

ФОРМИРОВАНИЕ КОНТАКТА ПРИ СУХОМ КАЧЕНИИ СО СКОЛЬЖЕНИЕМ

к.т.н. Н.Х. Раковская

(представил д.т.н., проф. И.М. Приходько)

Дан краткий анализ экспериментальных исследований контактных задач качения разных авторов. Отмечена недостаточность исследований контактных задач в условиях сухого трения. Изложены экспериментальные исследования автора в области сухого контакта при качении со скольжением. Сделан анализ полученных результатов.

Введение. Эксперименты в области контактной задачи проводятся по-разному. В одних случаях объектом исследования является площадка контакта, в других – «сближение», в третьих – относительные деформации в зоне контакта. Наряду с этими опытами, имеющими целью проверку теоретических расчетов, большое внимание уделяется изучению поведения контактирующих тел в условиях качения и скольжения. Такие эксперименты, обычно связанные с оценкой износостойкости роликов и разных материалов при разных нагрузках, при разных соотношениях качения и скольжения, при разных условиях смазки, были проведены Трубиным, Петрусевичем, Серенсом, Грозиным, Вейем, Бакингом, Мерритом и др.

Анализ литературы. В исследованиях Г.К. Трубина [1, 2] и С. Вейя [3] большое внимание уделено влиянию смазки на условия трения и напряженное состояние в контакте.

По существу, все специалисты в области зубчатых зацеплений изучают «смазанный» контакт, учитывая двойную роль смазочного слоя. Во-первых, при достаточной скорости вращения зубчатых колес слой смазки заметно перераспределяет давление на контактной площадке (А.И. Петрусевич [4], Д.С. Коднир [5] и др.). Во-вторых, попадая в трещины (микротрещины), смазка повышает напряжения в зоне контакта (С. Вей [3], Г.К. Трубин [1] и др.) и вызывает разрушение рабочей поверхности.

Механика разрушения в контакте сложна и не может быть объяснена только расклиниванием влияния смазки. Это очевидно особенно тогда, когда мы переходим к сухому контакту, когда перекатывание роликов происходит без смазки [6 – 9]. Этот случай, представляющий собой интерес при анализе работы ходовых колес на рельсе, освещен в литера-

туре слабее других, и объем посвященных ему экспериментов, по мнению автора, явно недостаточен. Поэтому соотношения, принятые в практике расчета зубчатых и червячных передач, не могут быть непосредственно перенесены в область сухого контакта [10]. Это относится, по-видимому, и к области подшипников качения [11], где роль смазки иная, чем в зубчатых колесах.

С этой целью проведено исследование, на усталостной машине МИ-1М (изготовитель Ивановский завод по производству приборов для испытания машин).

Цель работы. Накопление экспериментальных данных о работе упругих тел в условиях сухого контакта со скольжением.

Результаты исследований. Ходовые колеса подвижных агрегатов (кранов, локомотивов и т.д.) работают в условиях качения при наличии тангенциального усилия и иногда явного скольжения. Имеются в виду приводные колеса, тангенциальные нагрузки которых вызывают упругое, а иногда и видимое скольжение — буксование при разгоне, скольжение при торможении. В связи с прочностными расчетами ходовых колес представляет интерес исследование работы роликов при качении со скольжением в условиях сухого трения [6, 7, 8, 12]. Изучению этого вопроса уделялось внимание на протяжении многих лет, однако и в настоящее время он исчерпывающе не освещен.

Поэтому автором были проведены эксперименты с роликами на усталостной машине МИ-1М, схема которой без устройства для измерения момента от сил трения M_T показана на рис. 1, а. Она включает в себя счетчик оборотов 4, испытываемые ролики 3, редуктор 2 и электродвигатель 1.

Так как нагрузка на ролики не должна превышать 1,3 кН (по паспорту машины), то для создания высоких напряжений в контакте ролики профилировались в поперечном направлении по радиусам $r = 10, 15$ и 20 мм (рис. 1, б). Нагрузка на ролики P варьировалась в пределах от 0,3 до 1,3 кН, что создавало напряжения в них, близкие к напряжениям в реальных ходовых колесах подвижных агрегатов $\sigma_s = 200 \dots 500 \text{ Н/мм}^2$ (обычное соотношение σ_s/HB увеличивается нами в 10 раз, так как напряжения выражены Н/мм^2).

Машина МИ-1М могла использоваться только при определенных условиях. В случае применения роликов одного диаметра (в пределах $30 \dots 50$ мм) за счет смены зубчатых колес скольжение на роликах составило 10, 15 и 20%. Интерес же для исследования представляли скольжения порядка 1, 2, 3...10 %. Чтобы достичь таких величин скольжения применялись ролики разных диаметров в паре, например, 48 и 50 мм или 46 и 50 мм и т.д., после чего определялась величина скольжения $S = V_c / V$, где V_c — скорость скольжения, V — окружная скорость роликов. Например, пусть

ролик диаметров 46 мм имеет $n_1 = 425$ об/мин., а ролик диаметром 50 мм – $n_1 = 385$ об/мин. Полученная в эксперименте скорость скольжения

$$V_c = \pi / 60 (n_1 D_1 - n_2 D_2) = \pi / 60 (425 \cdot 4,6 - 385 \cdot 5) = 1,57 \text{ см/с},$$

т.е. $S = V_c / V \approx 1,5\%$. Переменными параметрами являлись нагрузка роликов P , скорость скольжения V_c , радиус r ролика в поперечном сечении, материал роликов. Так, при испытании роликов с радиусом кривизны $r = 10$ мм из стали 45, твердостью материала $HV = 2000 \text{ Н/мм}^2$, измеряя в каждом опыте крутящий момент $M = fPD/2$ и зная величины P и D , определяем коэффициент трения скольжения f .

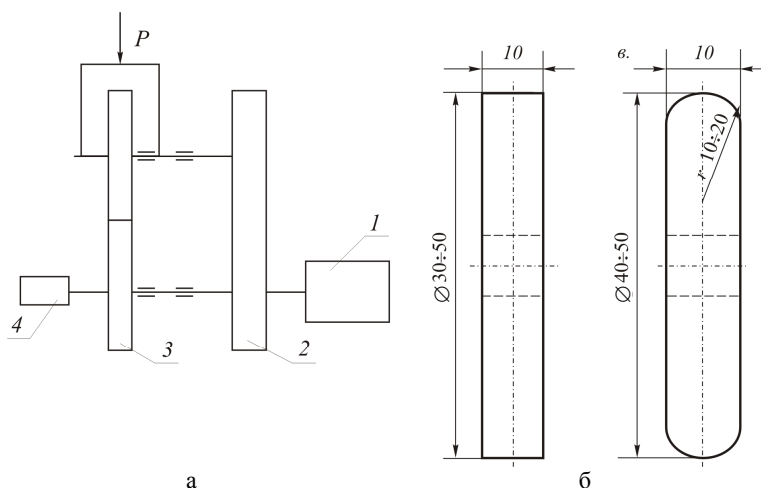


Рис. 1. Схема машины МИ-1М(а), ролики, применяемые на ней (б) и ролики предложенные автором (в): 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – испытываемые ролики; 4 – счетчик оборотов

Для иллюстрации на рис. 2 приведены графики зависимости $f = f(S)$ при различных нагрузках P . Как видим, здесь характерно наличие минимума: например, при $P = 700 \text{ Н}$ и $S = 2\%$ – $f = 0,056$, а при $S = 7\%$ – $f = 0,024$. При дальнейшем увеличении параметра S ($f > f_{\min}$) коэффициент трения скольжения увеличивается и может стать очень большим. Так, при торможении одного из роликов из стали У-8 ($HV = 600$, $r = 10 \text{ мм}$) получены следующие значения коэффициента f : 0; 1,64; 1,85; 1,95 – соответственно при $P = 150, 300$ и 500 Н .

В проведенных опытах изучалось поведение соприкасающихся элементов при циклическом нагружении, формирование поверхностей контакта и соотношение этих поверхностей с «теоретическими», размеры которых могут быть определены с помощью известных зависимостей Герца [7, 14].

Нагрузка пары роликов сохранялась на протяжении каждого опыта постоянной. Под этой нагрузкой дорожка контакта формировалась следующим образом. Расчетная ширина дорожки при статическом нагружении силой P по Герцу (рис. 3, б):

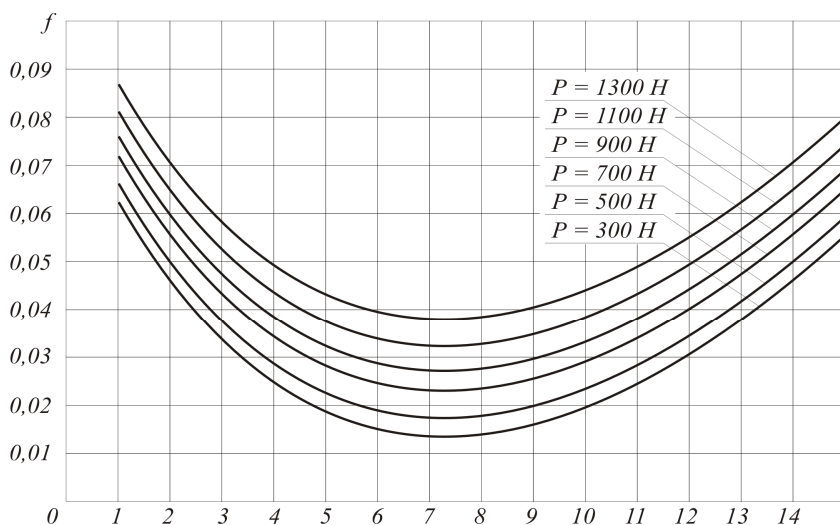


Рис. 2. Графики зависимости $f = f(S)$ при различных нагрузках

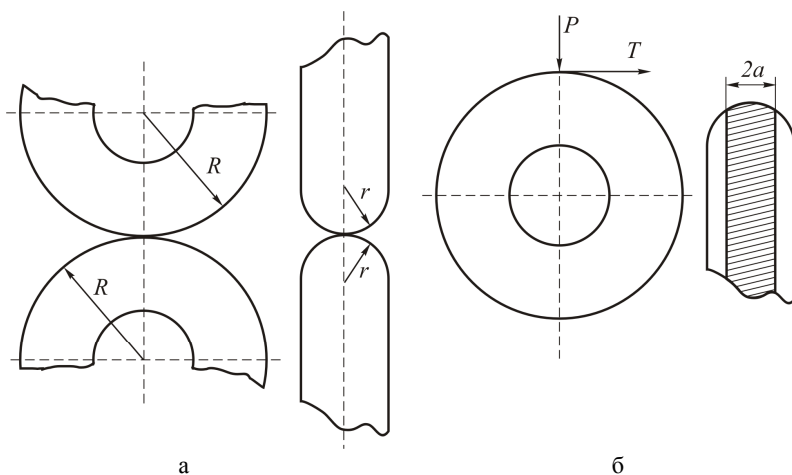


Рис. 3. Схема нагружения испытуемых роликов: а – контакт выпуклых роликов; б – нагрузка при качении со скольжением

$$a = n\sqrt[3]{P/2AE},$$

где $A = \frac{1}{R} + \frac{1}{r}$, $R = 50 \pm 4$ мм, $r = 10, 15, 20$ мм.

Уже в начале испытания ширина дорожки контакта оказалась заметно больше расчетной, что можно объяснить деформациями неровностей поверхностей роликов. Затем полоска контакта интенсивно раскатывалась и через 10 – 20 тысяч оборотов при $P = 1000$ Н устанавливалась ширина $2a = 2,1$ мм, что во много раз больше, чем по Герцу [3] (при $r = 10$ мм, $R_1 = 50$ мм, $R_2 = 46$ мм, $n = 10\,000$, $P = 1000$ Н имеем $2a = 0,0742$ мм). При отсутствии тангенциальных нагрузок ролики работали без повреждений поверхностей контакта. Иначе ведут себя поверхности контакта при наличии скольжения, когда в зоне давления, помимо нормальной нагрузки P , действуют силы трения T . Иллюстрацией могут служить результаты испытаний пары роликов № 67(33,6) из стали У-8 ($HV = 400$, $r = 10$ мм при $P = 900$ Н и скольжении $S = 3\%$).

Исследование поверхности качения роликов показало, что при высоконапряженном состоянии в контакте возникали пластические деформации и ширина контакта увеличивалась вместе с числом циклов нагружения. Этот процесс в зависимости от величины напряжений и скольжения протекал с различной интенсивностью. Однако через определенное время устанавливалось некоторое равновесное состояние, интенсивность накопления остаточных деформаций замедлялась, а ширина контактной дорожки роликов стабилизировалась после $2 \cdot 10^4$ оборотов (рис. 4, а) и сохранялась неизменной вплоть до появления питтинга.

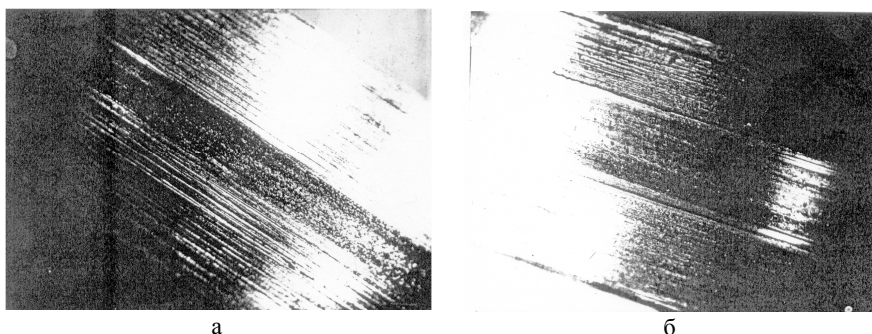
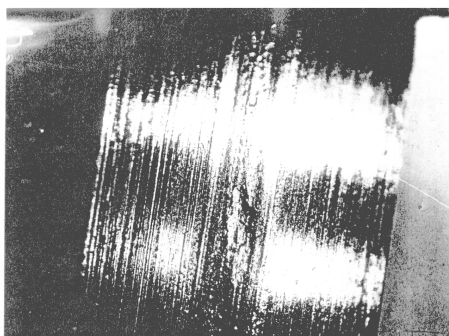


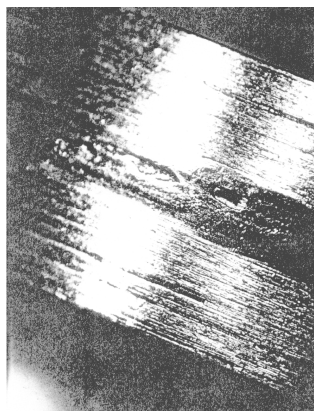
Рис. 4. Контактная дорожка ролика (а) и начало питтингообразования (б)

Начало питтингообразования характеризуется возникновением нескольких пятнышек (рис. 4, б), затем число и размеры их увеличиваются и при $N = 8 \cdot 10^4$ на контактной дорожке кроме пятен появляются трещины и раковины (рис. 5). Однако позже этот процесс начинающегося раз-

рушения поверхностного слоя постепенно прекращается и происходит завальцовывание очагов разрушения. При $N = 8 \cdot 10^4$ контактная дорожка оказывается «чистой» (рис. 6, а). При 400 об/мин., создаваемых испытательной машиной, описанный процесс занимает немного времени. В дальнейшем испытательная машина работает спокойно на протяжении почти 50 ч. Когда при $N = 15 \cdot 10^5$ на дорожке контакта появляются деформации волнового характера (рис. 6, б), амплитуда волн быстро увеличивается и продолжение испытаний становится невозможным. Описанная качественная картина воспроизводится и при других нагрузках и при других величинах скольжения, но протекание процесса во времени изменяется, на что влияет прочность и свойства материала ролика.

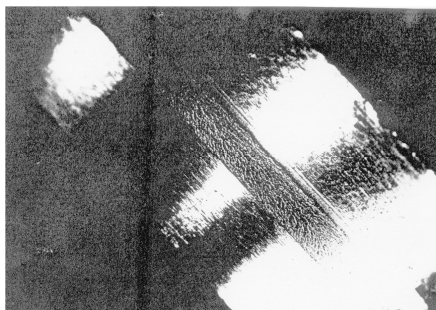


а

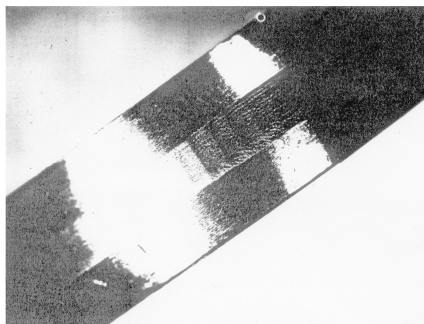


б

Рис. 5. Раковины на дорожке контакта



а



б

Рис. 6. Завальцованная поверхность дорожки катания (а) и появление «волн» на ней (б)

При качении роликов каждый цикл нагружения вносит в процесс деформирования контактной дорожки свой вклад — уширяется, изменя-

ется форма «мгновенной» площадки [7, 15]. Соответственно изменяется закон давления на контактной площадке – в контактирующем слое материала развиваются усталостные трещины и это дает основание вести расчеты на прочность по нагружениям на поверхности контакта, хотя при цементации и других видах обработки металлов может иметь место сложное напряженное состояние, ответственно за образование трещин под контактной площадкой, – автор не связывает этот момент с оценкой прочности по «глубинным» напряжениям сдвига, принятой некоторыми специалистами [16, 17] в расчетах зубчатых колес, ходовых колес и пр.

В конкретных расчетах оперируем интегральными параметрами, влияние же неровностей поверхностей может быть учтено корректирующим коэффициентом. Это имеет место при расчетах на прочность при изгибе, кручении. Таким образом, практика контактных расчетов представляется вполне убедительной, чем не исключаются дополнительные исследования специальных случаев контакта.

Выводы. Установлено, что явление раскатывания контактной дорожки имеет место и при напряжениях, меньших предела текучести σ_T – частично из-за текучести на шероховатой поверхности, частично из-за «локальной» текучести по причине неоднородности эпюры нагружения, вовсе не такой гладкой, как это дает решение Герца. Иначе говоря, остаточные деформации имеют место вследствие текучести на отдельных участках площадки контакта.

В то же время обращает на себя внимание то, что раскатывание дорожки протекает достаточно интенсивно на протяжении нескольких тысяч оборотов, затем процесс замедляется и устанавливается постоянная ширина дорожки, зависящая при прочих равных условиях только от нагрузки. Расчет нагруженного состояния в начальный период раскатки сложен, так как эта нестационарная задача не обеспечена необходимыми данными о протекании текучести во времени в условиях местного сжатия, но после установления постоянной ширины дорожки в пределах $N = 10^5 - 10^9$ оборотов, можно принять, что материал роликов работает вновь упруго.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трубин Г.К. Контактная усталость зубьев прямозубых шестерен. – М.: Машигиз, 1950. – 194 с.
2. Трубин Г.К. Контактная усталость материала. – М.: Машигиз, 1946. – 148 с.
3. Ковальский Б.С. Расчет деталей на местное сжатие. – Х.: ХВКИУ, 1964. – 224 с.
4. Петрусевич А.И. Контактные напряжения, деформации, контактно-гидродинамическая теория смазки. – М.: ИМАШ АН СССР, 1950. – 369 с.

5. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. – М.: Машиностроение, 1976. – С. 96 – 102.
6. Раковский Х.В., Раковская-Башмакова Н.Х. Технологическое оборудование космических комплексов (контактные задачи в расчетах агрегатов). – Х.: МСУ, 1998. – 142 с.
7. Раковский Х.В., Раковская Н.Х., Раковская-Самойлова А.Х. Экспериментальное изучение поведения контактной зоны во времени // Вісник Міжнародного Слов'янського університету. Серія “Технічні науки”. – Х.: МСУ, 2001. – Т. 4, № 7. – С. 3 – 19.
8. Раковская Н.Х. Экспериментальное исследование формирования контактной дорожки на поверхности роликов // Збірник наукових праць Харківського УВПС ім. І. Кожедуба. – Х.: ХІ ВПС. – 2003. – Вип. 1 (9) – С. 47 – 54.
9. Раковская Н.Х. Об определении площади контакта при комбинированном нагружении // Вісник Міжнародного Слов'янського університету. Серія “Технічні науки”. – Х.: МСУ, 2003. – Т. 6, № 1. – С. 19 – 21.
10. Рециков В.Ф. Трение и износ тяжело нагруженных передач. – М.: Машиностроение, 1975. – 231 с.
11. Спицина И.О. Подшипники качения в подъемно-транспортных машинах // Новая подъемно-транспортная техника. – М.: ВНИИПТМАШ. – 1964. – № 3. – С. 82 – 89.
12. Раковская-Башмакова Н.Х., Раковская-Самойлова А.Х. О расчетных напряжениях в зоне контакта // Вісник Міжнародного Слов'янського університету. Серія “Технічні науки”. – Х.: МСУ. – 1998. – Т. 1, № 3. – С. 47 – 50.
13. Беляев Н.М. Применение теории Герца к подсчетам местных напряжений в точке соприкосновения колеса и рельса // Труды по теории упругости и пластичности. – М.: ГИТТЛ, 1957. – С. 9 – 31.
14. Раковский Х.В. Деформации роликов при чистом качении без смазки. // Детали машин. – К.: Техника. – 1976. – Вып. 22. – С. 67 – 70.
15. Раковский Х.В. Контакт роликов при качении со скольжением без смазки // Подъемно – транспортное оборудование – К.: Техника. – 1977. – Вып. 8. – С. 30 – 32.
16. Орлов А.В., Пинегин С.В. Остаточные деформации при контактном нагружении. – М.: Наука, 1971. – 62 с.
17. Пинегин С.В. Контактная прочность в машинах. – М.: Машиностроение, 1965. – 195 с.

Поступила 7.12.2004

РАКОВСКАЯ Наталья Христиановна, канд. техн. наук, доцент, ректор Международного Славянского университета. Область научных исследований – механика твердого тела.