

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СОПРИКАСАНИЯ УПРУГИХ ТЕЛ

Расчет соприкасания упругих тел, выполненный Герцем, основывается на ряде предположений относительно распределения контактных напряжений и размеров площадки контакта, ограничивающих его использование.

Предлагается методика расчета контактных площадок, сближения и максимальных контактных напряжений, которая лишена указанных недостатков. Контактная задача в общем виде решается при сведении ее к случаю соприкасания плоского штампа с упругим полупространством.

На основе общей методики расчета получено несколько частных решений контактной задачи, например, для случая первоначального контакта в точке, когда зависимость величины зазора между контактирующими телами от расстояния выражается в виде степенной функции с показателем степени, являющимся целым или дробным числом больше нуля.

Предложенная методика расчета подтверждается экспериментальными исследованиями. Она может использоваться при расчете зубчатых зацеплений, шарикоподшипников со сложным профилем желоба, роликоподшипников и т. д., а также окажется полезной в развитии гидродинамической теории смазки.

А. И. Данильченко, М. И. Курушин

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ТРЕНИЯ В КОНТАКТАХ ШАРИКА С БЕГОВЫМИ ДОРОЖКАМИ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКА

Напряжения, возникающие в сепараторе шарикоподшипника в условиях перекоса колец и при недостаточных зазорах плавания и в гнездах, зависят от сил трения в контактах шариков с кольцами. Пользуясь модифицированной зависимостью вязкости смазки от давления, предложенной Кейнелом, можно получить зависимости для определения моментов верчения в контактах. Затем определяются приращение температур по длине площадок контакта и среднее приращение температуры в зоне контакта, снова уточняются толщины смазочной пленки.

Этот процесс производится до приемлемой сходимости. Далее на основе контактно-гидродинамической теории смазки осуществляется расчет сил трения в зонах скольжения опережающих и отстающих шариков. По найденным таким образом силам трения определяются усилия на сепаратор.

Зная величину и распределение усилий, можно рассчитать сепаратор на прочность.

Сравнение полученных решений с результатами экспериментов, проведенных с подшипником одного из роторов ГТД, позволяет рекомендовать разработанную методику для практического применения.

А. И. Данильченко

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ СЕПАРАТОРОВ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Сепараторы шариковых радиально-упорных подшипников, применяемые в узлах опор газотурбинной техники, всегда имеют на стенках гнезд следы воздействия шариков в виде полосок износа. При неблагоприятных сочетаниях радиальной и осевой нагрузок, конструктивных параметров подшипника, перекосе колец и в других случаях воздействие шариков на сепаратор бывает настолько значительным, что приводит к большому износу трущихся поверхностей сепаратора или к его разрыву. Главная причина появления значительных сил взаимодействия шарика и сепаратора определяется изменением скоростей движения шариков по окружности подшипника.

Общепринятым способом уменьшения сил надавливания шариков на перемычки сепаратора является применение гнезд под шарики с «развалом», что существенно повышает уровень вибраций подшипникового узла. В случае применения круглых гнезд под шарики приходится увеличивать зазор между сепаратором и центрирующим бортом кольца (зазор плавания), что может вызвать при определенных условиях работы износ шариков и беговых дорожек колец, а также усталостные поломки сепаратора.

Экспериментальные и теоретические исследования показали, что работоспособность сепаратора и всего подшипника в целом можно повысить выбором оптимального соотношения зазора под шарик в гнезде и зазора плавания, исходя из конкретных условий работы подшипникового узла.

М. И. Курушин, Л. П. Гребнева

РАСЧЕТ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ БЫСТРОХОДНОГО РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА С НАТЯГОМ БЕЗ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКИ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ТОЛЩИНЫ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ В КОНТАКТАХ

С улучшением процесса балансировки и уменьшением остаточных дисбалансов в опорах быстроходных газотурбинных двигателей