

В. В. МЕНГ

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ  
ЗАЕДАНИЯ В ВЫСШИХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ  
С ЛИНЕЙНЫМ КОНТАКТОМ**

ИЗДАТЕЛЬСТВО  
ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

1957



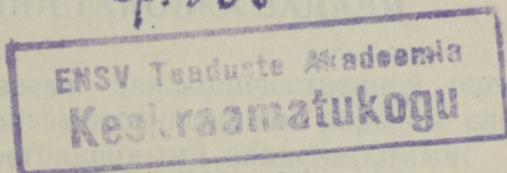
Ер. 6.7

В. В. МЕНГ

ВВЕДЕНИЕ

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ ЗАЕДАНИЯ В ВЫСШИХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ С ЛИНЕЙНЫМ КОНТАКТОМ

Ер. 935



ИЗДАТЕЛЬСТВО  
ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

1957



## ВВЕДЕНИЕ

Заедание является одной из наиболее тяжелых форм изнашивания смазываемых зубчатых передач. Наиболее часто оно возникает в тяжело нагруженных зубчатых передачах в результате разрушения масляной пленки в зоне контакта зубьев от действия высоких местных температур. При этом трение смазываемых поверхностей переходит в полусухое, сопровождаемое металлическим контактом на значительных участках соприкасающихся поверхностей. Возникновение заедания характеризуется скачкообразным ростом коэффициента трения и температуры в зоне контакта, а также резким увеличением скорости изнашивания.

В результате возникновения заедания происходит интенсивное разрушение поверхностей зубьев, которое в сравнительно короткое время может вывести из строя зубчатую передачу.

В связи с тем, что заедание представляет собою недопустимый вид изнашивания зубчатых передач, особое значение приобретает оценка условий эксплуатации, при которых оно возникает.

### **I. КРАТКИЙ ОБЗОР НАИБОЛЕЕ РАСПРОСТРАНЕННЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА НА ЗАЕДАНИЕ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ**

В настоящее время для количественной оценки режимов заедания пользуются главным образом следующими наиболее распространенными зависимостями:

1) За основу расчета принимается местное и мгновенное повышение температуры рабочих поверхностей зубьев, при котором происходит разрушение масляной пленки [1]. Это

повышение температуры было найдено Блоком [2] теоретически и рассчитывается по следующей формуле:

$$\vartheta_{max}^{\circ C} = 0,83 \frac{fq(v_1 - v_2)}{(\sqrt{\lambda_1 \gamma_1 c_1 v_1} + \sqrt{\lambda_2 \gamma_2 c_2 v_2}) \sqrt{b_1}}, \quad (1)$$

где  $f$  — коэффициент трения скольжения между зубьями,

$q$  — удельная контактная нагрузка в кг/см,

$v_1$  и  $v_2$  — скорости перемещения рабочих поверхностей зубьев относительно зоны контакта в см/сек ( $v_1 > v_2$ ),

$\lambda_1$  и  $\lambda_2$  — коэффициенты теплопроводности материалов зубьев шестерни и колеса в  $\frac{\text{кгсм}}{\text{см} \cdot \text{сек} \cdot \text{град}}$ ,

$\gamma_1$  и  $\gamma_2$  — удельные веса материалов зубьев шестерни и колеса в кг/см<sup>3</sup>,

$c_1$  и  $c_2$  — теплоемкости материалов зубьев шестерни и колеса в  $\frac{\text{кгсм}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$ ,

$b_1$  — полуширина полоски контакта в см, вычисленная по Герцу.

В зависимости от свойств материалов поверхностей, скоростей скольжения и т. д. допустимая величина  $\vartheta_{max}^{\circ C}$  изменяется в различных пределах.

2) Выражая  $b_1$ ,  $v_1$  и  $v_2$  в формуле (1) соответственно через напряжение сжатия  $P$  и число оборотов  $n$ , далее, принимая, что число оборотов  $n$  пропорционально скорости скольжения  $v_{ск}$ , Блок показал [2, 3], что формулу (1) можно преобразовать в следующую:

$$\Theta_{max}^{\circ C} = c \cdot f \sqrt{P^3 \cdot v_{ск}}, \quad (1a)$$

где  $\Theta_{max}^{\circ C}$  — максимальный подъем температуры на контактной площадке зубьев колес,

$c$  — коэффициент пропорциональности, зависящий от геометрии данной зубчатой передачи,

$f$  — коэффициент трения,

$P$  — напряжение сжатия по Герцу в кг/см<sup>2</sup>,

$v_{ск}$  — скорость скольжения в см/сек.

Исходя из этой формулы, Блок предлагает для данного типа трансмиссии пользоваться для расчетов на заедание критерием:

$$\sqrt{P^3 \cdot v_{ск}} = \text{const.} \quad (2)$$

3) На основании опыта эксплуатации зубчатых передач задних мостов автомобилей, а также лабораторных испытаний задних мостов в условиях, имитирующих их эксплуатационные особенности, Олмен [4] экспериментально устанавливает критерий заедания:

$$P \cdot v_{ск} = \text{const}, \quad (3)$$

где  $P$  — напряжение сжатия по Герцу в  $\text{кг}/\text{см}^2$  между зубьями колес,

$v_{ск}$  — относительная скорость скольжения зубьев в  $\text{см}/\text{сек}$ .

Олмен указывает, что допустимая величина  $P \cdot v_{ск}$  будет зависеть от свойств поверхностей контактирующих зубьев колес и применяемой смазки.

4) Широкое распространение имеет также расчет на заедание зубчатых колес по формуле Гофера [5]. Эта формула, полученная эмпирически на основании опыта эксплуатации разнообразных промышленных зубчатых передач, имеет следующий вид:

$$S_a = \frac{m \cdot z \cdot b}{20 \cdot N}, \quad (4)$$

где  $S_a = \text{const}$  — так называемый коэффициент безопасности,

$m$  — модуль зуба в мм,

$z$  — число зубьев,

$b$  — длина зуба в мм,

$N$  — передаваемая мощность.

В формуле Гофера коэффициент безопасности выбирается в зависимости от эксплуатационных особенностей зубчатой передачи.

Рассмотрим на основании выражений (2), (3) и (4), как будет изменяться нагрузка заедания в зависимости от скорости скольжения для конкретной зубчатой пере-

дачи при прочих равных условиях. Очевидно, что заедание будет возникать в определенный момент зацепления зубьев колес, когда нагрузка, передаваемая зубьями и скорость скольжения будут наиболее неблагоприятно сочетаться для прочности масляной пленки, разделяющей зубья колес. Введем обозначения:

$P_z$  — нагрузка на зуб, вызывающая заедание в кг.

$v_{ск}$  — относительная скорость скольжения в м/сек.

Принимая во внимание, что формулы (1) и (1а) идентичны и дают критерий для расчетов на заедание в виде выражения (2), можно на основании критериев (2), (3) и (4) соответственно выразить зависимость нагрузки заедания от относительной скорости скольжения следующим образом:

$$P_z = \frac{c_1}{\sqrt[3]{v_{ск}^2}}; \quad (5)$$

$$P_z = \frac{c_2}{v_{ск}^2}; \quad (6)$$

$$P_z = \frac{c_3}{v_{ск}}. \quad (7)$$

Из сопоставления нагрузок заедания  $P_z$ , найденных по формулам (5), (6) и (7) следует, что критерии заедания (2), (3) и (4) по разному оценивают режимы работы зубчатой передачи, при которых возникает заедание.

Это положение, очевидно, находит свое отражение и в литературе по расчету зубчатых передач на заедание, так как в настоящее время не имеется единого мнения о возможностях использования того или иного критерия и суждения, высказываемые по поводу их применения, часто находятся в противоречии.

Учитывая изложенное и то обстоятельство, что расчет на заедание зубчатых колес является важной составной частью расчета на прочность зубчатой передачи, в настоящей работе были поставлены следующие задачи:

1. Изучение режимов заедания и проверка возможности применения критериев (2), (3) и (4) для расчетов на заедание.
2. Оценка влияния вязкости масел и свойств материалов трущихся поверхностей на режим заедания.

## II. АНАЛИЗ РЕЖИМОВ ЗАЕДАНИЯ

В основу анализа режимов заедания была положена гипотеза проф. М. М. Хрущева [6] о существовании критической температуры на поверхности трения, при которой разрушается граничный смазочный слой. Согласно гипотезе, эта критическая температура зависит только от свойств масла и сочетания трущихся материалов.

Многочисленные исследования отечественных и зарубежных ученых [7, 8, 11] подтверждают справедливость этой гипотезы.

Таким образом задача анализа сводится к установлению зависимости температуры на поверхности трения от режима работы трущейся пары.

Для этой цели рассмотрим контакт двух роликов вращающихся под нагрузкой  $P$  в разных направлениях с различными скоростями (см. фиг. 1). В этом случае в контакте имеют место перекатывание и относительное скольжение одного ролика по другому, аналогичные по своему характеру скольжению и перекатыванию зубьев колес.

Однако с точки зрения упрощения решения тепловой задачи контакт роликов дает преимущества в связи с тем, что на площадке контакта давление и скорость скольжения не изменяются.

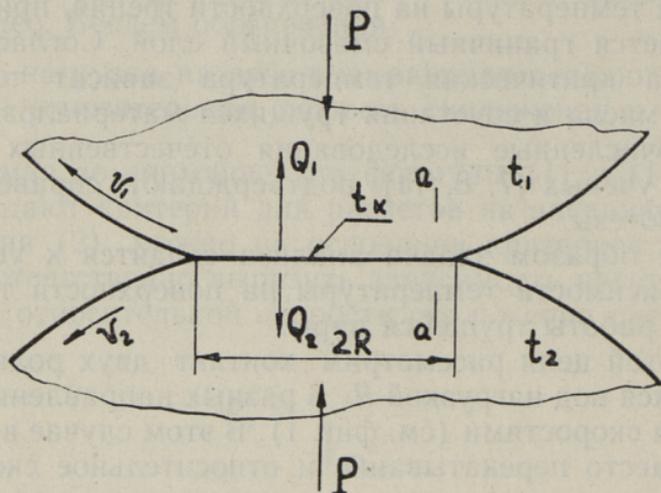
Точное решение поставленной задачи представляет большие трудности, так как в этом случае необходимо учитывать распределение фактической площади по контурной и температурное поле каждого из роликов. Точное решение осложняется тем, что точки, в которых происходит фактический контакт при своем перемещении по площадке контакта шириною  $2R$  претерпевают упругие и пластические деформации, при этом часть точек фактического контакта за это же время разрушается. Это обстоятельство весьма затрудняет оценку закономерности изменения тепловой интенсивности отдельных точек фактического контакта, а, следовательно, и точное решение поставленной задачи.

В связи с этим при решении задачи сделан ряд допущений, позволяющих приближенно установить качественную связь между температурой контакта и режимами трения.

Эти допущения сводятся к следующему:

1. Имея в виду сосредоточенный характер контакта, при котором концентрация участков фактической площади кон-

такта на контурной относительно высока, принимаем, что точки поверхности контакта в плоскости «а—а» имеют одинаковую температуру (см. фиг. 1).



Фиг. 1. Схема контакта роликов.

2. Неравномерное распределение температуры поверхности по ширине контакта, связанное главным образом с распределением давления на площадке  $2R$  по Герцу и разными скоростями перемещения контактирующих поверхностей относительно площадки контакта заменяем равномерным распределением с некоторой условной температурой контакта  $t_k$ , не нарушающей величин тепловых потоков  $Q_1 \frac{\text{ккал}}{\text{сек}}$  и  $Q_2 \frac{\text{ккал}}{\text{сек}}$ .

При этом имеется в виду, что отношение максимальной температуры площадки контакта к условной температуре контакта  $t_k$  при неизменной кинематике будет величиной постоянной и не будет зависеть от режима трения.

3. В связи с тем, что теплопроводность металлов относительно высока, а ролики имеют сравнительно небольшие размеры, можно принять, что объемная температура в роликах соответственно  $t_1$  и  $t_2$  распределена равномерно.

4. Ширину площадки контакта  $2R$  определяем по формуле Герца для случая неподвижного контакта двух роликов.

Тогда на основании сделанных допущений для устано-

вившегося режима трения и передачи тепла, можно написать уравнения теплового баланса в следующем виде:

$$c_1 \cdot (t_{\kappa} - t_1) \cdot (2R \cdot b) \cdot \lambda_1 = (t_1 - t_0) \cdot F_1 \cdot \alpha_1; \quad (8)$$

$$c_2 \cdot (t_{\kappa} - t_2) \cdot (2R \cdot b) \cdot \lambda_2 = (t_2 - t_0) \cdot F_2 \cdot \alpha_2; \quad (9)$$

$$\frac{(t_1 - t_0) \cdot \alpha_1 \cdot F_1}{(t_2 - t_0) \cdot \alpha_2 \cdot F_2} = \beta; \quad (10)$$

$$(t_1 - t_0) \alpha_1 \cdot F_1 + (t_2 - t_0) \alpha_2 \cdot F_2 = Q, \quad (11)$$

- где  $t_{\kappa}$  — температура контакта в  $^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_1$  и  $t_2$  — объемные температуры роликов в  $^{\circ}\text{C}$ ,  
 $t_0$  — температура окружающей среды в  $^{\circ}\text{C}$ ,  
 $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  — коэффициенты теплопроводности роликов  
 в  $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{сек} \cdot ^{\circ}\text{C}}$ ,  
 $F_1$  и  $F_2$  — площади поверхностей роликов в  $\text{м}^2$ ,  
 $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты теплоотдачи роликов в  
 $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{сек} \cdot ^{\circ}\text{C}}$ ,  
 $c_1$  и  $c_2$  — коэффициенты пропорциональности, зависящие от кинематики трущихся поверхностей,  
 $\beta$  — коэффициент, учитывающий распределение тепловых потоков  $Q_1$  и  $Q_2$ ,  
 $Q$  — мощность теплового источника на площадке контакта в  $\frac{\text{ккал}}{\text{сек}}$ ,  
 $2R$  — ширина площадки по Герцу в м,  
 $b$  — толщина роликов в м.

Исключая из системы уравнений величину площадки контакта  $(2R \cdot b)$ ,  $t_1$  и  $t_2$ , найдем зависимость между температурой контакта  $t_{\kappa}$  и мощностью теплового источника  $Q$ :

$$t_{\kappa} = Q \frac{\beta}{(1 + \beta) (c_1 \lambda_1 - \beta c_2 \lambda_2)} \left( \frac{c_1 \lambda_1}{\alpha_1 F_1} - \frac{c_2 \lambda_2}{\alpha_2 F_2} \right) + t_0 \quad (12)$$

Предварительные испытания показали, что если пренебречь изменениями  $\alpha$  и  $\lambda$ , то коэффициенты  $c_1$ ,  $c_2$  и  $\beta$  можно считать постоянными. Тогда будем иметь:

$$\frac{\beta}{(1 + \beta) \cdot (c_1 \lambda_1 - \beta c_2 \lambda_2)} \left( \frac{c_1 \lambda_1}{\alpha_1 F_1} - \frac{c_2 \lambda_2}{\alpha_2 F_2} \right) = \text{const.}$$

Учитывая, что мощность теплового источника  $Q$  пропорциональна работе трения, можно написать

$$Q = \frac{k}{J} \cdot \mu \cdot P \cdot v_{ск}, \quad (13)$$

где  $k$  — коэффициент, учитывающий долю работы трения, превращающейся в тепловую энергию,

$J$  — механический эквивалент тепла,

$\mu$  — коэффициент трения,

$P$  — нагрузка на ролики в кг,

$v_{ск}$  — относительная скорость скольжения ( $v_{ск} = v_1 - v_2$ ) в м/сек.

Тогда можно уравнение (12) переписать в виде:

$$t = K_1 \cdot \mu \cdot P \cdot v_{ск} + t_0, \quad (14)$$

где  $K_1$  — константа, учитывающая кинематические и конструктивные особенности трущейся пары.

Имея в виду, что заедание начинается при некоторой постоянной критической температуре поверхности трения  $t_3$  и обозначая через  $P_3$  нагрузку заедания, уравнение (14) можно переписать в следующем виде:

$$\mu \cdot P_3 v_{ск} = \text{const}. \quad (15)$$

Таким образом для установившегося режима трения и передачи тепла связь между нагрузкой заедания и скоростью скольжения будет выражена условием (15).

Если считать нестационарным такой режим работы, для которого будут характерны кратковременные пики нагрузок и скоростей, то при этом режиме температура в контакте будет меняться весьма значительно по сравнению с изменениями объемных температур  $t_1$  и  $t_2$ . Пользуясь уравнениями (8), (9) и (11) напомним следующее выражение:

$$c_1 (t_k - t_1) (2R \cdot b) \cdot \lambda_1 + c_2 (t_k - t_2) (2R \cdot b) \cdot \lambda_2 = Q. \quad (16)$$

Для нестационарного режима можно принять  $t_1 = \text{const}$  и  $t_2 = \text{const}$ . Считая, что температура заедания  $t_3 = \text{const}$ ,

как было указано выше, в результате преобразований получим

$$\mu \bar{p}_{сж} \cdot v_{ск} = \text{const}, \quad (17)$$

или  $\mu \cdot p_{уд} \cdot v_{ск} = \text{const}$ , если обозначить [8]  $p_{уд} = \frac{P}{(2R \cdot b)}$ ;

В тепловом отношении контакт роликов отличается от контакта зубьев колес тем, что в последнем случае мощность теплового источника  $Q$  и температура контакта  $t_k$  за время одного зацепления пары зубьев колес будут переменными по своей величине. Однако, если считать, что за время зацепления объемная температура зубьев не изменяется, то условно можно переменную величину мощности теплового источника  $Q$  заменить некоторой эквивалентной постоянной мощностью  $Q'$ , развиваемой наиболее опасной с точки зрения заедания площадкой контакта с условной температурой  $t'_k$ . Возможность подобной замены была экспериментально показана Блоком [3]. При этом полагаем, что отношение максимальной температуры  $t'_{max}$  на площадке контакта к условной температуре контакта  $t'_k$  будет величиной постоянной и не будет зависеть от скорости.

Тогда уравнения и выводы, написанные для роликов можно использовать для качественной оценки теплопередачи в зубчатых передачах.

С этих позиций рассмотрим возможность применения критериев (2, 3, 4) для расчетов на заедание зубчатой передачи.

а) Согласно теоретическим выводам Блока максимальная температура на площадке контакта может быть найдена как:

$$\vartheta_{k_{max}} = \vartheta_{max} + \vartheta \quad \dots (18)$$

Где  $\vartheta_{max}$  — местное и мгновенное повышение температуры на площадке контакта.

$\vartheta$  — объемная температура шестерни или ролика.

В реальных трущихся парах из-за различных скоростей скольжения трущихся поверхностей относительно площад-

ки контакта, а также из-за различных теплоемкостей и условий охлаждения будем иметь  $\vartheta_1 \neq \vartheta_2$ .

Эта разница у роликов, в частности, будет тем значительнее, чем больше разница в скоростях скольжения трущихся поверхностей относительно площадки контакта, при одинаковых размерах образцов. Отсюда следует, что фактическое повышение температуры будет различным для каждого из трущихся тел, чего не учитывает формула Блока (1), так как она была выведена из условий контактирования бесконечно больших тел с одинаковыми объемными температурами.

В связи с этим величину, определяемую по формуле Блока (1) следует рассматривать как чисто условную. Эта величина может быть пропорциональна реальному подъему температуры в зоне контакта лишь при условиях, когда

$$\vartheta_1 = \vartheta_2$$

Как было указано выше, в подавляющем большинстве случаев  $\vartheta_1 \neq \vartheta_2$  и рассчитать максимальную температуру контакта  $\vartheta_{\text{max}}$  с помощью формулы (1) становится невозможным, следовательно, формула (1) мало дает с точки зрения возможности предупреждения заедания и критерий Блока (2), определяющий режимы, при которых наступает заедание, носит неопределенный характер.

б) Критерий Олмена был получен для зубчатых передач, работающих в задних мостах автомобилей. В этих случаях тепловой режим характеризуется резкими изменениями температуры контакта и установившимися в некоторых пределах объемными температурами шестерен и масла. Подобный тепловой режим обуславливается особенностями эксплуатации автомобиля, связанной с кратковременными пиками нагрузки.

Таким образом можно считать, что для эксплуатации зубчатой передачи заднего моста автомобиля характерен неустановившийся тепловой режим и режимы заедания будут определяться выражением (17), что и подтверждается экспериментально установленным критерием Олмена (3), если пренебречь изменением коэффициента трения  $\mu$ .

Следовательно, выражения (3) и (17) в общем виде характеризуют предельные величины нагрузки и скорости скольжения, которые может выдержать высшая кинема-

тическая пара с линейным контактом в условиях неустановившегося режима работы.

в) Если принять, что коэффициент трения  $\mu$  мало меняется для нагрузок близких к нагрузкам заедания при некотором диапазоне изменения скоростей скольжения\*, то связь между нагрузкой заедания и скоростью скольжения будет определяться по формулам (7) и (15) одинаково. Отсюда следует предположить, что для высших кинематических пар с линейным контактом, работающих в условиях установившейся теплопередачи, режимы заедания будут качественно определяться соотношениями (7) и (15).

В связи с тем, что в литературе не имеется достаточных сведений о режимах заедания в условиях установившегося процесса трения и передачи тепла и нет указаний о методе расчета на заедание в этом случае, была поставлена задача изучить эти режимы экспериментально.

### III. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ РЕЖИМОВ ЗАЕДАНИЯ

#### 1. Описание установки

Опыты были произведены на реконструированной машине типа МИ для испытания металлов на износ (выпуск 1953 г.).

Ниже приводится краткое описание машины (см. фиг. 2)

Посредством системы клиноременной передачи с трехступенчатыми шкивами 1—2 и 3—4 движение от электродвигателя передается валу продольному. Верхний образец 7 получает движение с помощью клиноременной передачи 5—6. Нижний образец имеет привод от вала продольного через клиноременную передачу 4—10 и зубчатую передачу.

Нагружение роликов производится с помощью пружины (для больших нагрузок) или грузами (для малых нагрузок); специальный рычаг (на схеме не показан) при помощи подвешенных грузов дает возможность полностью уравновешивать каретку.

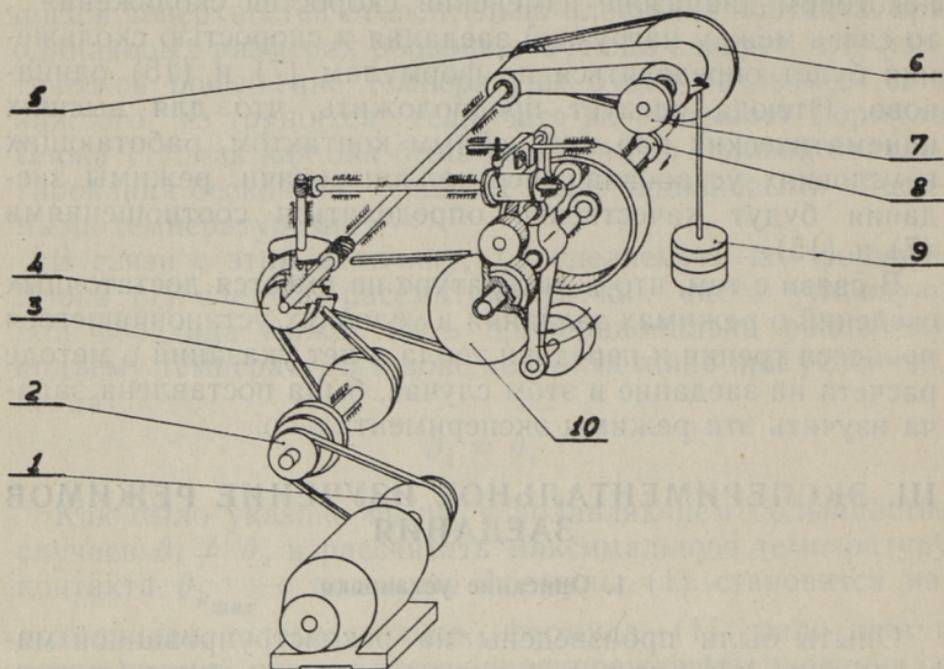
В связи с тем, что размеры роликов значительно отклонялись от стандартных, с машины был снят вал поперечный и несколько изменено положение стойки.

---

\* Возможность подобного допущения вытекает из последующих экспериментов.

Машина имеет возможность автоматически записывать момент трения от 0 до 50 кгсм.

Специальный автоматический выключатель останавливает машину при возникновении заедания.



Фиг. 2. Кинематическая схема машины.

Испытуемые ролики имели следующие размеры:

диаметр верхнего ролика = 100 мм,  
диаметр нижнего ролика = 44 мм,  
ширина полосы трения = 5 мм.

В процессе испытаний отношение числа оборотов верхнего ролика к числу оборотов нижнего ролика не менялось и составляло:

$$\frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{н}}} = 3,5$$

Испытуемые ролики вращались в разных направлениях и скорость скольжения определялась как разность соответствующих окружных скоростей:

$$v_{\text{ск}} = v_{\text{в}} - v_{\text{н}},$$

где  $v_{\text{в}}$  — окружная скорость верхнего ролика в м/сек,  
 $v_{\text{н}}$  — окружная скорость нижнего ролика в м/сек.

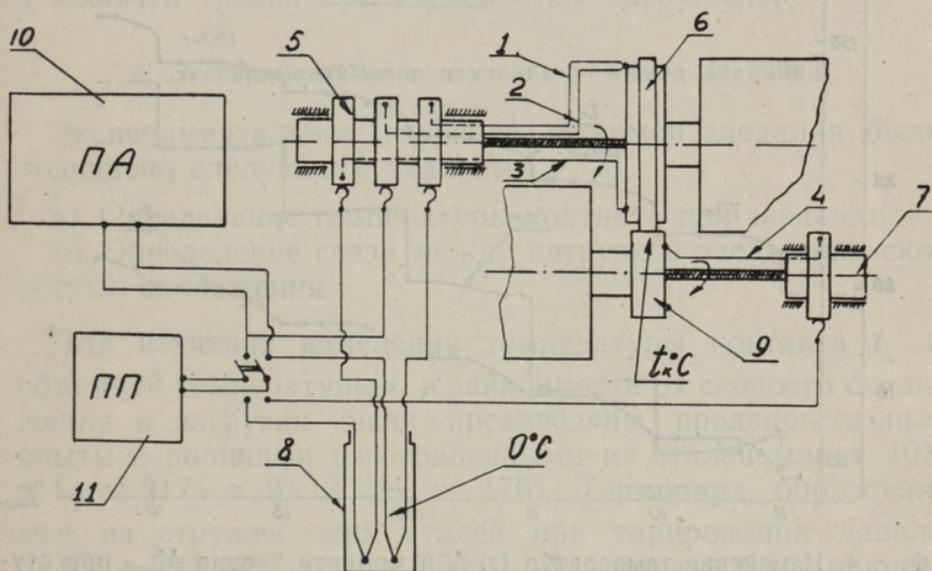
Кинематика привода обеспечивала следующие скорости вращения верхнего ролика и соответствующие скорости скольжения:

Таблица 1.

№ ступ.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$n_v \frac{\text{об}}{\text{мин.}}$	57	81,5	125	143	173	246	286	347	390
$v_{ск} \frac{\text{м}}{\text{сек.}}$	0,26	0,37	0,57	0,65	0,79	1,12	1,31	1,58	1,78

Смазка трущихся роликов производилась окунанием нижнего ролика на 1—2 мм в масляную ванну.

Измерение температур в контакте  $t_k$  производилось методом естественной термопары (см. фиг. 3).



Фиг. 3. Схема измерения температуры.

Для этой цели к образцам припаявались стружки 3 и 4 из металла соответствующих роликов.

Объемная температура  $t_1$  верхнего ролика измерялась хромель-алюмелевой термопарой, горячий спай которой припаявался к верхнему образцу, как показано на схеме.

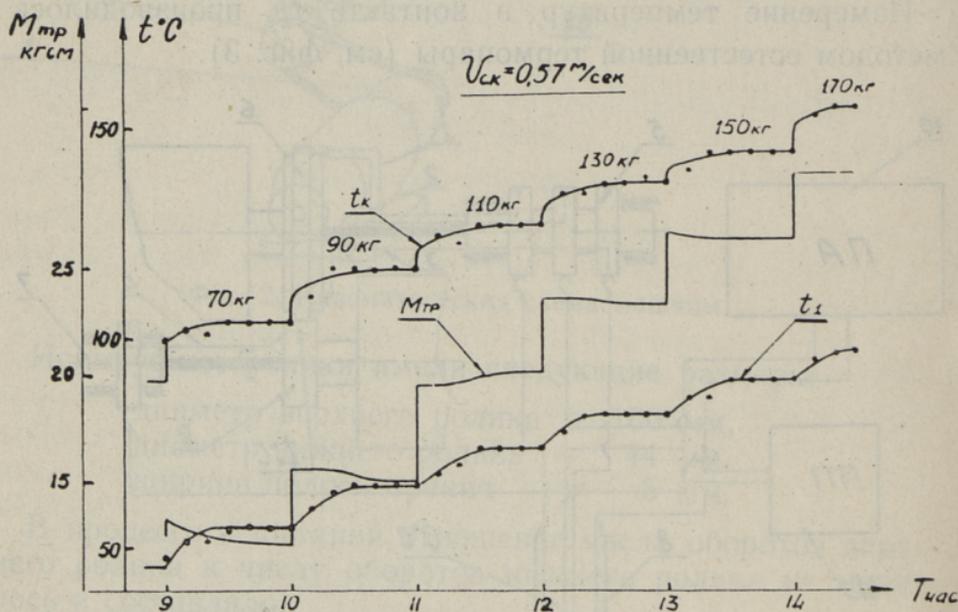
Холодные спаи термопар помещались в термос 8 с

тающим льдом. Измерения термо-эдс производились потенциометрами 10, 11, причем для измерения объемной температуры  $t_1$  был использован автоматический потенциометр 10, дающий запись изменения температуры на ленте.

Концы горячих спаев термопар 1, 2, 3 и 4 были выведены на коллекторы 5 и 7 с серебряными дисками, по которым скользили серебряные контакты. Коллекторы соединялись с роликами посредством гибких валиков. Все соединения проводов, за исключением горячих и холодных спаев, находились при комнатной температуре ( $20^\circ\text{C}$ ).

## 2. Методика испытаний

Предварительно образцы прирабатывались с абразивной пастой, содержащей электрокорунд зернистостью до



Фиг. 4. Изменение температур  $t_k$ ,  $t_1$  и момента трения  $M_{тр}$  при ступенчатом нагружении.

14  $\mu$  при скорости скольжения  $v_{ск} = 0,26 \text{ м/сек}$  и нагрузке  $P = 2 \div 3 \text{ кг}$  в течение  $10 \div 15 \text{ мин}$ .

Затем образцы промывались бензином, просушивались и обкатывались в масле индустриальное 20 (веретенное 3) в течение 1,5 час, при этом нагрузка повышалась ступенями через каждые полчаса до 50 кг ( $\sigma_{сж} \approx 4900 \text{ кг/см}^2$ ).

После обкатки образцы снова промывались в бензине и просушивались, после чего начиналось основное испытание.

В основу испытаний был положен метод ступенчатого нагружения [7], при котором нагрузка на образцы постепенно повышалась до появления заедания.

Величина ступени нагрузки для разных скоростей выбиралась в основном в пределах  $10 \div 15\%$  от нагрузки заедания. Время испытания на каждой ступени выбиралось достаточным для установления стабильного режима трения и передачи тепла, который характеризовался постоянством момента трения  $M_{тр}$ , температуры контакта  $t_k$  и объемной температуры  $t_1$ . Это время было найдено экспериментально в процессе предварительных испытаний и равнялось  $\approx 30 \div 45$  мин.

На фиг. 4 приведены графики, характеризующие изменение температуры контакта  $t_k$  объемной температуры  $t_1$  и момента трения при ступенчатом нагружении.

### 3. Экспериментальное изучение режимов заедания

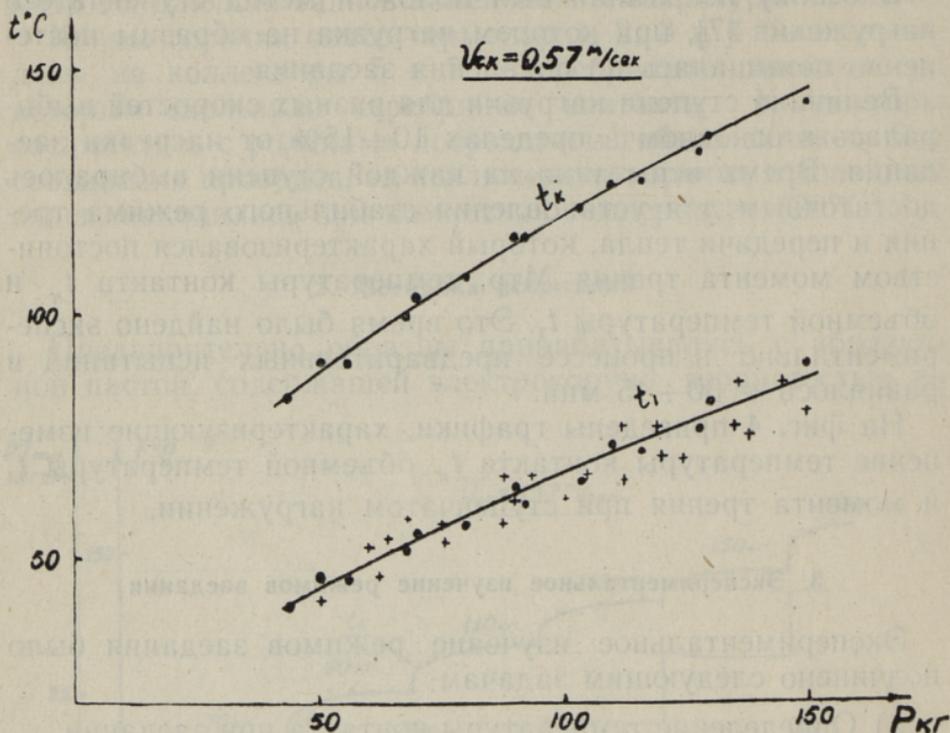
Экспериментальное изучение режимов заедания было подчинено следующим задачам:

- а) Определение температуры контакта при заедании.
- б) Определение связи между нагрузкой заедания и скоростью скольжения.

Для изучения изменения температуры контакта  $t_k$  и объемной температуры  $t_1$  в зависимости от скорости скольжения и нагрузки были произведены предварительные опыты с роликами изготовленными из сталей марок 40X ( $H_B = 217$ ) и 2X13 ( $H_B = 170$ ). Термопара, образованная из стружек этих сталей при тарировании давала ЭДС =  $1,48 \text{ mV}$  при  $t = 250^\circ\text{C}$ . Для смазки было использовано масло индустриальное 20 (веретенное 3).

В результате предварительных испытаний были построены графики изменения температур  $t_k$  и  $t_1$  в зависимости от нагрузки для скоростей скольжения  $v_{ск} = 0,37; 0,57; 0,65; 0,79; 1,12$  и  $1,31$  м/сек. На основании этих данных затем были построены сводные графики. В качестве примера на фиг. 5 приведены графики температур  $t_k$  и  $t_1$  для скорости скольжения  $v_{ск} = 0,57$  м/сек.

Для изучения зависимости нагрузки заедания от скорости скольжения было проведено 2 серии испытаний. В первой серии испытаний верхний ролик изготовлялся из



Фиг. 5. Изменение температуры контакта  $t_{к1}$  и объемной температуры  $t_1$  в зависимости от нагрузки  $P$ .

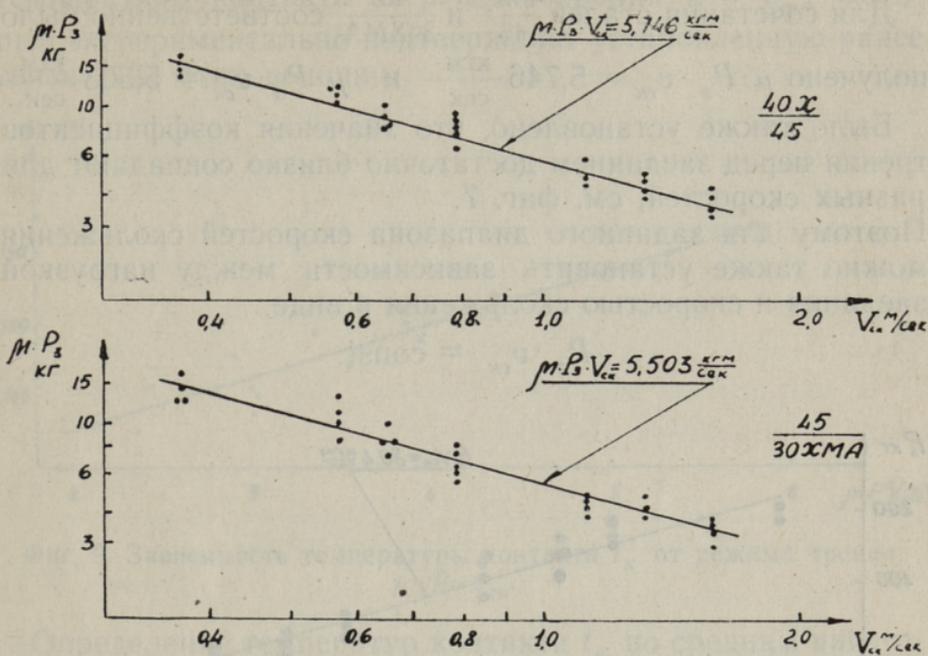
+	объемная температура $t_1$ для трущейся пары	$\frac{40X}{45}$
"	"	$\frac{40X}{2X13}$

улучшенной стали 40X ( $H_B = 255$ ) и нижний ролик из улучшенной стали 45 ( $H_B = 276$ ). Во второй серии испытаний верхний и нижний ролики были изготовлены соответственно из улучшенных сталей 45 ( $H_B = 276$ ) и 30XMA ( $H_B = 229$ ). В этих испытаниях ролики смазывались маслом индустриальное 20 (веретенное 3).

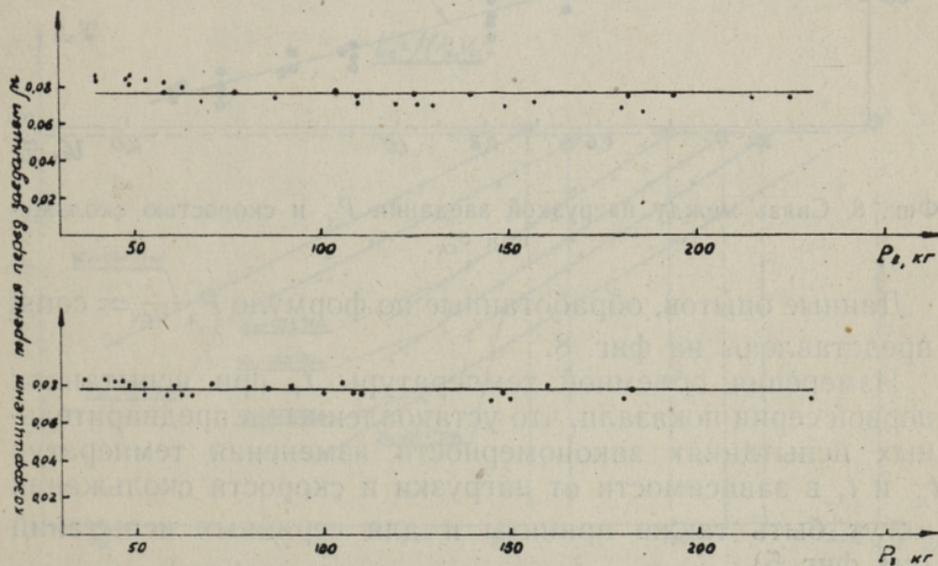
Результаты испытаний в логарифмических координатах приведены на фиг. 6.

Данные этих испытаний согласуются с зависимостью (15)

$$\mu \cdot \dot{P}_3 \cdot v_{ск} = \text{const.}$$



Фиг. 6. Связь между нагрузкой заедания  $P_z$ , скоростью скольжения  $v_{ск}$  и коэффициентом трения перед заеданием  $\mu$ .



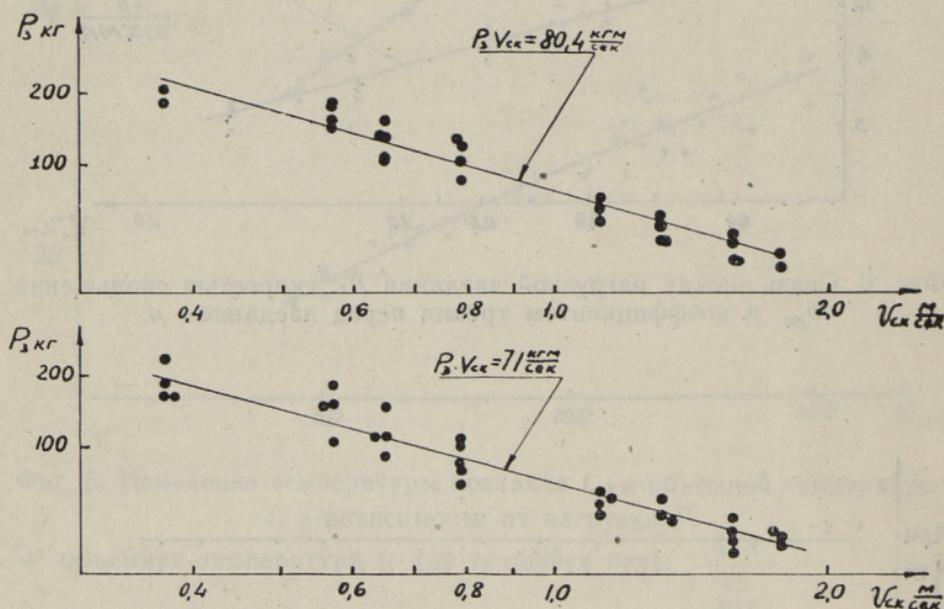
Фиг. 7. Зависимость коэффициента трения перед заеданием  $\mu$  от нагрузки.

Для сочетания сталей  $\frac{40X}{45}$  и  $\frac{45}{30XMA}$  соответственно было получено  $\mu \cdot P_z \cdot v_{ск} = 5,746 \frac{\text{КГМ}}{\text{сек}}$  и  $\mu \cdot P_z \cdot v_{ск} = 5,503 \frac{\text{КГМ}}{\text{сек}}$ .

Было также установлено, что значения коэффициентов трения перед заеданием достаточно близко совпадают для разных скоростей, см. фиг. 7.

Поэтому для заданного диапазона скоростей скольжения можно также установить зависимость между нагрузкой заедания и скоростью скольжения в виде

$$P_z \cdot v_{ск} = \text{const.}$$



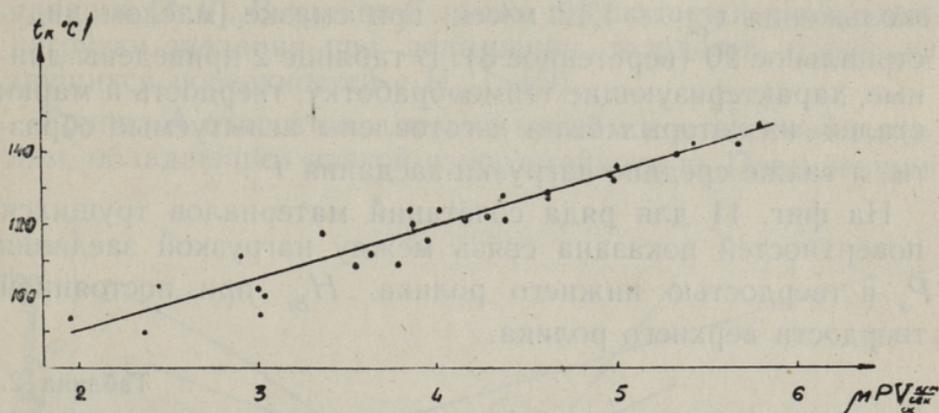
Фиг. 8. Связь между нагрузкой заедания  $P_z$  и скоростью скольжения  $v_{ск}$ .

Данные опытов, обработанные по формуле  $P_z \cdot v_{ск} = \text{const}$  представлены на фиг. 8.

Измерения объемной температуры  $t_1$  при испытаниях первой серии показали, что установленные в предварительных испытаниях закономерности изменения температур  $t_k$  и  $t_1$  в зависимости от нагрузки и скорости скольжения могут быть также приняты и для серийных испытаний (см. фиг. 5).

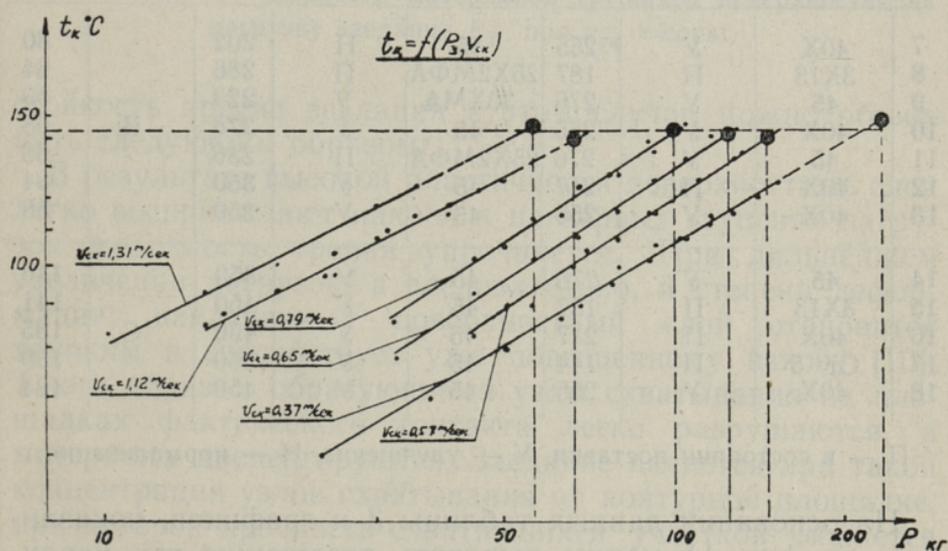
В результате был построен для ряда скоростей и нагрузок график (см. фиг. 9), изображающий зависимость

температуры контакта от режима трения  $\mu \cdot P \cdot v_{ск}$ , который экспериментально подтверждает установленную ранее связь (14) этих величин.



Фиг. 9. Зависимость температуры контакта  $t_k$  от режима трения  $\mu \cdot P \cdot v_{ск}$ .

Определение температур контакта  $t_k$  по средним нагрузкам заедания  $\bar{P}_3$  для разных скоростей скольжения с помощью сводного графика температур  $t_k$  (см. фиг. 10) показало, что заедание независимо от скорости скольжения начинается при определенной температуре контакта  $t_3$ .



Фиг. 10. Зависимость температуры контакта перед заеданием  $t_3$  от нагрузки заедания  $P_3$  и скорости скольжения  $v_{ск}$ .

#### 4. Влияние свойств материалов трущихся поверхностей на нагрузку заедания

Испытания производились с постоянной скоростью скольжения  $v_{ск} = 1,12$  м/сек, при смазке маслом индустриальное 20 (веретенное 3). В таблице 2 приведены данные, характеризующие термообработку, твердость и марки сталей, из которых были изготовлены испытываемые образцы, а также средние нагрузки заедания  $\bar{P}_3$ .

На фиг. 11 для ряда сочетаний материалов трущихся поверхностей показана связь между нагрузкой заедания  $\bar{P}_3$  и твердостью нижнего ролика  $H_{B_2}$  при постоянной твердости верхнего ролика.

Таблица 2.

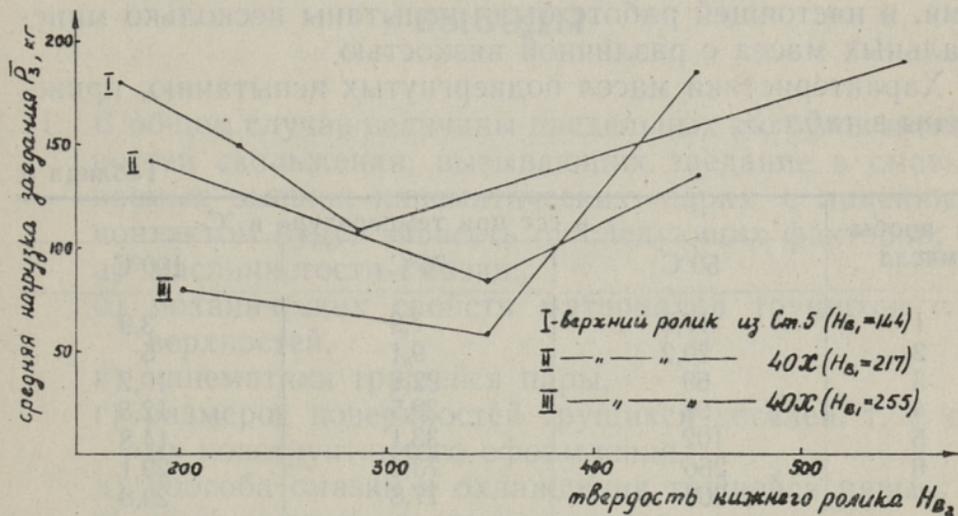
№	Верхний образец			Нижний образец			Группа	$\bar{P}_{3 кг}$
	марка стали	термо обраб.	$H_{B_1}$	марка стали	термо обраб.	$H_{B_2}$		
1	Ст. 5	П	144	30ХМА	П	172	А	180
2	12ХНЗА	П	160	2Х13	П	170		144
3	12ХНЗА	П	160	45	П	187		159
4	Ст. 5	П	144	30ХМА	У	229		149
5	40Х	П	217	45	П	187		142
6	Ст. 5	П	144	25Х2МФА	П	286		108
7	40Х	У	255	45	Н	202	В	80
8	3Х13	П	187	25Х2МФА	П	286		64
9	45	У	276	30ХМА	У	229		59
10	40Х	У	255	45	У	276		68
11	45	У	276	25Х2МФА	П	286		68
12	40Х	П	217	45	У	350		84
13	40Х	У	255	45	У	350		58
14	45	У	276	45	У	350	С	116
15	3Х13	П	187	45	У	450		141
16	40Х	П	217	45	У	450		135
17	Ст. 5	П	144	45	У	550		189
18	40Х	У	255	45	У	450		184

П — в состоянии поставки, У — улучшение, Н — нормализация.

На основании данных таблицы 3 и графиков, показанных на фиг. 11 можно выделить следующие три характерные группы сочетаний материалов по твердости: группа В — с наименьшей стойкостью против заедания и

группы А и С — с повышенной стойкостью против заедания. Повышение стойкости против заедания с увеличением твердости трущихся поверхностей отмечалось в ряде исследований [4, 9]. В группе С также наблюдается увеличение нагрузки заедания при повышении твердости одной из трущихся поверхностей с  $H_B > 450$ .

Группа А относится к весьма мягким и пластичным сталям, обладающим низкой износостойкостью. Повышенную



Фиг. 11. Влияние твердости материалов трущихся поверхностей на нагрузку заедания  $\bar{P}_z$  при  $v_{ск} = \text{const}$ .

стойкость против заедания в этом случае можно объяснить следующим образом:

В результате высокой пластичности поверхностные слои легко воспринимают наклеп и на первых ступенях нагрузок поверхность трения упрочняется. При дальнейшем увеличении нагрузок, а следовательно, и степени деформации, наклепанный поверхностный слой становится хрупким и способствует уже повышенному износу [10]. Таким образом образующиеся узлы схватывания на площадках фактического контакта легко разрушаются, а материалы диспергируются. Заедание начнется при такой концентрации узлов схватывания на контурной площадке, при которой прочность схватившихся участков окажется выше прочности некоторого объема одного из металлов. Увеличение концентрации узлов схватывания происходит при повышении температуры контакта, в связи с чем и

повышалась нагрузка на ролики, вызывающая в них заедание.

Таким образом можно предположить, что в группе А высокому сопротивлению материалов заеданию способствует их низкая износостойкость.

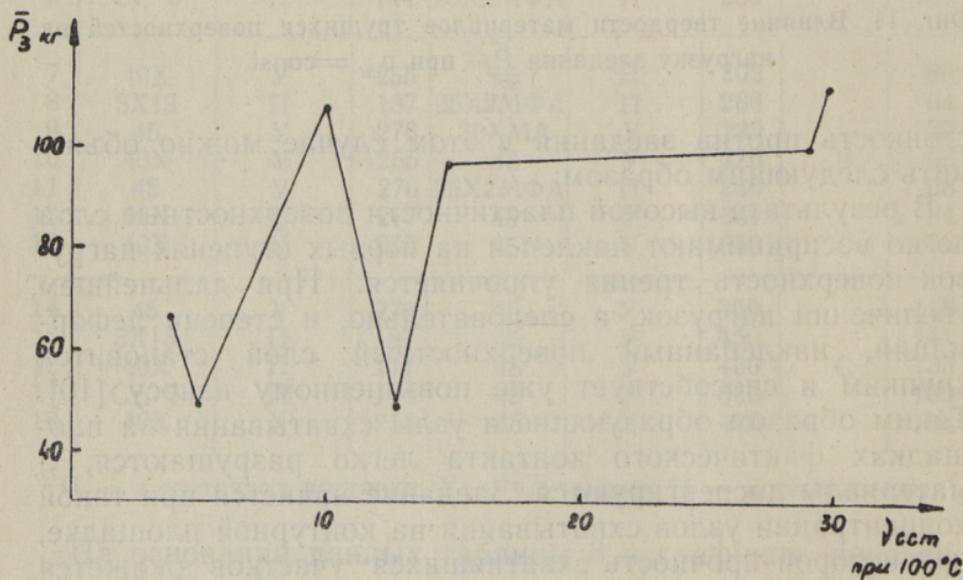
### 6. Влияние вязкости масел на нагрузку заедания

В связи с тем, что по вопросу о влиянии вязкости масел на заедание не имеется твердо установленной точки зрения, в настоящей работе были испытаны несколько минеральных масел с различной вязкостью.

Характеристики масел подвергнутых испытанию, приведены в табл. 3.

Таблица 3

№ пробы масла	ν в сст при температуре в °С		
	50°С	75°С	100°С
1	17,2	7,9	3,9
2	20,2	9,1	5
3	69	22,8	10,2
4	96	29,5	12,8
5	102	33,1	14,8
6	266	73,2	29,1
7	266	77,8	29,8



Фиг. 12. Влияние вязкости минеральных масел на нагрузку заедания  $P_3$  при  $v_{ск} = \text{const}$ .

Испытание масел было произведено на роликах из улучшенных сталей марок 45 ( $H_{B_1} = 276$ ) и 30ХМА ( $H_{B_2} = 229$ ) при скорости скольжения  $v_{ск} = 1,12$  м/сек.

Результаты испытаний масел на заедание (см. фиг. 12), а также данные других исследований [12] свидетельствуют о том, что закономерной связи между вязкостью масел и нагрузкой заедания  $P_з$  не имеется.

## ВЫВОДЫ

1. В общем случае величины предельных нагрузок и скоростей скольжения, вызывающих заедание в смазываемых высших кинематических парах с линейным контактом будут зависеть от следующих факторов:
  - а) маслянистости смазки,
  - б) механических свойств материалов трущихся поверхностей,
  - в) кинематики трущейся пары,
  - г) размеров поверхностей трущихся деталей, т. е. от их конструктивного оформления,
  - д) способа смазки и охлаждения трущейся пары,
  - е) режима эксплуатации трущейся пары.
2. В основу теоретического и экспериментального анализа режимов заедания должны быть положены изучение закономерностей теплопередачи в трущихся телах и гипотеза о существовании критической температуры на поверхности трения, вызывающей заедание.
3. Результаты испытаний на заедание в условиях переменных скоростей скольжения при установившемся режиме работы показали, что заедание начинается во всех случаях при вполне определенной температуре контакта.
4. Для установившихся режимов эксплуатации связь между нагрузкой заедания и скоростью скольжения будет определяться произведением

$$\mu P_з v_{ск} = \text{const}$$

5. Для неустановившихся режимов эксплуатации, при которых объемные температуры трущихся тел существенно не изменяются, связь между нагрузкой заеда-

ния и скоростью скольжения будет определяться выражением

$$\mu \sigma_{сж} v_{ск} = \text{const или}$$

$$\mu \sqrt{P_3} v_{ск} = \text{const}$$

6. В связи с тем, что коэффициент трения  $\mu$  перед заеданием для некоторого диапазона скоростей заметно не меняется, указанные выше зависимости для установившегося и неустановившегося режима работы могут быть выражены соответственно как  $P_3 v_{ск} = \text{const}$  и  $\sigma_{сж} \cdot v_{ск} = \text{const}$ .
7. Величина, определяемая формулой Блока (1) носит условный характер, так как объемные температуры трущихся тел  $t_1$  и  $t_2$  не равны между собой в большинстве случаев и критерий  $\sqrt{P_3 v_{ск}} = \text{const}$ , предложенный Блоком для расчетов на заедание носит неопределенный характер.
8. Изменение вязкости минеральных масел не влияет закономерно на стойкость трущейся пары против заедания.
9. При увеличении твердости одной из трущихся поверхностей  $H_B > 450$  стойкость против заедания возрастает.
10. Наименьшей стойкостью против заедания обладают стальные поверхности с твердостью  $200 < H_B < 300$ .
11. Повышенным сопротивлением заеданию обладают мягкие стали с низкой износоустойчивостью. Эта область охватывает в основном стальные поверхности с твердостью  $H_B < 200$ .
12. Стойкость против заедания во всех случаях может быть повышена путем улучшения условия охлаждения трущейся пары.

## Л и т е р а т у р а

1. «Зубчатые и червячные передачи» ЭСМ т. II, 1948 г.
2. H. Blok «Les temperatures de surface dans des conditions de graissage sous extrême pression» II Congrès mondial du petrole. Paris 1937.
3. H. Blok «Surface temperature measurements on gear teeth under extreme-pressure lubricating conditions». General Discussion on Lubrication and Lubricants. London. 1937.
4. J. O. Almen «Dimensional value of Lubricants in gear design». SAE-J (Transactions) vol. 50 No 9 — 1942.
5. H. Hofer «Die zulässige Zahnradbeanspruchung und ihre berechnungsweise im Werkzeugmaschinenbau». Werkstattstechnik 5, 128 (1931).
6. М. М. Хрущов «Исследования приработки подшипниковых сплавов и цапф». Изд. АН СССР, 1946 г.
7. М. М. Хрущов и Р. М. Матвеевский «Новый вид испытания смазочных масел». Вестник машиностроения, № 1—1954 г.
8. Р. М. Матвеевский «Температурный метод оценки предельной смазочной способности машинных масел», изд. АН СССР, 1956 г.
9. А. Л. Честнов «Повышение износостойкости деталей машин упрочнением поверхностных слоев». Повышение долговечности машин. Машгиз. 1956 г.
10. В. А. Кислик «Влияние деформаций на износ сталей». «Трение и износ в машинах», сборник II, изд. АН СССР, 1946.
11. Ф. П. Боуден и Д. Тейбор «Механизм граничной смазки». Трение и граничная смазка, М. Изд. Иностран. Лит. 1953 г.
12. Р. М. Матвеевский, И. С. Богатырев и М. М. Хрущов «Четырехроликовая машина ИМАШ для испытания смазочных масел», «Трение и износ в машинах» сб. IX, изд. АН СССР, 1954 г.

ENSV Teaduste Akadeemia  
Keskraamatukogu

В. В. Менг

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ  
ЗАЕДАНИЯ В ВЫСШИХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ  
С ЛИНЕЙНЫМ КОНТАКТОМ

Издательство  
Таллинского Политехнического Института

\*

Редактор А. Ершов  
Технический редактор А. Тамм  
Корректор Т. Савина

Сдано в набор 8 II 1957. Подписано к печати  
26 II 57. Бумага 54×84 1/16. Печатных  
листов 1,75. По формату 60×92 печатных  
листов 1,43. Учетно-издательских листов 1,25.

Тираж 800. МВ-01638. Заказ № 827.  
Типография «Коммунист», Таллин, ул. Пикк 2

Цена 90 коп.



90 коп.

EESTI AKADEEMILINE RAAMATUKOGU



1 0200 00086404 5