

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.

По формуле Д. С. Коднира и И. Д. Ратвера минимальная толщина слоя смазки в контакте зубьев возрастает несколько медленнее, чем суммарная скорость движения поверхностей. Трение же в зоне контакта снижает вязкость масла, которая влияет на толщину слоя в той же степени, что и скорость. А тепловыделение в зоне контакта по нашим зависимостям пропорционально почти квадрату суммарной скорости. Совместное действие этих двух противоположно влияющих факторов — возрастание скорости и снижение при этом вязкости — приводит к замедлению роста толщины слоя смазки в контакте.

Проведенные в последнее время расчеты для тяжелонагруженных упорных узлов (погонные нагрузки до 150 кг/мм) при температуре гребня 70—90° С показали, что при суммарных скоростях порядка 150 м/сек наступает равновесие между влиянием скорости и вязкости на толщину слоя смазки в зоне контакта.

При скоростях движения поверхностей свыше 150 м/сек и до 200 м/сек в некоторых случаях намечается даже тенденция к уменьшению минимальной толщины смазочного слоя между упорными поверхностями. При таких скоростях снижение вязкости начинает играть, вероятно, превалирующую роль и перекрывает влияние роста скорости. Правда, снижение это незначительно и не превышает 5—10% при суммарной скорости движения поверхностей 200 м/сек. Однако полученные результаты, по нашему мнению, требуют экспериментального подтверждения.

И. Я. Альшиц, Л. В. Силин

СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ТРУЩИХСЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Для проведения исследований подшипников скольжения с целью повышения износостойкости, прирабатываемости, грузоподъемности и других параметров, определяющих работоспособность, требуется разработка новых рациональных методов исследования испытательных машин и приборов (существующие машины в большинстве случаев не дают достаточно надежных для применения на практике данных).

Антифрикционные свойства материалов зависят не только от условий работы узла, характера и величины нагрузки, условий смазки, температурного режима и т. д., но и от конструктивных факторов. Наибольшее многообразие факторов, влияющих на работоспособность подшипникового узла, проявляется в натуральных условиях, поэтому правильнее определять «антифрикционность узла трения», а не материала. Однако воспроизводить все факторы одновременно в лабораторных условиях нерационально из-за