРАТУРА

1. Тябин Н. В. Основные уравнения реологии вязкопластической среды. Труды Казанского химико-технологического института, 14, 34, 1949, Коллоидный журнал, 13, 55, 1951.
2. А. А. Milne. A theory of rheodynamic lubrication. Kollo -Zeit schrift, 139, 12, 1954.

С. Н. СОЛОВЬЕВ, Ю. М. СЕЛИВАНОВСКИЙ, Д. Д. ШЕВЧЕНКО

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

Исследованные подшипники представляют стальную втулку, на внутренней поверхности ее закреплен слой металлорезины. На металлорезину в горячем состоянии напрессован слой фторопласта, который является поверхностью трения.

Наличие упругой прослойки позволяет компенсировать перекосы, возникающие при изготовлении деталей и в результате неточности монтажа или при неравномерном износе в

эксплуатации. Важным эксплуатационным фактором является низкий коэффициент сухого трения фторопласта, особенно при малых относительных скоростях ($f=0,02$). При увеличении скорости этот коэффициент повышается, однако до величины $pv=22$ не превышает коэффициента трения пары металл — металл при наличии смазки, что значительно уменьшает вероятность задиоров при запуске и отсутствии предварительной прокачки масла. Достоинством фторопластового антифрикционного слоя является нечувствительность к инородным включениям и металлической стружке. Фторопластовый слой в месте попадания стружки резко нагревается и поглощает стружку до того, как шейка вала успевает получить заметные повреждения.

После предварительных испытаний в лабораторных условиях, показавших высокую эффективность рассматриваемой конструкции, комплект подшипников с МР испытывался на натурной двухступенчатой передаче. Экспериментальная установка работала по принципу циркуляции мощности и состояла из двух одинаковых передач, одна из которых являлась испытуемой, а вторая — нагрузочной. Нагрузочная передача имела жесткие баббитовые подшипники. Вибродатчики устанавливались на крышках подшипников и на опорных фланцах испытуемой и нагрузочной передач.

Анализ спектров вибраций опорных фланцев испытуемой и нагрузочной передач показал снижение вибраций на определяющей частоте на 5—8 дБ. На частотах 500—1500 гц уменьшение интенсивности вибраций меньше — 2—3 дБ. На низких частотах, особенно оборотных (125 гц), виброакустические характеристики передачи с упругими подшипниками ухудшаются. По-видимому, это связано с уменьшением жесткости системы и смещением резонанса (при поперечных колебаниях) в рабочую зону оборотов.

Аналогичные исследования, проведенные в Куйбышевском авиационном институте, подтвердили, что материал «МР» обладает высокими демпфирующими свойствами.

Однако в настоящее время очень мало данных об эксплуатационной надежности подшипников из «МР», а также об изменениях, которые они претерпевают при длительной работе. Для накопления опыта и оценки эксплуатационных возможностей подшипников из «МР» были проведены длительные испытания зубчатой передачи с опорными упругодемпфирующими подшипниками. Испытания проводились на установке замкнутого контура. В качестве объектов испытания использовались быстроходные тяжело нагруженные двухступенчатые судовые редукторы (окружная скорость 50 м/сек, удельная нагрузка на зуб 300 кг/см). На одном из редукторов все штатные баббитовые подшипники были заменены упругодемпфирую-

щими из материала «МР» с фторопластом. Характеристики подшипников приведены в табл. 1.

Таблица 1

Колесо	№ подшипника	Диаметр подшипника, мм	Длина подшипника, мм	Окружная скорость, м/сек	Удельное давление, кг/см ²
z_1	7, 8	60	62	25,5	—
z_2	1, 2, 3, 10	80	67	10	32
z_3	3, 4, 11, 12	80	87	10	31
z_4	5, 6	120	120	8,2	19,5

Принимая во внимание повышенный расход масла через упругодемпфирующие подшипники из-за увеличенных, по сравнению с баббитовыми, зазоров, была соответственно доработана система смазки опытного редуктора (увеличены сечения маслоканалов и производительность маслоагрегата). На втором редукторе никаких доработок не велось и он использовался в качестве контрольного образца.

Проведенное сравнение виброакустических характеристик опытного и серийного (контрольного) редуктора подтвердило высокую эффективность упругодемпфирующих опор как виброизолятора. Измерение вибраций производилось с помощью пьезоэлектрических акселерометров, установленных на опорных фланцах редуктора. На рис. 1 приведено изменение общих уровней вибрации опорных фланцев редуктора в районе входного вала в зависимости от числа оборотов. Из графика

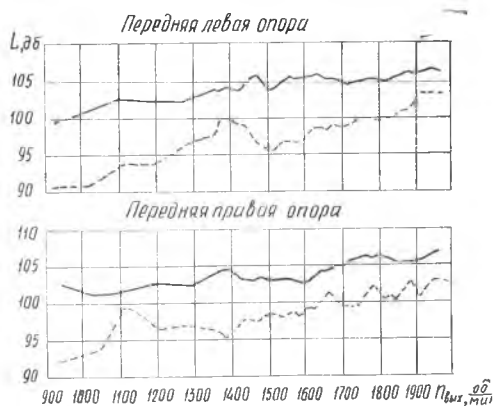


Рис. 1. Общие уровни вибрации опорных фланцев редукторов:

— контрольный редуктор;
 - - - опытный редуктор

следует, что редуктор с упругодемпфирующими подшипниками на всех режимах имеет значительно меньшую виброактивность. При подготовке программы длительных испытаний с целью сокращения общего времени работы редуктора были сохранены только неблагоприятные режимы, и поэтому программа включала 100 часов работы на номинальной мощности, 200 часов — с мощностью 0,8 от номинальной и 100 часов — с мощностью 0,6 от номинальной. Испы-

тания велись этапами по 6—10 часов каждый. Изменение режимов работы установки осуществлялось по «винтовой» характеристике, т. е. обороты редуктора изменялись пропорционально $\sqrt[3]{N}$ (N — выходная мощность).

Поскольку наиболее тяжелым для подшипников является режим работы на запуске (малые скорости не обеспечивают надежного гидродинамического клина), в программу включены 200 запусков. Было принято также во внимание, что по конструктивным соображениям очень часто смазка передачи обеспечивается навешенными маслоагрегатами, т. е. масло может подаваться только при работе редуктора. Поэтому в программу дополнительно включены 200 запусков без предварительной прокачки масла через подшипники, в том числе 50 запусков при температуре масла ниже 20°C. Общее время запуска с обязательным выходом на номинальную мощность составляло 2—5 минут. Запуски без предварительной прокачки выполнялись не ранее, чем через 30 минут после полной остановки редуктора, что обеспечивало полный слив масла из всех подшипников и большинства каналов. С целью еще большего ухудшения условий работы подшипников применялась смазка повышенной вязкости: положенное для данного редуктора масло МС-20 было разбавлено газотурбинным в соотношении 2:1.

При проведении длительных испытаний не было обнаружено каких-либо дефектов, а также ухудшения работы редукторов. Для определения величины износа пластмассовых подшипников до и после испытаний были проведены измерения диаметров вкладышей и шеек валов. Замеры выполнялись по двум поясам по четыре замера в каждом поясе. Диаметры опорных шеек остались практически без изменений. Осредненные результаты измерений подшипников приведены в табл. 2.

Увеличенный износ вкладыша № 8 может быть объяснен влиянием плохой центровки соединительной рессоры. Усилие

Таблица 2

№ подшипника	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Зазор в подшипнике до испытаний, мм	0,55	0,47	0,7	0,49	0,39	0,39	0,55	0,56	0,47	0,47	0,53	0,49
Зазор в подшипнике после испытаний, мм	0,6	0,51	0,73	0,5	0,39	0,39	0,6	0,72	0,56	0,49	0,57	0,55
Износ вкладыша, мм	0,05	0,01	0,03	0,01	0	0	0,05	0,16	0,09	0,02	0,04	0,06

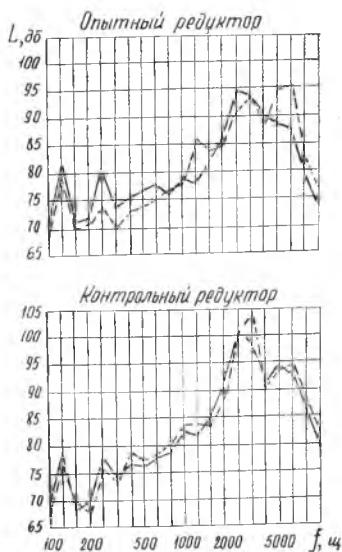


Рис. 2. Осредненный спектральный состав вибраций редукторов на режиме номинальной мощности:

— начало испытаний;
 - - - - - конец испытаний

ступени $f_z = 3100$ гц. При этом на опытном редукторе в начале испытаний интенсивно проявлялась вторая гармоника составляющей ($f_{2z} = 6200$ гц), что могло быть связано с дефектом изготовления передачи. После приработки колес вторая гармоника в спектре заметно снизила интенсивность. В низкочастотной зоне выделяется оборотная составляющая $f_{об} = 125$ гц, как следствие дисбаланса нагружательной муфты, шестерни z_1 и связанных с ними деталей. В конце испытаний у опытного редуктора возросла гармоника оборотной составляющей $f_{2об} = 250$ гц, что, как указано выше, явилось следствием повышенного износа подшипника № 8.

Виброакустические характеристики опытного редуктора в течение длительных испытаний изменялись незначительно и продолжали оставаться лучше виброакустических характеристик серийного (контрольного) образца.

После окончания длительных испытаний опытный редуктор был оставлен на установке для проведения других исследований и проработал более 300 час без значительных дефектов упругодемпфирующих подшипников скольжения.

Результаты проведенных испытаний подтверждают целесообразность использования упругодемпфирующих подшипников в редукторах.

передается только на подшипник № 8, а при 9000 об/мин входного вала подобное усилие может достигать значительной величины. Подтверждают эти предположения большие разрушения шлиц соединительной рессоры как со стороны редуктора, так и со стороны муфты.

При визуальном осмотре вкладышей после испытания на рабочих поверхностях некоторых из них обнаружены инородные тела в виде крупинки и мелкой металлической стружки, по-видимому, оставшейся в маслоканалах при доработке системы смазки. Все инородные тела были полностью погружены во фторопласт, шейки валов не имели задиров, либо других дефектов. На рис. 2 приведен спектральный состав вибраций опытного и контрольного редукторов до и после длительных испытаний (замер на номинальном режиме). Основной составляющей спектра является частота пересопрожения зубьев быстроходной