

значительное увеличение растягивающих напряжений на поверхности впереди средней части и позади боковых частей катящегося контакта.

На контактные напряжения в крайнем поверхностном слое оказывают влияние микронеровности рабочих поверхностей зубьев. Последние приводят к возникновению дополнительных контактных напряжений, не предусмотренных при теоретическом решении контактной задачи. Напряжения, возникающие на неровностях, могут значительно превышать максимальные напряжения сдвига под поверхностью контакта, определяемые при теоретических расчетах.

Наблюдаемый нами при экспериментальном исследовании процесс и характер поверхностных разрушений дает основание гипотетически предположить, что выкрашивание круговых зубьев конических передач является следствием поверхностных нормальных напряжений.

В докладе представлены результаты многолетних экспериментальных исследований конических передач с различными геометрическими параметрами. Обработка результатов экспериментов производилась с использованием теории Герца.

Из представляемого доклада следует вывод о возможности для практических целей производить оценку влияния геометрических параметров конических передач с круговыми зубьями на их контактную прочность по общей формуле Герца с соответствующими опытными коэффициентами.

В докладе приводятся также сведения об уровне допускаемых контактных напряжений смазываемых круговых зубьев конических передач.

К. И. Заблонский, Н. А. Цецорин, Ю. М. Селивановский

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Толщина смазочного слоя, а следовательно, и качество смазки определяются величинами нагрузок, действующих в зоне контактирования зубьев. Давления являются величиной переменной, зависящей от передаваемой мощности, фазы зацепления, конфигурации колес, точности изготовления и т. д. В передачах с относительно большой длиной зубьев (например, судовых) решающее влияние на распределение давлений вдоль контактных линий оказывает конструкция зубчатых колес, что практически не учитывается ни одной из современных методик.

Авторами предложен метод определения давления, действующего по контактным линиям эвольвентной зубчатой передачи. Предлагаемый метод дает возможность учесть все факторы, влияющие на распределение нагрузки. Метод базируется на тео-

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.