

опытно-статистических данных можно сделать вывод, что зубчатые муфты с параметрами $q=100\div 1000$ кг/см, $R=100\div 400$ см, $U_{\Sigma}=1\div 15$ см/сек работают удовлетворительно, если подсчитанные по формулам (2), (5) величины толщины пленок $h > [h] = 0,2 \cdot 10^{-4}$ см.

ЛИТЕРАТУРА

1. Айрапетов Э. Л. Определение контактной деформации зубьев цилиндрических зубчатых колес. «Вестник машиностроения», 1967, № 1.
2. Коднир Д. С. Контактнo-гидродинамическая теория смазки. Куйбышевское кн. изд-во, 1963.
3. Петрусевич А. И. Контактные напряжения, деформации и контактнo-гидродинамическая теория смазки. Докт. дисс., ИМАШ АН СССР, 1950.
4. Попов А. П. Исследование работоспособности компенсирующих муфт при перекосе осей соединяемых агрегатов. Канд. дисс., М., ИМАШ, 1972.

К. И. ЗАБЛОНСКИЙ, С. И. ФИЛИПОВИЧ, М. М. МУХА

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СМАЗОЧНОГО СЛОЯ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

В эвольвентных зубчатых передачах, работающих в условиях жидкостного и смешанного трения, масляный слой помимо влияния на потери в зацеплении, температуру и повреждение зубьев способствует перераспределению нагрузки по контактнoм линиям. В настоящее время выполнено много исследований на основе контактнo-гидродинамической теории смазки в области установления распределения нагрузки в слое по ширине площадки контакта [1, 2 и др.], позволяющих определить эпюру давлений и оценить ее влияние на работоспособность передачи. Вместе с тем практически отсутствуют исследования по установлению распределения нагрузки масляным слоем вдоль контактнoх линий.

Непосредственное влияние масла на распределение нагрузки может иметь различный характер в зависимости от условий трения (жидкостное, смешанное, граничное), так как свойства смазки существенно зависят от давления в слое [3], а оно увеличивается с уменьшением его толщины. При больших давлениях (~ 20000 кг/см²) масляный слой из жидкостного состояния может перейти в вязкоупругое, что характерно для участков с граничным трением. Смазочный слой может также изменять контактную жесткость сопряженных поверхностей [4]. В связи с этим вязкопластичный слой может снижать перво-

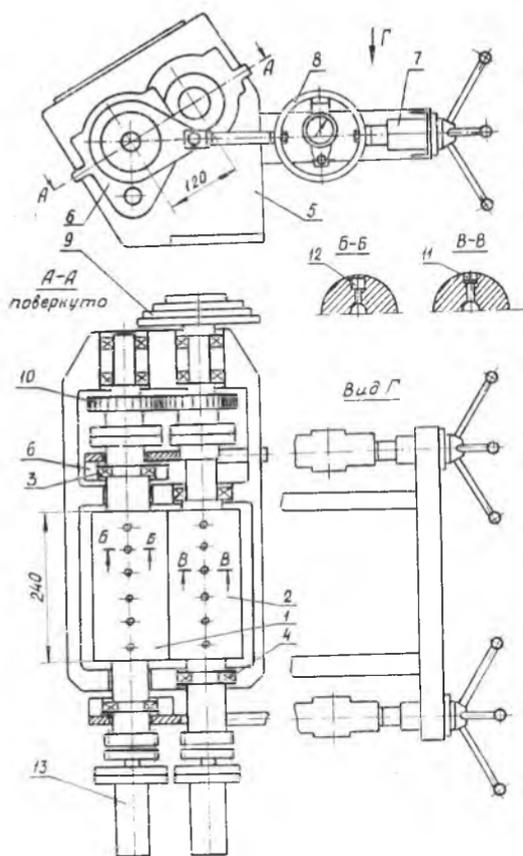


Рис. 1. Роликовая установка

пределение нагрузки вдоль контактных линий на упрощенных моделях, имитирующих контактирование зубьев в передачах, для чего спроектированы роликовая и маятниковая установки, имитирующие перекачивание смазанных зубьев и их ударное воздействие на смазочный слой.

Роликовая установка (рис. 1) состоит из двух цилиндрических роликов 1 и 2 с большой относительной длиной ($\lambda = \frac{l}{d} = 2$), установленных в опорах качения 3 и 4 в корпусе 5. Опоры 3 ролика 1 установлены в качающихся кронштейнах 6, позволяющих прижимать ролики с требуемым усилием с помощью нагружающих устройств 7 с силоизмерителями 8. Наличие двух нагружающих устройств дает возможность создать различный характер распределения нагрузки по длине контактной линии за счет изменения относительного положения роликов. Враще-

начальную концентрацию нагрузки по контактным линиям, либо увеличивать ее вследствие распорного воздействия при неблагоприятном расположении колес относительно опор [5]. Кроме этого, при быстром сближении контактирующих поверхностей (время сближения составляет $10^{-5} \div 10^{-6}$ сек), может наблюдаться запыление масляного слоя в контакте, сказывающееся на его несущую способность и распределение нагрузки.

В связи с тем, что на распределение нагрузки по контактным линиям в зубчатых передачах помимо смазочного слоя оказывают влияние и множество других факторов [6], целесообразно на первом этапе устанавливать влияние смазочного слоя на рас-

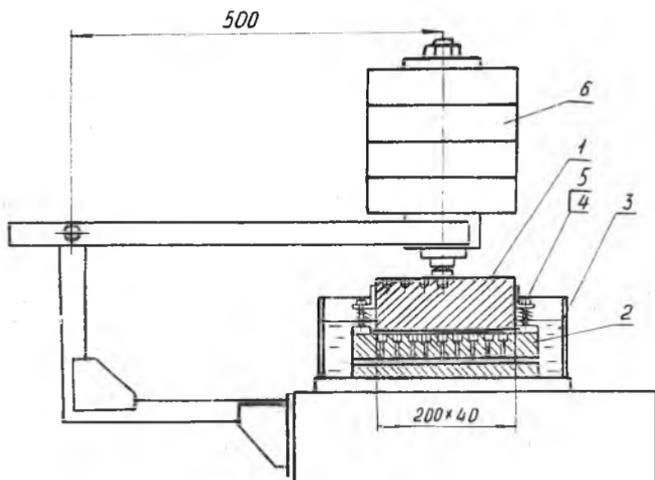


Рис. 2. Маятниковый стенд

ние роликов осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу со ступенчатым шкивом 9, позволяющим варьировать скорость качения, и сменные шестерни 10, допускающие изменение скорости скольжения. Установка позволяет определять толщину смазочного слоя и давление в различных местах по длине контактной линии с помощью разрядных датчиков 11 и датчиков давления 12, расположенных по образующим роликов.

Разрядные датчики представляют собой электроды на керамических изоляторах. Модуль упругости керамики сравнительно высок.

В качестве датчиков давления использованы мембранные датчики конструкции Снеговского Ф. П. [7] с уменьшенными размерами. Показания датчиков через ртутно-амальгированный токосъемник 13 подаются на шлейфовый осциллограф.

Маятниковый стенд (рис. 2) содержит две контактируемые детали в виде плит 1 и 2, погруженных в масляную ванну 3. Плита 1 подвешена над плитой 2 на пружинах 4 и может устанавливаться относительно плиты 2 с различными первоначальным зазором и перекосом с помощью винтов 5. Нагружение стыка производится маятником с грузами 6, причем точка приложения нагрузки к плите 1 может меняться. Это позволяет получить различный характер распределения нагрузки по длине.

Распределение давления при ударной нагрузке устанавливается на нижней плите. Сигналы от датчиков давления, описанным выше, регистрируются шлейфовым осциллографом.

Для установления влияния смазочного слоя на распределение нагрузки вдоль контактных линий предусматривается

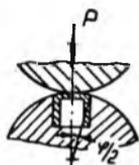
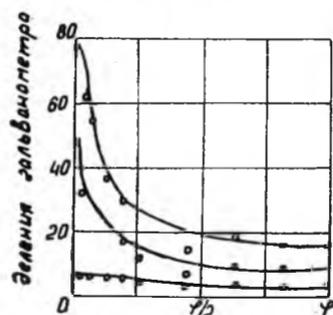
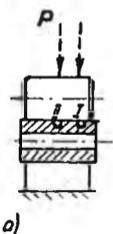
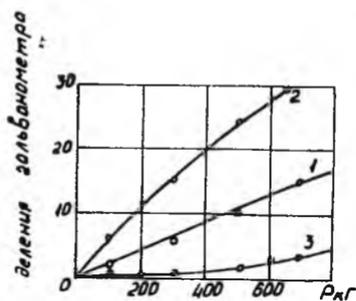


Рис. 3. Результаты тарировки датчиков давления в статике без смазки в контакте:

а — при расположении осей датчиков на контактной линии (1 — показания датчиков I и II при равномерном распределении нагрузки по контактной линии; 2 и 3 — соответственно показания датчиков I и II при неравномерном распределении нагрузки вдоль контактной линии); б — при смещении оси датчика относительно контактной линии за счет поворота нижнего ролика (при равномерном распределении нагрузки по контактной линии и $P = 200, 400, 600$ кг)

лись на прессе ДМ-30. Испытуемые ролики устанавливались так, чтобы датчики располагались в зоне контакта. Нагружение роликов на первом этапе обеспечивало равномерное распределение нагрузки по длине контактной линии за счет приложения внешней нагрузки к середине образующей верхнего ролика.

В ходе исследований устанавливалась относительная чувствительность мембранных датчиков. Затем те же исследования проводились при неравномерном распределении нагрузки по длине контактной линии за счет смещения точки приложения внешней нагрузки на верхнем ролике от центра к торцу на 25 мм.

Результаты экспериментов в виде графиков представлены на рис. 3, а.

В последующих опытах устанавливалась чувствительность датчиков давления при смещении их центра на различное рас-

провести опыты на обоих стендах при отсутствии смазки в контакте и при ее наличии.

Оценка измерительных устройств стендов проводилась экспериментально проверкой работоспособности мембранных датчиков, регистрирующих распределение нагрузки, предварительно в статье, без смазки. Контактные поверхности выполнены в виде роликов диаметром $d = 70$ мм и длиной $l = 90$ мм. В один из них были запрессованы два мембранных датчика, один из которых располагался посередине образующей, а второй — на расстоянии 15 мм от торца. Поверхности роликов шлифовались совместно с датчиками до 8 кл. чистоты. Выводы от тензорезисторов датчиков давления проводились через центральное отверстие в ролике.

Испытания проводи-

стояние от контактной линии роликов. Смещение центров датчиков достигалось поворотом нижнего ролика с датчиками на некоторый угол. Загрузка роликов в процессе эксперимента обеспечивало равномерное распределение нагрузки по контактной линии. Результаты экспериментов приведены на рис. 3, б.

Проведенные опыты показали, что датчики давления обладают достаточной чувствительностью для установления распределения давлений в слое смазки вдоль контактной линии. Максимальная чувствительность их наблюдается при расположении контактной линии вблизи центра датчика ($\pm 0,2$ диаметра датчика).

ЛИТЕРАТУРА

1. Коднир Д. С., Ратнер И. Д. Контактно-гидродинамический расчет зубчатых передач. М., НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 18—67—73, 1967.
2. Петрусевиц А. И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки. «Известия АН СССР», 1951, № 2.
3. Мусаев Ю. А. Определение контактных нагрузок при разрушении сплошной масляной пленки. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. М., ИМАШ, 1972.
4. Чихладзе Г. Е. Экспериментальные данные о влиянии смазки на контактную жесткость чугуновых шлифованных деталей. Труды Грузинского политехнического института, № 5, 1966.
5. Кораблев А. И., Решетов Д. Н. Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач. М., «Машиностроение», 1968.
6. Заблонский К. И. Жесткость зубчатых передач. Киев, «Техника», 1967.
7. Снеговский Ф. П. Экспериментальное определение гидродинамических давлений и толщины смазочного слоя в подшипниках скольжения. — В сб.: «Исследование подшипников скольжения и смазочного оборудования». Машгиз, 1958.

Ю. И. БАЙБОРДОВ, А. П. САВИНОВ

ВЛИЯНИЕ ЭЛАСТОЭФЕКТА НА РАСХОД СМАЗКИ В УПРУГОДЕФОРМИРУЮЩИХСЯ ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

Известно, что в жестких бронзовых и баббитовых подшипниках скольжения расход смазки зависит от зазора в нерабочей зоне. Существующие методики расчета [1, 2, 3, 4, 5, 6] с достаточной точностью позволяют определить расход смазки через рабочую и нерабочую зону подшипника при заданных геометрических и режимных параметрах. На рис. 1 показана схема расположения вала в жестком подшипнике. Положение центра