

зи с тем, что относительная толщина пленки останется меньше 1, т. е. будет сохранен режим полужидкостного трения.

Из заключения можно сделать вывод, что обеспечение жидкостного трения на рабочих поверхностях зубчатых колес и подшипников качения позволит значительно увеличить их работоспособность.

Проведение сравнительных расчетов относительных толщин смазочной пленки при разработке и доводочных работах в эксплуатации позволит с большей эффективностью оценить долговечность и надежность деталей и узлов машин и механизмов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петрусевич А. И. Зубчатые и червячные передачи. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 2, Машгиз, 1948.

2. Индегин С. В. Работоспособность деталей подшипников. Труды ЭИИПП, выпуск 2, Машгиз, 1949.

3. Коднир Д. С. Контактно-гидродинамическая теория смазки. Куйбышевское книжное издательство, 1963.

4. Розенберг Ю. А. Влияние смазочных масел на долговечность и надежность деталей машин, «Наука», 1970.

5. Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятности и математической статистики для технических приложений. «Наука», Москва, 1969.

6. Некоторые вопросы усталостной прочности стали. Машгиз, 1970.

7. Коднир Д. С., Курушин М. И., Ратнер И. Д. Расчет толщины смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения. Труды Куйбышевского авиационного института, выпуск 40, Куйбышев, 1969.

8. Bartz W. I. Lur Bedeutung der Elastohydrodynamik für das Auslegen von Fahrradpaarungen. Konstruktion, № 7, 1971.

9. Danner Charles H. Fatigue life of tapered roller bearings under minimal lubricant films. ASLE Trans. № 4, 1970.

И. Д. РАТНЕР

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

Нормальная работа современных высокоскоростных тяжело нагруженных зубчатых передач обеспечивается при условии обильной смазки поверхностей зубьев. При взаимном качении со скольжением рабочих профилей зубьев между ними образуется смазочная пленка, которая обеспечивает жидкостный режим трения и осуществляет теплоотвод из зоны контакта. Согласно основным положениям контактно-гидродинамической теории смазки, увеличение толщины смазочной пленки в зоне зацепления существенно улучшает работоспособность зубчатых передач, благодаря повышению их износостойкости и контактной выносливости.

По данным теоретических и экспериментальных исследований [1], [2] толщина смазочного слоя в зубчатой передаче зависит от вязкости смазки, ее пьезокоэффициента, суммарной скорости качения, удельной нагрузки и приведенной кривизны в зоне зацепления. Вследствие изменения этих параметров вдоль линии зацепления, толщина смазочной пленки также меняется в процессе зацепления, достигая для прямозубых цилиндрических передач максимального значения в полюсе [3], [4] (см. рис. 1).

В процессе эксплуатационной доводки и совершенствования зубчатых передач, для повышения их долговечности и надежности, осуществляют различные конструктивно-технологические мероприятия. К ним относятся угловая коррекция передачи, изменение передаваемой мощности и числа оборотов, улучшение точности изготовления зубчатых колес, внедрение фланкирования зубьев, изменение температуры масла и его сорта. Оценка влияния изменения этих факторов на толщину смазочной пленки в прямозубой цилиндрической зубчатой передаче была проведена с помощью сравнительных расчетов по ранее разработанной методике [1], [4]. Следует отметить, что исследование влияния отдельных факторов на толщину смазочной пленки производилось комплексно, с учетом их влияния на основные параметры передачи. Так, например, изменение сорта смазки влияет на вязкость смазки, ее пьезокоэффициент, а также на коэффициент трения в зацеплении и, следовательно, на температуру смазочного слоя.

Результаты расчетов в относительной форме приведены на рис. 2 и 3.

Анализируя результаты исследований, можно отметить следующее:

1. Увеличение угла зацепления приводит к соответствующему увеличению толщины смазочного слоя в полюсе зацепления и к еще более значительному увеличению толщины смазочного слоя в зоне входа и выхода из зацепления. Это объясняется уменьшением приведенной кривизны зубьев, увеличением суммарной скорости качения и уменьшением температуры смазочной пленки в крайних точках линии зацепления.

2. Уменьшение температуры смазки ведет к повсеместному значительному увеличению толщины смазочного слоя вследствие увеличения вязкости смазки и ее пьезокоэффициента.

3. Аналогичным образом воздействует применение смазочных масел с увеличенной исходной вязкостью смазки.

4. Уменьшение передаваемой мощности приводит к некоторому возрастанию толщины смазочной пленки за счет уменьшения погонной нагрузки и температуры в слое смазки.

5. Рост числа оборотов ведущей шестерни ведет к увеличению толщины смазочной пленки вследствие увеличения суммарной скорости качения и некоторого снижения величины коэффициента трения и температуры смазочного слоя.

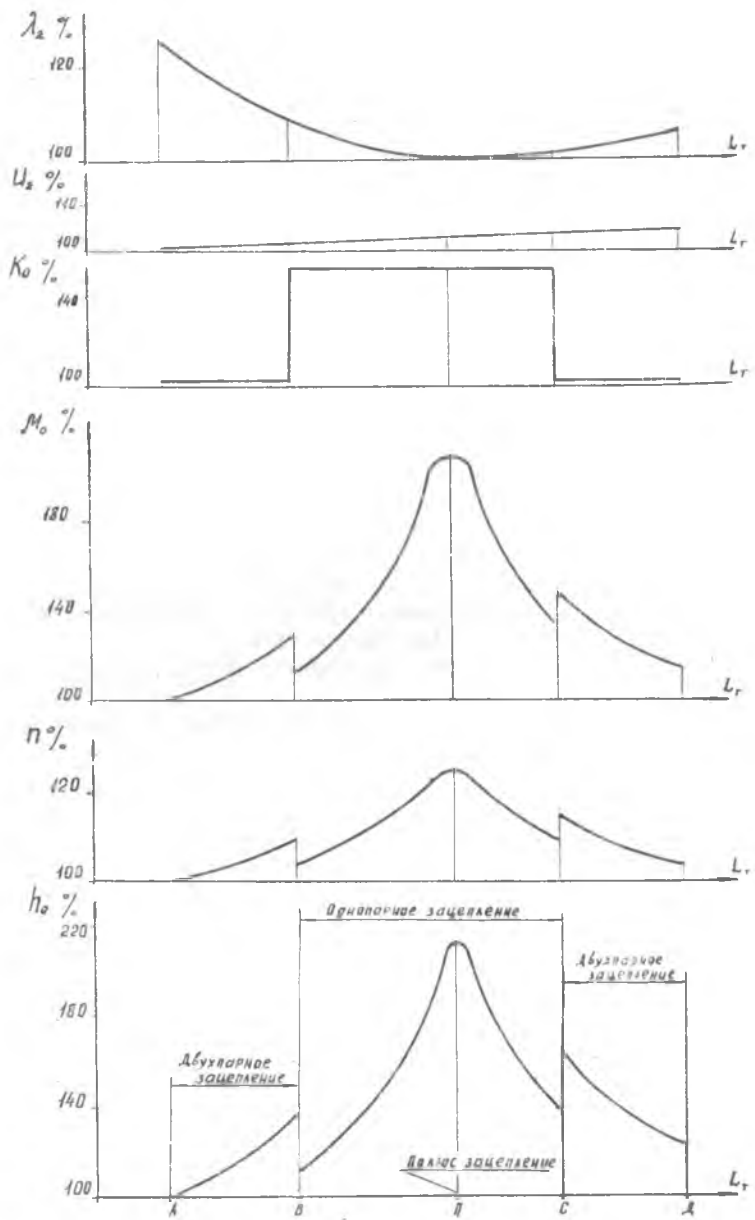


Рис. 1.

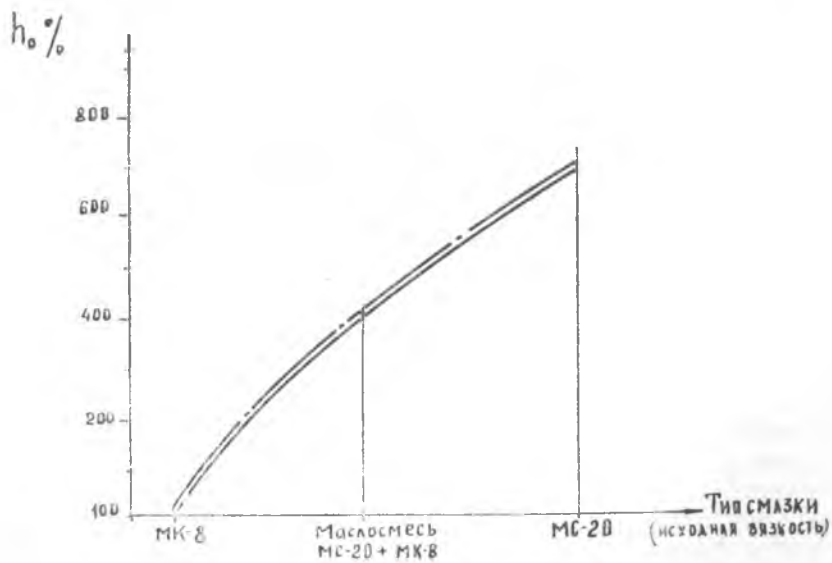
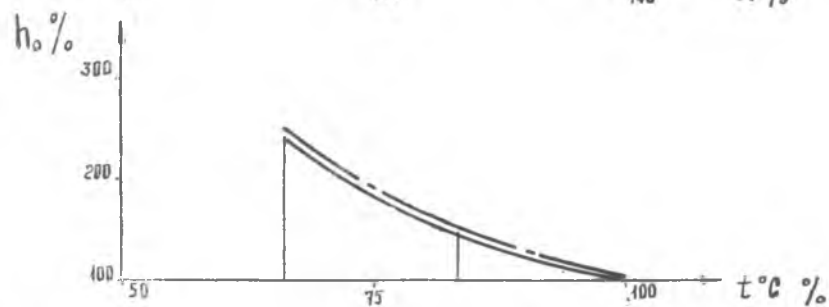
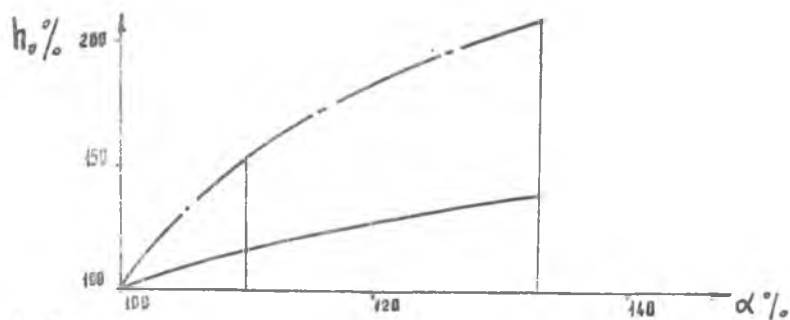


Рис. 2.

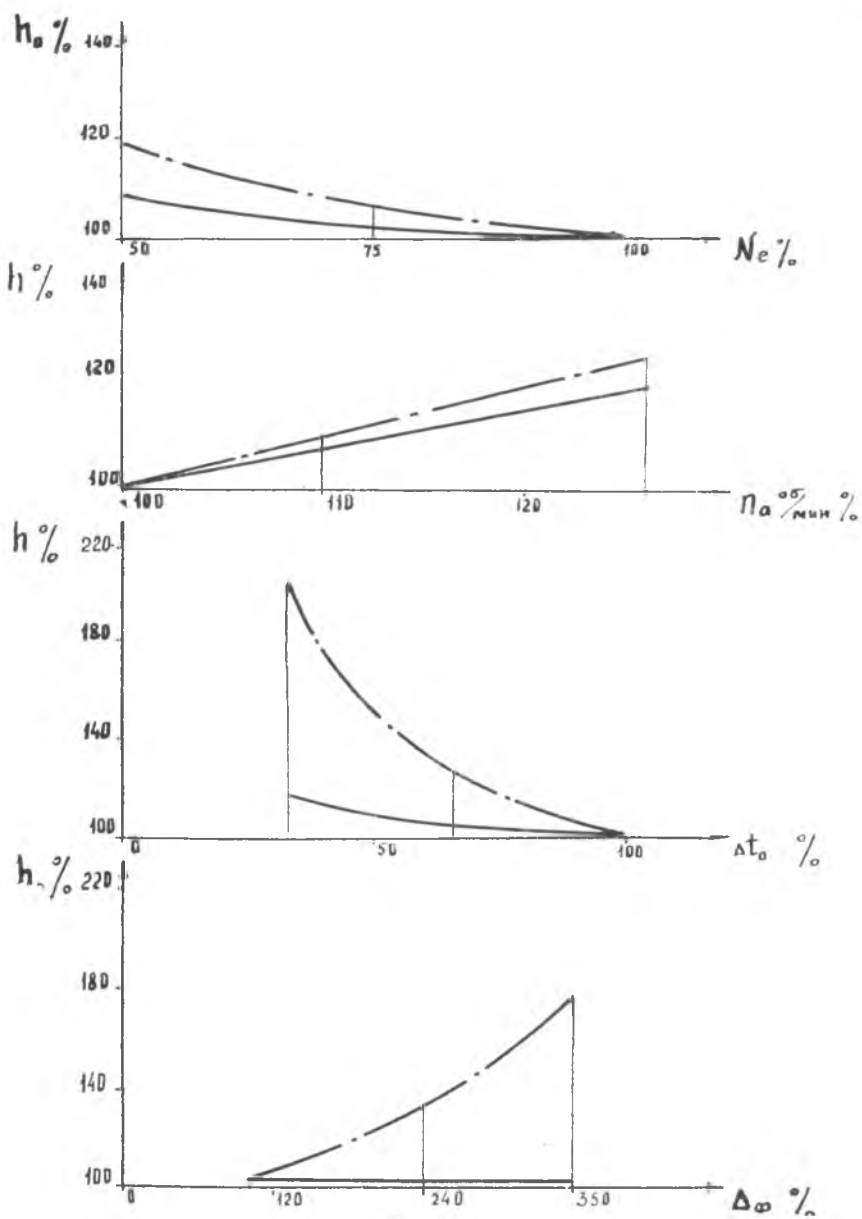


Рис. 3.

6. Улучшение качества изготовления зубчатых колес, снижение погрешности основного шага приводит к увеличению толщины смазочного слоя, в особенности в зонах входа и выхода из зацепления. Это объясняется уменьшением погонной нагрузки и температуры смазочной пленки в крайних точках линии зацепления.

7. Введение фланкирования на головках зубьев приводит к значительному повышению толщины смазочной пленки в зонах входа и выхода из зацепления, что объясняется уменьшением погонной нагрузки и температуры в слое смазки.

Результаты сравнительных расчетов толщины смазочной пленки позволяют сделать следующие выводы:

1. Увеличение угла зацепления за счет коррекции или применения инструмента с модифицированным исходным контуром значительно повышает работоспособность зубчатой передачи вследствие снижения уровня максимальных контактных напряжений и увеличения износостойкости рабочих поверхностей зубьев в зонах входа и выхода из зацепления, благодаря увеличению толщины смазочной пленки.

2. Улучшение точности изготовления зубчатых колес за счет уменьшения погрешности основного шага приводит к уменьшению динамических нагрузок, что благотворно сказывается как на повышении контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев, так и на увеличении их износостойкости, благодаря росту толщины смазочной пленки у головок и ножек зубьев.

3. Введение оптимального фланкирования головок и ножек зубьев снижает уровень нагрузок в зоне двухпарного зацепления и повышает износостойкость рабочих поверхностей зубьев за счет увеличения толщины смазочной пленки.

4. Уменьшение исходной температуры смазки, подаваемой в зону зацепления, а также применение масел с увеличенной вязкостью и пьезокоэффициентом вязкости приводит к значительному росту толщины смазочной пленки на рабочих поверхностях зубьев, что повышает износостойчивость и противозадирную стойкость передач. Однако эти мероприятия следует рассматривать также и с точки зрения влияния их на коррозионную стойкость поверхностей, работоспособность передачи при низких окружающих температурах, условия запуска, работоспособность маслосистемы и т. п.

5. Изменение мощности и чисел оборотов передачи незначительно влияет на толщину смазочной пленки в зацеплении. Это свидетельствует об относительной стабильности состояния смазочной пленки на поверхностях зубьев при работе передачи на различных режимах загрузки и в периоды запуска и остановки машины.

В заключение следует отметить, что эффективность различных мероприятий, направленных на повышение работоспособности зубчатых передач, необходимо оценивать не только с точки зрения их влияния на контактную и изгибную выносливость, но и по влиянию их на толщину смазочной пленки в зацеплении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коднир Д. С., Курушин М. И., Ратнер И. Д. Расчет толщины смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения. Труды Куйбышевского авиационного института, выпуск 40, Куйбышев, 1969.

2. Камерон А. Исследование масляной пленки между зубьями шестерен и питтинга на роликовой машине. Сборник «Трение и износ», т. XVII, Машгиз, 1962.

3. Lane T. B. and Hughes J. K. A Study of the Oil-Film Formation in Gears by Electrical Resistance Measurements. «British Journal of Applied Physics,» vol. 3, № 10, 1952.

4. Коднир Д. С., Ратнер И. Д. Контактнo-гидродинамический расчет зубчатых передач. Труды VII Всесоюзной конференции. «Проблемы качества и надежности зубчатых передач», 18—67—73, 1967.