

рии, суть которой сводится к решению системы уравнений совместности деформаций контактирующих точек зубьев колеса и шестерни. Можно существенно сократить затраты времени на составление уравнений, используя коэффициенты влияния. Для практической реализации предложенного метода авторами разработаны способы определения податливости основных элементов цилиндрических зубчатых колес: зубьев, ободьев, валов.

При определении податливости зуба контактную линию следует делить на участки (не обязательно равные по длине). Нагрузку в пределах каждого участка можно считать равномерно распределенной и заменить ее равнодействующей сосредоточенной силой, приложенной в середине участка. Суммарная податливость зацепления в рассматриваемой точке может быть представлена суммой частных перемещений от действия изгибающих моментов и поперечных сил, приложенных на различных участках, а также перемещения от местного сжатия. Приведены выражения для определения этих величин.

Деформация обода зубчатого колеса под действием радиальных сил оказывает решающее значение на распределения нагрузки при большой относительной длине зуба. Простейшая расчетная схема может быть представлена в виде короткой цилиндрической оболочки, заземленной одним краем, свободной по другому и нагруженной сосредоточенной радиальной силой в произвольной точке поверхности.

Податливость валов-шестерен можно считать составляющей из двух деформаций: изгиба и кручения. Наиболее сложным является определения эквивалентного диаметра — диаметра гладкого вала, у которого осевой момент инерции поперечного сечения равен осевому моменту инерции поперечного сечения данной шестерни.

Предложенным методом был выполнен расчет давлений у нескольких существенно различных типов судовых редукторов, а последующие натурные измерения показали близкие результаты.

И. Д. Ратнер

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ТОЛЩИНУ СМАЗОЧНОЙ ПЛЕНКИ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Толщина смазочной пленки, разделяющей контактирующие поверхности зубьев, изменяется вдоль линии зацепления, достигая максимального значения в полюсе зацепления. На основании контактно-гидродинамической теории смазки было установлено, что толщина смазочной пленки в зубчатом зацеплении зависит от вязкости смазки, ее пьезокоэффициента, суммарной скорости качения, погонной нагрузки и приведенной кривизны профилей зубьев.

Работоспособность зубчатых передач в процессе эксплуатации в значительной степени зависит от передаваемой мощности, числа оборотов, качества изготовления, коррекции зацепления, фланкирования и т. п. Для оценки влияния конструктивно-технологических факторов и условий эксплуатации на толщину смазочной пленки в зубчатом зацеплении были проведены сравнительные расчеты толщины слоя смазки в цилиндрической прямозубной передаче в зависимости от изменения указанных параметров.

Анализ полученных данных позволил установить следующее:

1. Уменьшение температуры смазки и применение масел с увеличенной исходной вязкостью приводит к значительному росту толщины смазочной пленки вдоль всей линии зацепления и является одним из наиболее эффективных мероприятий по повышению работоспособности зубчатых передач.

2. Изменение передаваемой мощности практически мало влияет на толщину смазочной пленки в зацеплении.

3. Улучшение качества изготовления зубчатых колес, повышение кинематической точности и введение фланкирования приводит к увеличению толщины смазочной пленки в зонах входа и выхода из зацепления, что благотворно сказывается на повышении износостойкости зубчатых передач.

4. Увеличение угла зацепления в результате угловой коррекции приводит к увеличению толщины смазочной пленки вдоль всей линии зацепления.

Используя результаты исследований можно с большей точностью оценивать эффективность мероприятий, направленных на повышение работоспособности зубчатых передач.

Г. А. Лопато

КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Вопросы контактно-гидродинамического расчета приобретают особую актуальность в связи с резко возросшими требованиями к надежности и долговечности зубчатых конических передач в различного рода машинах и механизмах.

В настоящей работе произведена попытка создания инженерной методики контактно-гидродинамического расчета конических передач с круговыми зубьями.

Методика основана на совместном решении контактно-гидродинамической задачи при условии первоначального точечного контакта зубьев этого вида передач.

Предлагается следующий порядок расчета:

1) определение контактных напряжений по обобщенной формуле Герца;

2) задание толщины масляной пленки из условия обеспечения