УДК 621.833

**А.А.ПОДДУБНАЯ**
*аспирантка кафедры конструирования горных машин и технологии машиностроения*

# СНИЖЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ИЗНОСА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИЙ ГОРНЫХ МАШИН ВЫБОРОМ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СМАЗКИ

Проведено исследование повышения ресурса механических трансмиссий снижением интенсивности изнашивания зубчатых передач. Снижение интенсивности износа возможно за счет оптимизации геометрии зацепления при проектировании и создании рациональных условий смазки в период эксплуатации.

Increase of tooth gearing resource of transmissions of mining machines by energy losses minimization in gearing. Choice of rational greasing parameters of transmissions reducers. Choosing rational relations between temperature and lubricant viscosities

Горные машины работают в стесненном пространстве забоя, что накладывает ограничения на их размеры. Выполнение этого требования даже при невысоких крутящих моментах может привести к значительным нагрузкам в узлах трансмиссий машин.

Забойные машины работают в тяжелом силовом режиме. В отличие от стационарных горных машин, которые испытывают постоянные или периодически повторяющиеся внешние нагрузки, работа забойных машин характеризуется резкими непериодическими изменениями действующих рабочих нагрузок, превышающих в несколько раз средние значения.

Для горных машин, работа которых протекает в тяжелых условиях, весьма важен правильный выбор смазочных масел. Опыт их эксплуатации показал, что при изменении сорта масла износ зубчатых колес трансмиссий значительно изменяется. Наблюдение за износом зубчатых колес в лабораторных условиях также показало большую зависимость интенсивности их изнашивания от сорта масла.

При жидкостном трении толщина масляного слоя при прочих равных условиях пропорциональна вязкости масла. Основными факторами, влияющими на формирование несущего масляного слоя при заданной геометрии зубчатого колеса и номинальной вязкости масла, являются скорость вращения и давление. Зубчатые колеса выемочных машин в своей массе являются тихоходными, что неблагоприятно для образования несущего масляного слоя. Так при малых нагрузках в зацеплении масляная пленка присутствует на всей рабочей поверхности зубьев, разделяя сопряженные зубья передачи и обеспечивая условия гидродинамического трения. С увеличением нагрузки вплоть до заедания толщина масляной пленки резко сокращается начиная с границ линии зацепления и остается лишь в полюсе зацепления, где скольжение профилей зубьев относительно друг друга отсутствует. Процесс усугубляется с уменьшением окружной скорости зубчатых передач.

При значительных нагрузках, особенно если они сочетаются с низкими скоростями, даже наиболее вязкие масла не в состоянии создать несущего масляного слоя и в зубчатом зацеплении реализуется граничное трение. При граничном трении эффект смазки зависит от совокупности свойств масла, определяемых как смазочная способность.

При толщине смазочного слоя менее чем высота микронеровностей на поверхно-

сти сопрягаемых зубьев зубчатых колес происходит переход к полужидкостному или граничному трению. Испытания тяжелонагруженных узлов трения показали, что такой переход имеет место, но при значительно высоких давлениях в контакте. В частности, при эксплуатации зубчатых передач было отмечено, что коэффициент трения соответствует жидкостному трению даже при таких режимах нагружения, когда расчетная толщина масляного слоя многократно меньше критической [1].

Такое явление возможно объяснить в рамках эластогидродинамической теории смазки. В отличие от классической теории она позволяет учитывать упругие деформации в контакте, что ведет к значительному изменению геометрии смазочного слоя и перераспределению давления в контакте и учитывает изменение вязкости смазочной жидкости в зависимости от давления.

Общепринятым условием возникновения заедания, определяющим смазочную способность масел, является разрушение пленки смазочного материала, разделяющей трущиеся металлические поверхности. Из внешних факторов, влияющих на процесс заедания зубчатых колес, следует отметить нагрузку на контактирующие поверхности твердых тел, скорости качения и скольжения. Среди внутренних факторов – структура контактной зоны, характеризуемая дискретностью касания, наличие масляных «карманов», пластичность пятен контакта, свойства смазочного материала и склонность к образованию адгезионных (когезионных) связей [2].

Из известных критериев заедания следует отметить температурный критерий, предложенный для зубчатых колес Х.Блоком. Для эвольвентных цилиндрических зубчатых колес отсутствие заедания (по Хаферу) определяется предельной мощностью (в киловаттах):

$$P_{\text{пр}} \le \frac{d_{b1} b_2}{13{,}6},$$

где $d_{b1}$ − диаметр основной окружности шестерни; $b_2$ − ширина колеса.

Для оценки тяжелонагруженного смазочного контакта, характерного для подшипников качения и зубчатых передач, одним из критериев является критерий, представляющий собой отношение толщины масляного слоя к параметру шероховатости:

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{Ra_1^2 + Ra_2^2}},$$

где $Ra_{1,2}$ − среднее арифметическое отклонение профиля сопряженных шероховатых поверхностей.

Если $\lambda > 3$, то поверхности трения полностью разделены слоем смазочного материала и имеет место жидкостная смазка. При $\lambda < 0{,}4$ наступает режим граничной смазки, когда поведение узла трения определяется свойствами поверхностей и свойствами смазочного материала, отличными от объемных свойств. Промежуточные значения рассматриваемого критерия характеризуют поведение зубчатых колес при эластогидродинамической смазке [5].

Зависимость интенсивности изнашивания от коэффициента трения носит характер степенной зависимости: $I = kf^m$, где $k$ – коэффициент пропорциональности; $f$ – коэффициент трения; $m$ – показатель степени усталостного изнашивания, изменяющийся в широком диапазоне (0,6-9) и определяемый, как правило, экспериментально [1, 3].

Коэффициент трения является функцией ряда факторов, определяющих условия работы пары трения: нагрузки, скорости скольжения, наличия пленок на поверхностях трения контактирующих тел, микрогеометрии поверхностей этих тел, условий теплоотвода и т.п. Влияние нагрузки на коэффициент трения зависит от вида контактного взаимодействия (упругого или пластического). Зависимость коэффициента трения от нормальной нагрузки в общем случае немонотонна. Положение минимума этой кривой зависит от соотношения молекулярной и механической составляющих. Упругий контакт определяется в основном молекулярной составляющей коэффициента трения. После достижения минимума реализуется в основном пластический контакт. При этом

давление на пятнах фактического контакта становится равным твердости более мягкого материала и не зависит в дальнейшем от нагрузки. С дальнейшим увеличением нагрузки и переходом на пластический контакт наблюдается незначительное увеличение коэффициента трения.

В общем случае зависимость коэффициента трения от скорости скольжения имеет два экстремума: максимум и минимум. С ростом скорости скольжения в области малых значений в зоне контакта не успевает образоваться защитная пленка достаточной толщины и благодаря этому на отдельных участках поверхности трения возможно микрорезание. В итоге увеличивается коэффициент трения. Очевидно, что чем выше давление на контакте, тем меньшая скорость необходима для достижения максимума.

Падение коэффициента трения при дальнейшем повышении скорости скольжения обусловлено снижением как молекулярной, так и механической составляющей.

При высоких скоростях скольжения, наряду с тем, что уменьшаются глубина относительного внедрения неровностей, нагревается значительный слой деформируемого материала и реализуется в большей мере пластическая деформация. В итоге возможен рост относительной глубины внедрения неровностей и, как следствие, некоторое увеличение коэффициента трения. Дальнейшее повышение скорости скольжения приводит к интенсивному разогреву трущихся тел, размягчению, по крайней мере, одного из них и переходу от внешнего к внутреннему трению, что и отражается катастрофически быстрым ростом коэффициента трения.

Зависимость коэффициента внешнего трения от температуры в зоне контакта трущихся тел имеет явно выраженный минимум. Это обусловлено суммарным эффектом изменения молекулярной и механической составляющих коэффициента трения. С ростом температуры в зоне контакта снижается молекулярная составляющая коэффициента трения, что вызывает падение коэффициента трения. По мере приближения к оптимальной температуре в зоне контакта падение коэффициента трения уменьшается.

После достижения некоторой оптимальной температуры в зоне контакта вклад механической, деформационной составляющей коэффициента трения более ощутим и увеличение температуры способствует росту коэффициента трения в целом.

При изменении температуры масла от 30 до 120 °С на порядок уменьшилась толщина масляной пленки. Особенно резкое уменьшение толщины масляной пленки наблюдается при увеличении температуры масла до 80 °С, в дальнейшем это уменьшение незначительно. В этом же интервале температур имеет минимум и коэффициент трения. Поэтому, изменяя температуру масла, можно добиваться установления в зубчатом контакте масляной пленки, толщина которой соизмерима с параметрами шероховатости контактирующих зубьев, которая для приработанных зубчатых колес составляет $Ra$ = 0,52-1,06 мкм [3].

Влияние микрогеометрии на коэффициент трения зависит от того, какой вид контакта (упругий или пластический) является доминирующим. Увеличение шероховатости сопрягаемых поверхностей приводит сначала к снижению площади фактического контакта и уменьшению молекулярной составляющей коэффициента трения и увеличению механической, деформационной составляющей коэффициента трения. При пластическом контакте молекулярная составляющая трения от микрогеометрии не зависит, а механическая растет, что и обусловливает монотонный рост коэффициента трения при увеличении шероховатости сопрягаемых поверхностей.

Влияние физико-механических свойств контактирующих тел на коэффициент трения связано с числом и прочностью фрикционных связей. Так, при увеличении твердости сопрягаемых тел уменьшаются молекулярная и механическая составляющие трения. Наиболее заметно влияние твердости на коэффициент трения при пластическом контакте [1].

Износ зубчатых колес в большей степени зависит от сорта смазочного масла,

меняясь при изменении последнего в несколько раз [6].

Номинальная вязкость не определяет противоизносных свойств масел, и равная вязкость не является свидетельством равноценности смазочной способности. Наилучшими по своим противоизносным свойствам являются те масла, которые обладают высокой смазочной способностью в условиях граничного трения. Смазочную способность оценивают по нагрузке, при которой происходит заедание.

При проведении дальнейших исследований планируется оценить смазочную способность широко используемых в трансмиссиях горных машин масел: ТЭП-15; ТАП-15; И-40; И-20; Ренолин и ряда других, на роликовой машине трения.

Обращает на себя внимание и тот факт, что характер изменения интенсивности изнашивания от скорости зависит от вязкости масла. При этом прохождение кривой изменения интенсивности изнашивания на единицу пути от скорости через минимум характерно для всех масел, но положение минимума зависит от вязкости масла, сдвигаясь при увеличении вязкости в сторону больших скоростей.

Помимо выбора рациональных параметров масел для снижения интенсивности износа зубчатых передач следует учитывать и геометрические параметры зацепления. Увеличение угла зацепления позволяет повысить несущую способность эвольвентных передач по контактной и изгибной прочности. Контактные напряжения по формуле Герца прямо пропорциональны $\sqrt{\cos ec(2\alpha_{tw})}$. Это означает, что увеличение угла зацепления $\alpha_{tw}$ с 20 до 30° при прочих равных условиях приведет к уменьшению контактных напряжений в 1,16 раза, что позволит увеличить передаваемую нагрузку более чем в 1,34 раза [4]. Из формулы расчета толщины масляной пленки следует, что в полюсе зацепления нагрузка $\varphi = \sin^{1,15}\alpha_{tw}\cos^{0,15}\alpha_{tw}$. При прочих равных условиях увеличение угла зацепления с 20 до 30° сопровождается увеличением толщины масляной пленки примерно в 1,5 раза.

Такой рост толщины масляной пленки, в свою очередь, приводит к образованию естественного демпфера колебаний в зацеплении, а также к увеличению долговечности передачи, к уменьшению тепловыделения и потерь на трение. Таким образом, расчетный коэффициент трения по методу Ушакова уменьшается в 1,5 раза с увеличением угла зацепления от 10 до 35°.

**ЛИТЕРАТУРА**


1. *Богданович П.Н.* Трение и износ в машинах / П.Н.Богданович, В.Я.Прушак. Минск: Вышэйшая школа, 1999. 567 с.

2. *Когаев В.П.* Прочность и износостойкость деталей машин / В.П.Когаев, Ю.Н.Дроздов. М.: Высшая школа, 1991. 320 с.

3. *Поддубная А.А.* Снижение интенсивности изнашивания зубчатых колес механических трансмиссий горных выемочных машин / А.А.Поддубная, А.С.Фокин, С.Л.Иванов // Труды 4-й Межрег. науч.-практ. конф. 12-14 апреля 2006 г. Воркутинский горный институт. Воркута, 2006. 659 с.

4. *Тимофеев Б.П.* Возможные исходные реечные контуры для нарезания зубчатых колес с несимметричным профилем / Б.П.Тимофеев, Д.А.Фролов. Электронный ресурс http://tmm.spbstu.ru.

5. *Тихомиров П.В.* Критерии работоспособности тяжелонагруженных передач зубчатыми колесами. Электронный ресурс http://science-bsea.narod.ru/mashin_2005/tihomirov.htm.

6. *Шубина Н.Б.* Предупреждение разрушения деталей забойного оборудования / Н.Б.Шубина, В.П.Грязнов, И.М.Шахтин; Под ред. В.И.Морозова. М.: Недра, 1985. 215 с.



Научный руководитель д.т.н. проф. С.Л.Иванов