

Широкое внедрение виброгалтовки сепараторов не только позволит поднять ресурс и надежность работы ответственных подшипников, но и поставит на очередь вопрос о снижении веса сепаратора, что повышает податливость сепаратора и улучшает его работоспособность при перекосах и комбинированной радиальной и осевой нагрузках в условиях высоких температур и смазки маловязкими жидкостями.

**В. А. САДЫКОВ**

### **О МИНИМАЛЬНОЙ ТОЛЩИНЕ СЛОЯ СМАЗКИ В УПОРНОМ УЗЛЕ ПРИ СВЕРХВЫСОКИХ СКОРОСТЯХ ДВИЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ**

Возрастание скоростей и нагрузок ведет к тому, что основное преимущество шевронных передач — взаимная уравновешенность осевых усилий полушевронов реализуется не полностью. У высоко-скоростных передач шестерня «не успевает» в полной мере сместиться в осевом направлении для компенсации ошибок изготовления зубьев и самоустановиться относительно колеса так, чтобы передаваемая нагрузка равномерно распределялась между полушевронами. Это может приводить к значительным мгновенным перегрузкам одного из полушевронов, снижает надежность и долговечность передачи, а иногда приводит к повреждению и поломке зубьев колес. На эти явления необходимо особенно обращать внимание у передач, где окружные скорости в зацеплении приближаются и превышают 100 м/сек. В этом случае предпочтительны косозубые передачи.

Для восприятия осевого усилия зацепления удобно применять упорные гребни—простые устройства, имеющие наименьшие габариты и потери из всех типов упорных подшипников.

Упорный гребень представляет собой диск, закрепленный на цапфе шестерни. При вращении шестерни происходит перекачивание с проскальзыванием конусной рабочей поверхности гребня по конусообразному упорному торцу колеса. Осевые усилия в зацеплении стремятся сместить шестерню относительно колеса, но упорный гребень препятствует этому, т. к. реакции на гребне и торце колеса уравновешивают эти усилия.

Для расчета упорных гребней неприменимы известные методики контактно-гидродинамического расчета [1] по следующим причинам:

Хотя погонные нагрузки у гребней ( $q=80—160$  кг/мм) в несколько раз больше, чем у зубчатых колес, но из-за того, что радиусы кривизны упорных поверхностей гребней на два—три порядка выше, чем у зубчатых передач и подшипников качения,

контактные напряжения в упорном узле в 10—20 раз меньше и вязкость смазки в зоне контакта повышается всего в несколько раз. Длина гребня в направлении, перпендикулярном перемещению, незначительно превосходит ширину площадки контакта. При соотношениях этих размеров  $15 \div 3$  торцовое истечение смазки существенно влияет на несущую способность упорной поверхности, т. е. речь идет о пространственной контактно-гидродинамической задаче, решение которой из-за больших математических трудностей до настоящего времени не получено.

Для разработки методики контактно-гидродинамического расчета упорного узла использовано решение плоской контактно-гидродинамической задачи с учетом особенностей контакта в упорном узле. В частности, торцовое истечение смазки учтено коэффициентом аналогичным тому, какой получен Шибелем для конечных опорных и упорных подшипников скольжения.

Проведенные нами в 1968 году замеры толщины смазочного слоя между упорными поверхностями косозубого редуктора позволили проверить полученные зависимости для контактно-гидродинамического расчета упорного узла [2]. При этом отмечено, что даже существенное повышение суммарной скорости движения упорных поверхностей  $u_1 + u_2$  приводит к небольшому возрастанию минимальной толщины смазочного слоя между гребнем и упорным торцом колеса. Например, при удельной нагрузке  $q = 93 \text{ кг/мм}$  и температурах гребня  $60^\circ\text{C}$  и  $88^\circ\text{C}$  при повышении суммарной скорости с 19 до 28 м/сек минимальная толщина слоя смазки при замерах возросла соответственно на 19 и 24%, а при возрастании скорости с 28 м/сек до 41 м/сек всего на 14 и 15%.

Рассмотрим причины, которые приводят к этому явлению.

По формуле Д. С. Коднира и И. Д. Ратнера минимальная толщина слоя смазки в контакте зубьев возрастает несколько медленнее, чем суммарная скорость движения поверхностей.

Трение же в зоне контакта снижает вязкость масла, которая в свою очередь влияет на толщину слоя в той же степени, что и скорость. Совместное действие этих двух противоположно влияющих факторов — возрастание скорости и снижения при этом вязкости, приводит к замедлению роста толщины слоя смазки в контакте. Но поскольку тепловыделение в зоне контакта, по нашим зависимостям, пропорционально почти квадрату  $u_1 + u_2$ , может наступить момент, когда снижение вязкости начнет играть большую роль, чем рост скорости.

Проведенные в последнее время расчеты для тяжело нагруженных упорных узлов (погонные нагрузки до  $160 \text{ кг/мм}$ ) и температур гребня  $70\text{—}90^\circ\text{C}$  показали, что при суммарных скоростях движения порядка 150 м/сек наступает равновесие между влиянием скорости и вязкости на толщину слоя смазки в зоне контакта (рис. 1).

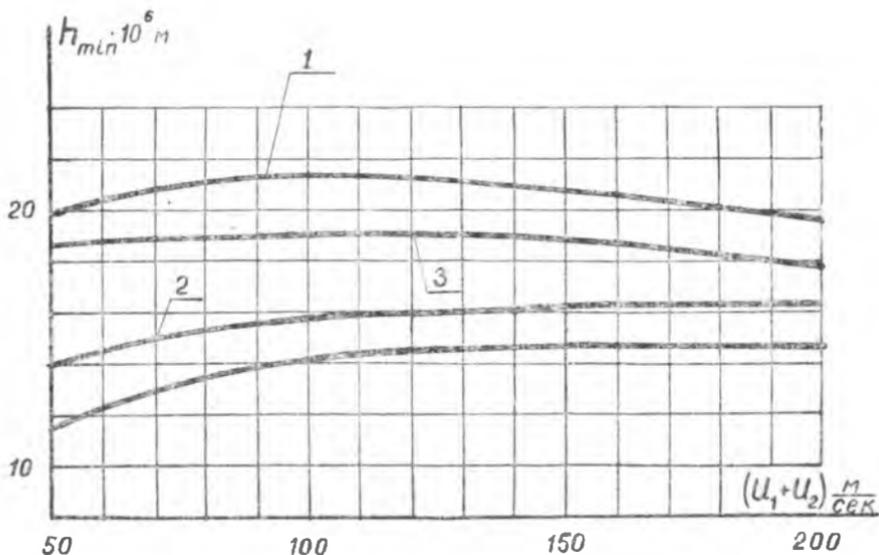


Рис. 1. Влияние суммарной скорости движения поверхностей на минимальную толщину слоя смазки  $h_m$ . Масло МС-20,  $r_{пр} = 10$  м,  $l = 30$  м.м.

$q = 80$  кг/м.м: 1 —  $t_r = 60^\circ\text{C}$ , 2 —  $t_r = 90^\circ\text{C}$

$q = 160$  кг/м.м: 3 —  $t_r = 60^\circ\text{C}$ , 4 —  $t_r = 90^\circ\text{C}$

При суммарных скоростях движения поверхностей свыше 150 м/сек и до 200 м/сек в некоторых случаях намечается даже тенденция к уменьшению минимальной толщины смазочного слоя между упорными поверхностями [рис. 1].

При таких скоростях снижение вязкости начинает играть, вероятно, преобладающую роль и перекрывает влияние роста скорости. Правда, снижение это незначительно и не превышает 5—10% при суммарной скорости движения поверхностей 200 м/сек.

Экспериментальные данные по упорным гребням для таких скоростей отсутствуют, а экстраполяция в эту область полученных данных, может привести к существенной погрешности. Поэтому на данном этапе не представляется возможным, твердо указать на снижение толщины слоя смазки в упорном узле при суммарной скорости движения поверхностей  $\geq 200$  м/сек. Не исключено, что полученное снижение может частично объясняться тем, что при расчете грузоподъемности упорного гребня было использовано решение не пространственной, а плоской контактно-гидродинамической задачи с введением поправочного коэффициента на торцевое истечение смазки.

При суммарных же скоростях движения  $\geq 200$  м/сек торцевые утечки могут оказывать влияние на коэффициент трения и уменьшение грузоподъемности не пропорционально полученному нами

коэффициенту торцевого истечения. Проведение экспериментальной проверки при высоких скоростях позволит ответить на вопрос о правомочности применения разработанной методики расчета для скоростей движения упорных поверхностей  $\geq 200$  м/сек.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Коднир Д. С. Контактно-гидродинамическая теория смазки. Куйбышевское книжное изд-во, 1963.
2. Коднир Д. С., Садыков В. А. Расчет несущей способности упорных гребней редукторов. «Судостроение» № 3, 1971.

П. З. ПОПОВ

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЧКИ ОБРЫВА НЕСУЩЕГО СМАЗОЧНОГО СЛОЯ С УЧЕТОМ ЗАВИСИМОСТИ ВЯЗКОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ**

В связи с увеличением скоростей вращения и ростом нагрузок вопросы кавитации смазки в парах трения приобретают все большее значение. Известно [3], что кавитация смазки в подшипниках скольжения в основном обусловлена наличием диффузорной части зазора, вибрацией валов и опор и местными неровностями поверхностей трения. Кавитация любого происхождения приводит к уменьшению несущей способности подшипника, эрозионному износу и сопровождается физическими эффектами, вредно влияющими на свойства смазочной среды.

Механизм образования и развития кавитационных зон в диффузорной части зазора подшипников скольжения довольно сложен и пока еще изучен недостаточно [3, 4, 13]. В общепринятых методиках расчета подшипников скольжения [4, 12] место обрыва несущего слоя (или начало зоны кавитации) определяется с использованием различных гипотез в предположении изотермического характера течения смазки.

Эти допущения ограничивают точность определения интегральных характеристик смазочного слоя и в известной мере могут служить причиной их расхождения с экспериментально найденными значениями.

В данной статье в рамках плоской задачи изложен более строгий подход к определению положения точки обрыва смазочного слоя, в котором учитывается переменность вязкости в направлении скольжения. Точное решение задачи в квадратурах применительно к зазору, описываемому квадратичной параболой, получено на основе совместного рассмотрения уравнений гидродинамики и теплового баланса. Выбор граничных условий предполагает отсутствие