

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 306

СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО

**МАШИНОСТРОЕНИЮ
VII**

Ср. 6.1

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

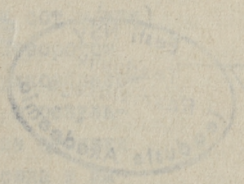
№ 306

1971

УДК 621.9+621.5

СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО
МАШИНОСТРОЕНИЮ

VII



ТАЛЛИН 1971

1.5.93



Ep. 10478

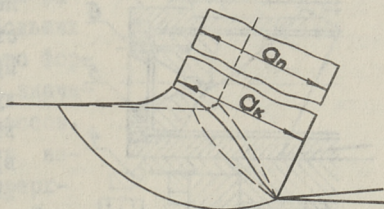
УДК 621.9.014.8.620.18

Р.А. Янсон

О ПРИСПОСОБЛЕНИЯХ ДЛЯ МГНОВЕННОГО
 ПРЕКРАЩЕНИЯ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ

Для изучения процесса стружкообразования, застойных явлений на поверхностях режущего элемента и так далее применяются микрошлифы корней стружек, полученные "мгновенным" прекращением процесса резания. В действительности прекратить процесс резания мгновенно, то есть в течение бесконечно малого промежутка времени, невозможно. Поэтому большой интерес представляет определение такой максимальной продолжительности остановки, которая не искажала бы исследуемую картину переходными процессами, а также формулировка требований к соответствующим приспособлениям. Несмотря на то, что для исследования различных явлений процесса резания корни стружек применяются уже с двадцатых годов настоящего столетия, поднятая проблема еще мало изучена. На основании проведенных экспериментов, а также по анализу различных литературных источников автор попытался в некоторой степени заполнить этот пробел.

Общеизвестно, что рост скорости резания (от нуля до нескольких сот м/мин) сопровождается поворотом границ зоны стружкообразования (фиг. 1), в результате чего толщина стружки уменьшается. Отсюда и вытекает самый важный критерий тождественности полученной картины в корне



Фиг. 1.

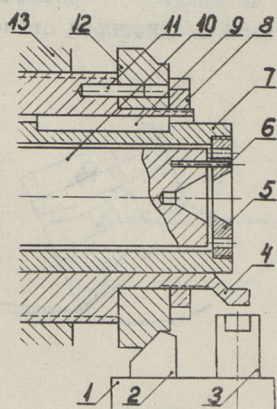
стружки с действительной картиной процесса, то есть у конечной границы зоны стружкообразования толщина стружки a_k не должна превышать толщину a_n , соответствующую данным условиям резания. При изучении застойных явлений важно, чтобы подрезцовая сторона корня стружки совпадала с конфигурацией и расположением передней поверхности резца в процессе резания. На поверхности резания нельзя допускать следов врезания.

Приспособления, применяемые для мгновенного прекращения процесса точения, можно подразделить на две группы:

1) приспособления, прекращающие движение образца и резца (условно система А),

2) приспособления, отводящие резец от образца (условно система Б).

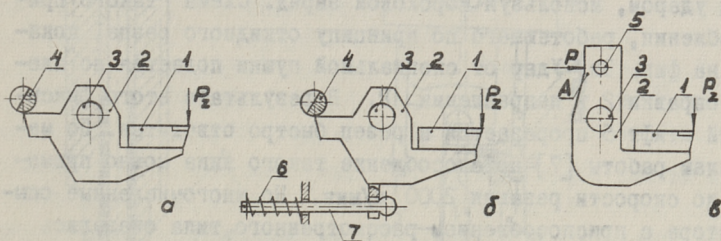
Как правило, вращающиеся массы системы А больше массы резца с резцедержателем системы Б. Следовательно, при приложении одной и той же энергии для остановки процесса в системе Б можно получить корни стружек, в которых роль переходных процессов меньше. Система А усложняется еще тем, что одновременно необходимо прекратить вращательное и поступательное движения. На фиг. 2 приведена упрощенная принципиальная схема приспособления из работы [6], которое можно считать одним из наиболее совершенных представителей системы А. Образец 12 получает вращение от шпинделя станка через оправку 10, штифт 6, гайку 5, переходную втулку 7, шпонку 9, ступенчатую втулку 4 и штифт II. При вращении системы образец получает вместе со ступенчатой втулкой осевое движение от невращающейся гайки 13. В нужный момент поршень 3 выбрасывается из цилиндра специального приспособления, закрепленного на суппорте. Зуб втулки 4, ударяясь о лыску поршня, перерезает штифт 6, и резание прекращается. Дли-



Фиг. 2.

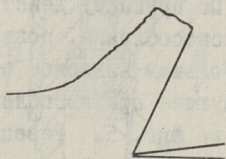
но считать одним из наиболее совершенных представителей системы А. Образец 12 получает вращение от шпинделя станка через оправку 10, штифт 6, гайку 5, переходную втулку 7, шпонку 9, ступенчатую втулку 4 и штифт II. При вращении системы образец получает вместе со ступенчатой втулкой осевое движение от невращающейся гайки 13. В нужный момент поршень 3 выбрасывается из цилиндра специального приспособления, закрепленного на суппорте. Зуб втулки 4, ударяясь о лыску поршня, перерезает штифт 6, и резание прекращается. Дли-

тельность переходных процессов определяется жесткостью системы. По данным [6] после удара стружка отходит от резца на 20...30 мм, вершина резца ломается. Судя по фотографиям микрошлифов этой же работы, наклон стружки относительно поверхности резания в некоторых случаях значительно искажается (~ до 14°). Последнее обстоятельство, наряду со сложностью конструкции, можно считать основным недостатком описанного приспособления.



Фиг. 3.

Большинство исследователей использует приспособления системы Б. Широко применяются т.н. откидные резцы, принцип действия которых показан на фиг 3. Резец I закрепляется на оправке 2, которую можно повернуть вокруг оси 3. Оправку удерживает в исходном положении либо поворачиваемый упор 4, либо штифт 5. Приспособление, работающее по схеме фиг. 3а, применено в работе [4]. После поворота упора 4 в положение, позволяющее повернуться оправке 2, резец отводится тангенциальным компонентом силы резания. Фотографии корней стружек этой работы, полученные даже при небольших скоростях резания, имеют часто форму фиг. 4, что указывает на значительную роль переходных процессов. Кроме того, сильно искажается наклон стружки относительно поверхности резания (~ до 23°). Для ускорения отвода резца можно применить штырь 7 с пружиной 6 (фиг. 3б). Такое приспособление исполь-

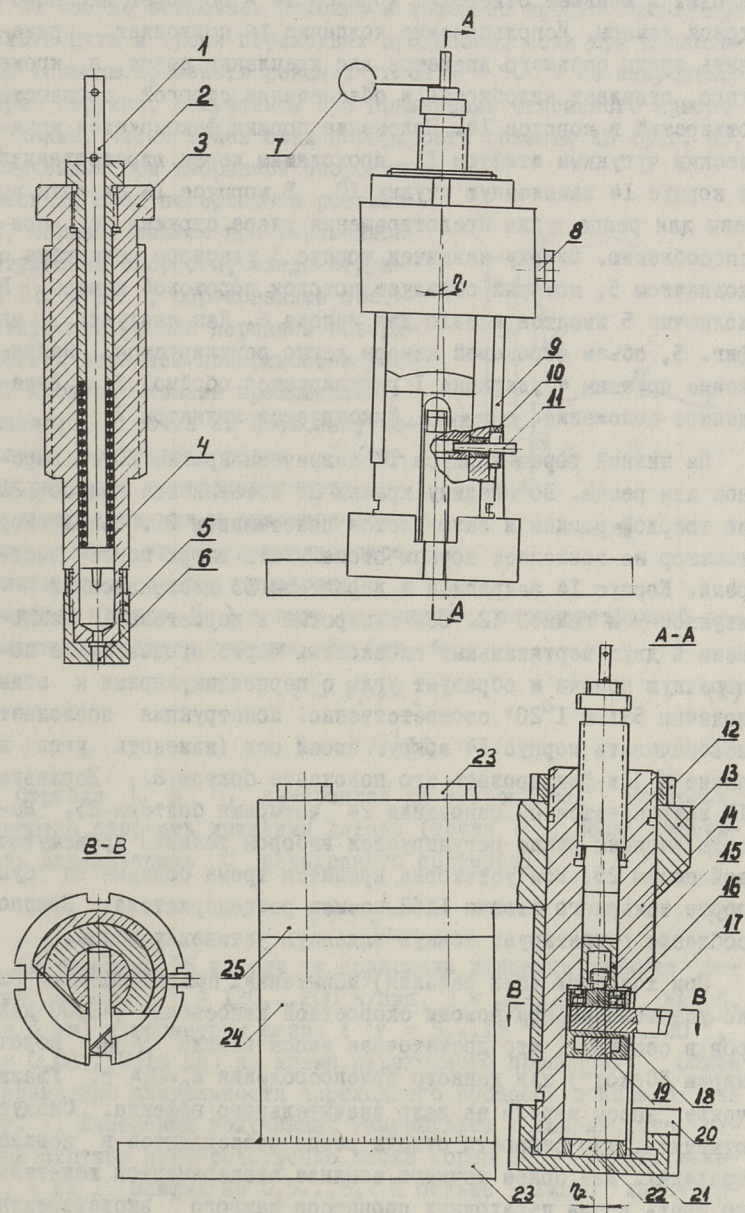


Фиг. 4.

зовано в работе [9]. По данным автора, при $P_2 = 218$ кг, $v = 91$ м/мин путь резания при гашении скорости составил 0,076 мм, а при $v = 305$ м/мин — 0,76 мм. Приведенные данные являются, очевидно, результатами отдельных экспериментов и не позволяют сделать обобщений. Сохраняется недостаток приспособления (фиг. 3а), т.е. искажается наклон стружки относительно поверхности резания.

Для фиксации корня стружки при больших скоростях резания рекомендуется применять приспособления, позволяющие отвести резец ударом, используя пороховой заряд. Схема такого приспособления, работающего по принципу откидного резца, показана на фиг. 3в. Удар от специальной пушки подается по плечу А оправки 2 в направлении Р. В результате этого фиксирующий штифт 5 прорезается и резец быстро отводится. По материалам работы [7] приспособление такого типа можно применять до скорости резания 2000 м/мин. Но многочисленные опыты автора с приспособлением рассмотренного типа оказались неудачными. Несмотря на многие мероприятия (оправка 2 устанавливалась на оси 3 без люфта, вершина резца I была ниже оси 3 и линии центров детали, поперечный суппорт был жестко закреплен и пр.) не удавалось избежать врезания в поверхность резания, что портило текстуру стружки около режущей кромки. Оказалось, что ударная волна распространяется в направлении удара быстрее, чем происходит требуемый поворот оправки, т.е. направление удара выбрано неправильно. Врезания резца можно было бы избежать при ударе сверху, но это усложнило бы приспособление. Кроме того, при такой конструкции трудно избежать удара стружки по приспособлению, что также недопустимо.

По принципу действия наиболее удачными следует считать приспособления, позволяющие отвести резец прямолинейно под небольшим наклоном относительно плоскости резания. Соответствующее приспособление, сконструированное автором, показано на фиг. 5. Резец I7 прямоугольного поперечного сечения со шлифованной опорной поверхностью закреплен винтами I6 в закаленном поршне I8 с выточкой для облегчения веса. В выточку установлена пробка I9 из твердой резины. Поршень I8 движется в отверстии корпуса I4 с незначительным люфтом. На выступ поршня I8 навинчен закаленный колпачок I5, который



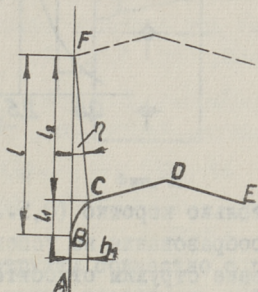
Фиг. 5.

входит в меньшее отверстие корпуса I4 и образует дно пороховой камеры. Использование колпачка I6 позволяет применить винты большего диаметра для крепления резца, и, кроме того, отпадает надобность в обеспечении строгой соосности отверстий в корпусе I4. Положение поршня фиксируется коническим чугунным штифтом II, проходящим через впрессованную в корпус I4 закаленную втулку IO. В корпусе I4 сделаны вырезы для резца и для предотвращения удара стружки по приспособлению. Сверху навинчен корпус 3 ударного механизма с колпачком 5, который образует потолок пороховой камеры. В колпачке 5 имеется гнездо для запала 6. Как следует из фиг. 5, объем пороховой камеры легко регулируется. Напряжение пружины 4 ударника I регулируется обоймой 2. Введенное положение ударника фиксируется шплинтом 7.

На нижний торец корпуса I4 навинчена крышка 20 с вырезом для резца. Во впадину крышки 20 вставляется кольцо 2I из твердой резины и заполняется пластилином 22. Такой амортизатор не позволяет поршню отскакивать вверх после выстрела. Корпус I4 закреплен в держателе I3 дистанционной втулкой 9 и гайкой I2. Ось отверстия в держателе I3 наклонена в двух вертикальных плоскостях через продольную и поперечную подачи и образует углы с перпендикулярами к этим подачам 59° и $1^\circ 20'$ соответственно. Конструкция позволяет поворачивать корпус I4 вокруг своей оси (изменять угол в плане φ) и фиксировать его положение болтом 8. Державка I3 закрепляется на основании 24 четырьмя болтами 23. Высота вершины резца регулируется выбором толщины промежуточной плиты 25. Вся установка крепится тремя болтами на суппорте токарного станка IK62 взамен резцедержателя. Приспособление гарантирует точную заданную установку резца.

При холостых (без резания) испытаниях приспособления было установлено при помощи скоростной киносъемки (40000 кадров в секунду), что достаточная масса заряда (из пороха марки "Сокол") для данного приспособления $m_z=0,4$ г. Увеличение массы заряда не дало значительного эффекта. Следует отметить, что скорости отвода резца рассеиваются в немалых пределах. Для более точного анализа экспериментов желательно знать время переходных процессов каждого эксперимента. Из-за стружки применение скоростной киносъемки для этой це-

ли не всегда возможно. Надежно и довольно просто можно определить путь и время переходных процессов, если при продольном точении применить резцы с углом $\varphi = 90^\circ$. На микрошлифе корня стружки, полученном при применении описанного приспособления, четко виден след поверхности резания АВ (фиг. 6), полученный при выбранной скорости резания, след поверхности резания ВС, образовавшийся при переменной затухающей скорости, следы стружки CD и DE, образованные соответственно фаской передней поверхности и передней поверхностью резца. Процесс резания прекратился, очевидно, в точке С. Поскольку известен угол отвода резца η (равен разности соответствующего угла приспособления и кинематического заднего угла), нетрудно определить точку начала переходного процесса (точка F) и путь резания l , соответствующий переменным условиям резания. По фиг. 6



Фиг. 6.

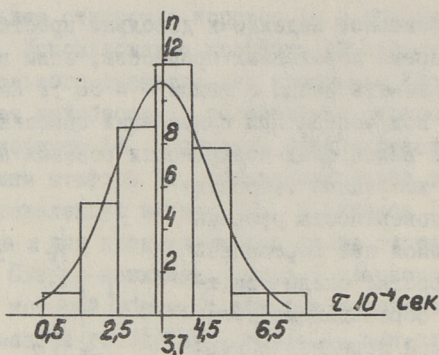
$$l = l_1 + l_2, \quad (1)$$

$$l_2 = h_1 \operatorname{ctg} \eta. \quad (2)$$

Отрезки l_1 и h_1 измеряются на микрошлифе. Поскольку известна скорость движения детали (точки F), можно рассчитать длительность τ переходного процесса:

$$\tau = \frac{l}{v_{\text{дем}}}. \quad (3)$$

Проведенные 36 опытов не позволили выяснить влияние режима резания ($v = 120 \dots 200$ м/мин, $s = 0,23 \dots 0,39$ мм/об, $t = 3$ мм) и геометрии резца ($\gamma = 5 \dots 15^\circ$, $\gamma_f = 5 \dots 20^\circ$, $f = 0,08 \dots 0,16$ мм) на время переходного процесса. Общее рассеивание длительности переходного процесса показано на фиг. 7. Измерения полученных микрошлифов показали, что толщина стружки непосредственно около корня на 17 шлифах меньше, а на 19 шлифах на 0,5...5,7% больше толщины характерных для данных условий резания. Это подтверждает, что на данном приспособлении время остановки процесса резания на-



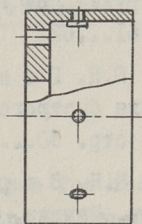
Фиг. 7.

столько коротко ($0,5 \dots 7,5 \cdot 10^{-4}$ сек), что картина стружкообразования не успевает измениться. Сохраняется и положение стружки относительно поверхности резания.

Еще более кратковременный переходный процесс (порядка $2,5 \cdot 10^{-7}$ сек) достигнут при помощи приспособления, работающего на том же принципе и описанного в работе [8]. Этому способствовало, по-видимому, применение закаленного стального штифта, который ломается также хрупко, но при более большой силе (первоначальный импульс для отвода резца больше). Вероятно, применялся и порох, обладающий большей скоростью сгорания.

Конструкция приспособления рассмотренного типа изложена также в работе [2], где интересно решено закрепление поршня (резцедержавки) в исходном положении силами трения. Конструкция позволяет легко регулировать высоту вершины резца. По данным авторов работы [2] приспособление позволяет получить неискаженные корни стружки при скоростях резания $1500 \dots 3000$ м/мин, но, к сожалению, не приводятся данные о длительности переходных процессов. Сомнение вызывает чрезмерно большой угол η (Фиг. 6), при котором трудно избежать удара стружки по приспособлению на первых оборотах после отвода резца. Удар стружки по приспособлению искажает не только положение стружки относительно поверхности резания, но может вызвать также небольшой дополнительный сдвиг по плоскости сдвига. Отсюда вытекает требование: образующаяся стружка должна быть настолько короткой, чтобы не достигнуть препятствия. Для этой цели в данной работе были ис-

пользованы образцы чашечной формы с радиальными отверстиями на месте предусматриваемого прекращения процесса резания (фиг. 8). Для предотвращения поломки вершины резца от ударной нагрузки в отверстия были ввинчены изнутри стальные шурупы. Для этой же цели можно использовать и щели, заполненные спрессованными вкладышами из материала, близкого по свойствам обрабатываемому. Применение значительно более мягкого материала (например, медь при обработке стали) может исказить исследуемый процесс в результате изменения коэффициента трения.



Фиг. 8.

Интересно было бы получить корни стружки совместно с режущим элементом. Этого, по-видимому, можно достигнуть выбором прочности припоя для пластинки (режущего элемента), который должен обеспечить меньшую силу закрепления, чем сила схватывания между режущим элементом и стружкой.

З а к л ю ч е н и е

1. Критериями неискаженности корня стружки являются неизменная толщина стружки непосредственно около конечной границы зоны стружкообразования и совпадение подрезцової стороны корня с конфигурацией и расположением передней поверхности резца в процессе резания.

2. Для получения корней стружек целесообразно применять приспособления, позволяющие отводить режущий элемент прямолинейно под небольшим наклоном ($1...2^\circ$) к плоскости резания.

3. При обработке стали 40X со скоростью до 200 м/мин длительность переходных процессов до $7,5 \cdot 10^{-4}$ сек не искажает изучаемую картину, что обеспечивается приспособлением, описанным в работе.

Л и т е р а т у р а

1. А.М. В а л и т о в. Устройство для фиксации корня стружки при точении. Вестник машиностроения, № 5, 1957, стр. 61...62.

2. Ю.Н. Г о н ч а р, Н.С. М о л о д ц о в. Приспособление для быстрого отвода резца. Станки и инструменты, № 5, 1968, стр. 30...31.

3. Н.Н. З о р е в. Вопросы механики процесса резания металлов. Mashgiz, M., 1954.

4. А.И. И с а е в. Процесс образования поверхностного слоя при обработке металлов резанием. Mashgiz, M., 1950.

5. Б.Г. Л е в и н. Устройство для фиксации зоны деформации при резании металлов. Вестник машиностроения, №7, 1958, стр. 63...64.

6. Т.Н. Л о л а д з е. Износ режущего инструмента. Mashgiz, M., 1958.

7. Е.Д. С о л о м о н о в и ч. Прибор для мгновенного прекращения процесса резания на больших скоростях. Вестник машиностроения, № 12, 1954, стр. 48...51.

8. W. F. H a s t i n g s. A new quick-stop device and grid technique for metal cutting research. Annals of the C.I.R.P. Vol XV pp. 109...116 (1967).

9. D. K e s e c i o g l u. Shear-strain rate in metal cutting and its effects on shear-flow stress. Trans. Am. Soc. mech. Engrs 158 (1958).

About Quick-Stop Devices for Metal CuttingResearch

S u m m a r y

In the article systematisation of devices for instantaneous stopping the cutting process in turning and analysis of their action are given. The requirements to the devices ensuring undisturbed physical image of chip formation and stoppage phenomena on the surfaces of a cutting element are considered. A description of the device, designed according to the requirements and the time dispersion of the transition process are given.

УДК 621.9.014.2

Р.А. Месила

ИЗМЕРЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ТЕМПЕРАТУРНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ НА ЗАДНИХ
ПОВЕРХНОСТЯХ РЕЗЦОВ

Успехи применения методов теплофизики в изучении распределения температурных полей при резании металлов отразились на направлении экспериментальных исследований. Главное внимание сосредоточилось на измерении локальных температур и определении законов их распределения в зоне резания.

В Куйбышевском политехническом институте был разработан метод бегущих термопар [1], обеспечивающий практически одновременную и непосредственную запись закона распределения температур на контактных поверхностях инструмента. Но по данным А.Н. Резникова [1] опыты по установлению законов распределения температур методом бегущих термопар весьма трудоемки, удачные опыты получаются примерно в 50 % случаев. Недостатком является и то обстоятельство, что температуру можно измерить только на одном обороте заготовки. Если при этом контакт между пятнами концов термопар не осуществился, то опыт заканчивался неудачно.

В данной статье описывается усовершенствованный вариант метода бегущих термопар для определения температур на задней поверхности резца.

По всей длине исследуемой заготовки фрезеруется канавка шириной 0,2...0,4 мм и глубиной 0,8...1,2 мм. В эту канавку закладываются изолированные друг от друга проволоки термопары (медь + константан или др.) диаметром 0,05...0,07 мм. Канал заранее заполняется термореактивной эпоксидной смолой ЭД-6. Затвердевшая эпоксидная смола имеет достаточную проч-

ность, не допускающую смятия концов термопар. Резец на каждом обороте отрезает концы термопар и замыкает их. Другие концы термопары соединяются с электронным осциллографом СИ-19А через специальный вращающийся токоотъемник.

Проволоки термопары, расположенные по всей длине заготовки, позволяют определить зависимости температуры в зависимости от режима резания и от ширины фаски износа на задней поверхности резца.

Исходным видом зависимости температуры на задней поверхности резца от параметров режима и переднего угла предполагаем:

$$T^{\circ} = C_T V^{x_1} s^{(y_1 + x_2 \ln V)} \gamma^{(z_1 + x_3 \ln V + y_2 \ln s)}, \quad (I)$$

где C_T - коэффициент, учитывающий условия обработки и материала,
 V - скорость резания,
 s - подача,
 γ - передний угол.

Логарифмируя выражение (I), получим:

$$\begin{aligned} \ln T^{\circ} = \ln C_T + x_1 \ln V + y_1 \ln s + x_2 \ln V \ln s + \\ + z_1 \ln \gamma + x_3 \ln \gamma \ln V + y_2 \ln s \ln \gamma. \end{aligned} \quad (2)$$

Для оценки коэффициентов $C_T, x_1, x_2, x_3, y_1, y_2, z_1$ зависимости (2) используем метод наименьших квадратов [2]. Опытные точки, параметры режима резания и переднего угла инструмента, выбираем исходя из рекомендаций теории планирования экспериментов [2,3].

В исходной зависимости (I) принято, что показатели степеней при подаче s и переднем угле γ непостоянны и зависят от параметров режима резания. Без применения ЭЦВМ формулы такого типа для расчетов слишком сложны. Для практических целей рассмотрим зависимость (I) в упрощенном виде:

$$T^{\circ} = C_T V^x s^y \gamma^z, \quad (3)$$

где

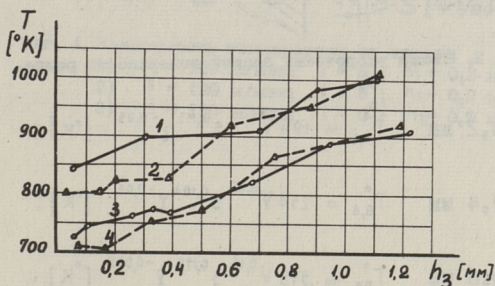
$$y = y_1 + x_2 \ln V_0,$$

$$z = z_1 + x_3 \ln V_0 + y_2 \ln s_0,$$

V_0 и s_0 – фиксированные уровни параметров режима резания.

На основе проделанных экспериментов при обработке чугуна с твердостью $HB = 240$ получены следующие результаты.

1. При увеличении ширины фаски износа h_3 температура T_0 на задней поверхности резца непрерывно увеличивается (см. фиг. 1).



Фиг. 1. Температура на задней поверхности резца при обработке чугуна $HB=240$ резцом ВК8;

- 1) $v = 160$ м/мин; $s = 0,3$ мм/об; $\gamma = 2^\circ$
- 2) $v = 160$ м/мин; $s = 0,3$ мм/об; $\gamma = 12^\circ$
- 3) $v = 160$ м/мин; $s = 0,11$ мм/об; $\gamma = 2^\circ$
- 4) $v = 160$ м/мин; $s = 0,11$ мм/об; $\gamma = 12^\circ$

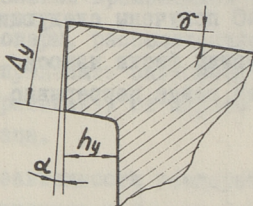
2. Разница в температурах задних поверхностей острого ($h_3 \approx 0$) и изношенного ($h_3 \approx 1,0$ мм) резца, а зависимость от применяемых режимов достигла до $250 \dots 280$ °С.

3. Температура на задней поверхности резца зависит главным образом от скорости резания и подачи.

При обработке резцами с $h_3 \approx 0$ увеличение переднего угла γ от 2° до 12° вызывает понижение температуры на задней поверхности приблизительно на 50 °С (см. фиг.1). С ростом ширины фаски износа h_3 до $0,6 \dots 0,7$ мм намеченного понижения температуры не наблюдается.

По-видимому, из-за развития лунки на передней поверхности в процессе резания образуются примерно одинаковые величины действительного переднего угла $\gamma_{\text{действ}}$.

Температура на задних поверхностях резцов с укороченной задней поверхностью (резцы с УЗП) при разной высоте укорочения Δy (см. фиг. 2) описывается следующими формулами:



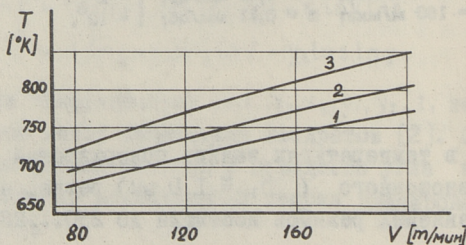
Фиг. 2. Схема укорочения задней поверхности резца.

$$\text{при } \Delta y = 0,2 \text{ мм} \quad T_{0,2}^{\circ} = 194 V^{0,32} s^{0,113} \gamma^{-0,03} \text{ [}^{\circ}\text{K]} ; \quad (4)$$

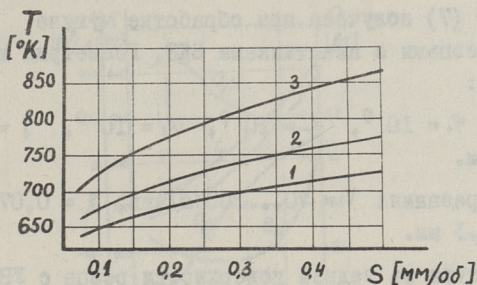
$$\text{при } \Delta y = 0,4 \text{ мм} \quad T_{0,4}^{\circ} = 254 V^{0,25} s^{0,104} \gamma^{-0,01} \text{ [}^{\circ}\text{K]} ; \quad (5)$$

$$\text{при } \Delta y = 0,6 \text{ мм} \quad T_{0,6}^{\circ} = 518 V^{0,14} s^{0,127} \gamma^{-0,005} \text{ [}^{\circ}\text{K]} . \quad (6)$$

Зависимости температуры от скорости, подачи и величины переднего угла представлены на фиг. 3, 4, 5.

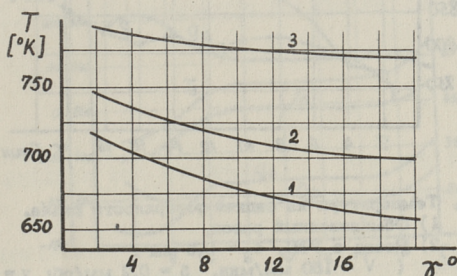


Фиг. 3. Зависимость температуры от скорости
 1) $s = 0,2$ мм/об; $\gamma = 5^{\circ}$; $h_3 = 0,2$ мм.
 2) $s = 0,3$ мм/об; $\gamma = 5^{\circ}$; $h_3 = 0,2$ мм.
 3) $s = 0,5$ мм/об; $\gamma = 5^{\circ}$; $h_3 = 0,2$ мм.



Фиг. 4. Зависимость температуры от подачи

- 1) $s = 100$ м/мин; $\gamma = 5^\circ$; $h_3 = 0,2$ мм.
- 2) $s = 120$ м/мин; $\gamma = 5^\circ$; $h_3 = 0,2$ мм.
- 3) $s = 180$ м/мин; $\gamma = 5^\circ$; $h_3 = 0,2$ мм.



Фиг. 5. Зависимость температуры от переднего угла

- 1) $v = 100$ м/мин; $s = 0,2$ мм/об; $h_3 = 0,2$ мм.
- 2) $v = 120$ м/мин; $s = 0,2$ мм/об; $h_3 = 0,2$ мм.
- 3) $v = 180$ м/мин; $s = 0,2$ мм/об; $h_3 = 0,2$ мм.

В общем виде влияние параметров обработки и высоты укорочения Δ_y на температуру задних поверхностей выражается формулой:

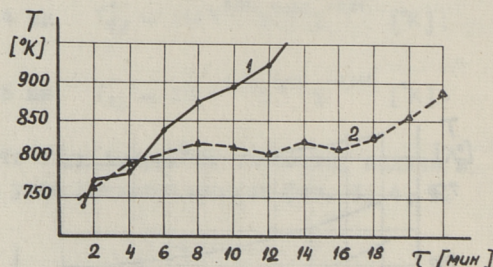
$$T = 182 V^{0,363} s^{0,126} \gamma^{-0,041} \Delta_y^{0,164} \quad [^\circ\text{K}]. \quad (7)$$

Формула (7) получена при обработке чугуна твердостью $HV = 240$ резцами с пластинками ВК8. Геометрия использованных резцов:

$$\varphi = 45^\circ, \varphi_1 = 10^\circ, \alpha = 10^\circ, \alpha_1 = 10^\circ, \gamma = 0 \dots 15^\circ, \\ r = 0,5 \text{ мм.}$$

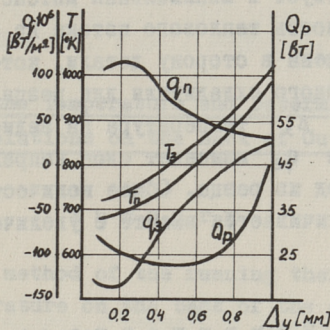
$$\text{Режимы резания: } V = 70 \dots 200 \text{ м/мин, } s = 0,07 \dots 0,6 \text{ мм/об,} \\ t = 0,5 \dots 3 \text{ мм.}$$

Температура на задней поверхности резца с УЗП стабилизируется с момента, когда ширина износа фаски будет равной Δy (Фиг. 6, время $\tau \approx 6 \dots 16$ мин). Дальнейший рост температуры наблюдается после полного износа укорочения части ($\tau > 16$ мин).

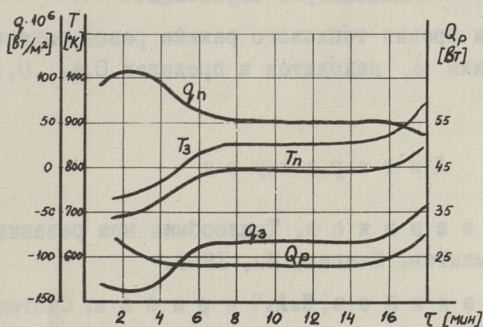


Фиг. 6. Температура на задней поверхности резца.
 1) Обыкновенный резец,
 2) Резец с УЗП, $\Delta y = 0,6$ мм
 ($V = 150$ мм/мин, $s = 0,2$ мм/об; $\gamma = 5^\circ$).

В конце периода стойкости температура на укороченной задней поверхности приблизительно на 170° ниже, чем на задней поверхности обыкновенного резца с допустимой шириной фаски износа h_3 . Во время работы высота контакта у резцов с УЗП не изменяется, следовательно, теплота трения на задней поверхности не возрастает и тепловой режим резца остается неизменным. Стабилизируются и интенсивности тепловых потоков на передней и на задней поверхностях q_n и q_3 , а также общее количество тепла Q_p , уходящее в режущий клин в единицу времени.



Фиг. 7. Зависимость температурного режима (T , q , Q) инструмента от высоты укорочения Δy ($V = 180$ м/мин, $s = 0,3$ мм/об; $\gamma = 12^\circ$).



Фиг. 8. Зависимость температурного режима (T , q , Q) инструмента от времени обработки τ ($V = 180$ м/мин; $s = 0,3$ мм/об; $\gamma = 12^\circ$; $\Delta y = 0,6$ мм; $h_y = 0,28$ мм).

На фиг. 7 и 8 приведены графики, иллюстрирующие изменения интенсивностей тепловых потоков q_n и q_3 изменения температуры передней и задней поверхностей T_n и T_3 и изменение общего количества выделяемого тепла Q_p в зависимости от высоты укорочения Δy и от времени обработки τ .

Из фиг. 7 следует, что наиболее благоприятная высота укорочения $\Delta y = 0,4 \dots 0,6$ мм. В этом интервале Q_p минимальное,

которому соответствует и минимальная интенсивность износа. При этом интенсивность теплового потока на задней поверхности q_3 направлена в сторону детали, которая действует в качестве своеобразного охладителя для резца. При увеличении высоты укорочения Δ_y температура на задней поверхности резца повышается и q_3 изменяет свое направление, затрудняя этим теплоотвод из резца. Общее количество тепла Q_p в режущем клине увеличивается вместе с увеличением интенсивности износа.

Выводы

1. Разработана усовершенствованная методика для измерения температуры на задних поверхностях резцов.
2. Приведены зависимости температуры на задней поверхности резца с УЗП от параметров обработки.
3. С точки зрения теплового режима резца оптимальная высота укорочения Δ_y находится в пределах 0,4...0,6 мм.

Литература

1. А.Н. Резников. Теплообмен при резании и охлаждение инструментов. Машгиз, М., 1963.
2. В.В. Налимов, Н.А. Чернова. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. "Наука", М., 1965.
3. J. P e t e r s e n. Katsete planeerimine. "Valgus", Tallinn, 1966.

R. Mesila

Measuring the Temperature and Determining Some Temperature Relations on the Back of Cutting Tools

S u m m a r y

An improved method of the running thermocouple for measuring the temperature on the back of the cutting tool is worked out and used by the author.

Using the new method of measuring the temperature relations between the temperature on the back of cutting tools and cutting data are deduced. A comparison of the temperature on the back of ordinary cutting tools and of cutting tools with shortened back is given in the article.

УДК 621.910.71

Р.А. Месила

О ПРОЧНОСТИ И СТОЙКОСТИ РЕЗЦОВ С УКОРОЧЕННЫМИ ЗАДНИМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

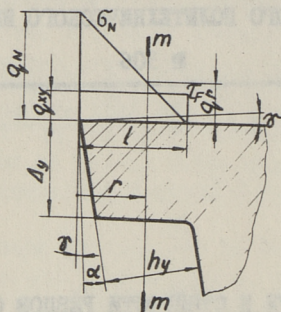
Важным вопросом по обработке металлов резанием является снижение темпа износа режущих кромок и уменьшение температурных деформаций инструмента и изделия. Уменьшить теплообразование и интенсивность износа позволяют резцы с укороченными задними поверхностями (в дальнейшем резцы с УЗП), предложенными Ю.А. Грицаенко [1]. Дальнейшие исследования резцов с УЗП проведены Г.С. Николаевой [2] и Ю.А. Бакировым [3].

Большое значение имеет правильный выбор параметров укорочения Δ_y и h_y (фиг. 1), так как от размеров последних зависит прочность резцов с УЗП. Изменения Δ_y и h_y приводят к резкому изменению периода стойкости резцов.

В работах других авторов связь между параметрами укорочения и стойкостью резцов с УЗП аналитически не выявлена, она определялась экспериментально.

1. О связи между параметрами укорочения и прочностью резца

Опытами подтверждено, что при неправильном выборе параметров Δ_y и h_y разрушение режущей части происходит в начальном периоде обработки. В связи с этим рассмотрим прочность острого резца в первые минуты обработки. За основу принимаем следующую упрощенную схему распределения напряжений по [передней поверхности резца (фиг. 1), [5].



Фиг. 1. Схема распределения напряжений на передней поверхности реза с УЗП.

На фиг. 1 обозначено:

- σ_n - эпюра контактных нормальных напряжений,
- τ_f - эпюра касательных напряжений,
- l - длина контакта стружки с передней поверхностью,
- r - расстояние рассматриваемого сечения от режущей кромки,
- q_n, q_{xy}, q_r - интенсивности соответствующих эпюр контактных напряжений.

Напряжения q_n и q_{xy} определяются:

$$q_n = \frac{2P_z \sin \varphi}{lt}, \quad (1)$$

$$q_{xy} = \frac{P_{xy} \sin \varphi}{lt}, \quad (2)$$

- где t - глубина резания,
 φ - главный угол в плане.

Определяем напряжение, вызванное нормальными напряжениями σ_n в сечении $m-m$:

$$\sigma' = \frac{M'}{W}, \quad (3)$$

- где M' - изгибающий момент в сечении $m-m$;
 W - момент сопротивления сечения $m-m$ изгибу

$$W = \frac{\Delta_y^2 t}{6 \sin \varphi}. \quad (4)$$

Найдем изгибающий момент в сечении $m-m$:

$$M' = q_{\Gamma} r \frac{t}{\sin \varphi} \frac{r}{2} + \frac{1}{2} (q_{\Gamma N} - q_{\Gamma}) r \frac{t}{\sin \varphi} \frac{2}{3} r. \quad (5)$$

Отсюда после преобразований получим:

$$\sigma' = q_{\Gamma N} \frac{r^2}{\Delta_y^2} \frac{l+r}{l}. \quad (6)$$

Напряжение, вызванное касательными напряжениями τ_F в сечении $m-m$:

$$\sigma'' = \frac{P}{F} \pm \frac{M}{W}, \quad (7)$$

где P - нормальная сила в сечении $m-m$;
 F - площадь сечения $m-m$.

Уравнение (7) переписывается:

$$\sigma'' = q_{\Gamma xy} \frac{r}{\Delta_y} \pm 3q_{\Gamma xy} \frac{r}{\Delta_y}. \quad (8)$$

Суммарное максимальное напряжение растяжения на передней поверхности реза равняется:

$$\sigma = \sigma' + \sigma''$$

или

$$\sigma = q_{\Gamma N} \frac{r^2}{\Delta_y^2} \frac{l+r}{l} + (1 \pm 3) q_{\Gamma xy} \frac{r}{\Delta_y}. \quad (9)$$

Обозначив $k_{xy} = P_{xy}/P_z$ и подставив значения $q_{\Gamma N}$ и $q_{\Gamma xy}$ из формул (1) и (2), получим

$$\sigma = \frac{2P_z \sin \varphi}{lt} \left[\frac{r^2}{\Delta_y^2} \frac{l+r}{l} + (0,5 \pm 1,5) k_{xy} \frac{r}{\Delta_y} \right]. \quad (10)$$

Учитывая, что у резов с УЭП опасное сечение находится в конце укорочения, можем записать:

$$r = \frac{h_y}{\cos(\alpha + \gamma)} + \Delta_y \operatorname{tg}(\alpha + \gamma). \quad (11)$$

Так как для конкретного обрабатываемого материала отношение P_z/t и длина контакта на передней поверхности l могут быть определены в зависимости от подачи, а также, учитывая допустимые напряжения для материала инструмента (ГОСТ 3882-61), можем определить величины допустимых подач в зависимости от выбранных параметров укорочения Δ_y и h_y .

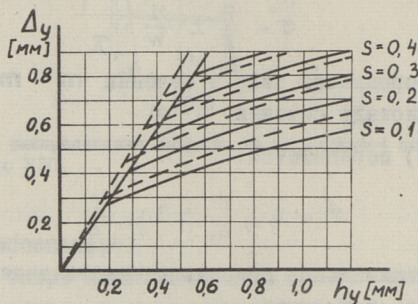
После преобразования формулы (10) найдем:

$$\Delta_y = \frac{k_{xy} r}{2C} \left[\sqrt{1 + \frac{4C}{k_{xy}^2} \left(1 + \frac{r}{l}\right)} - 1 \right], \quad (12)$$

где

$$C = \frac{[\sigma] l t}{2 P_z \sin \varphi} \quad (13)$$

На основании экспериментальных данных по определению прочности укороченной части резца и выведенных формул, полученных при обработке чугуна, HB = 240, найдены линии допустимых подач на поле Δ_y , h_y (фиг. 2).



Фиг. 2. Связь между параметрами укорочения и допустимыми подачами S мм/об. Сплошные линии для материала резца ВК8, пунктирные - для ВК2.

Выбрав высоту укорочения Δ_y , можно по фиг. 2 определить наибольшую допустимую глубину h_y , исходя из выбранной подачи.

II. О связи между параметрами укорочения и стойкостью резца

Зависимость ширины фаски износа h_3 от времени обработки τ для обыкновенного резца выражается [5]:

$$h_3 = C_{h_3} \tau^m, \quad (14)$$

где C_{h_3} - постоянная, зависящая от режима и условий обработки,

τ - время обработки,

m - показатель степени, который может иметь значения в пределах $0,5 \dots 1,0$.

Постоянную C_{h_3} выражаем зависимостью:

$$C_{h_3} = C V^z s^y t^x \kappa_{h_3}, \quad (15)$$

где V, s, t - параметры режима резания,

x, y, z - показатели степени,

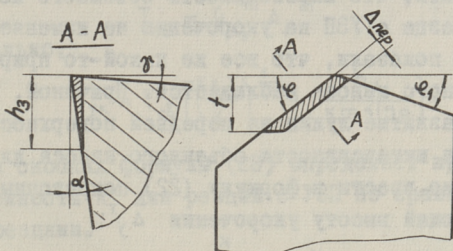
C - коэффициент, учитывающий материал, режим резания, условия обработки,

K_{h_3} - коэффициент, зависящий от единиц измерения.

Исходя из формулы (14), зависимость времени обработки от ширины фаски износа h_3 выражается:

$$\tau = h_3^{\frac{1}{m}} C^{-\frac{1}{m}}. \quad (16)$$

Одним из наиболее достоверных критериев износа является объемный износ реза. Свяжем стойкость обыкновенных резцов и резцов с УЗП с интенсивностью объемного износа. Исходим из схемы износа, представленной на фиг. 3.



Фиг. 3. Схема износа реза.

Объем изношенной части реза после τ минут резания:

$$V = \left(\frac{1}{2} h_3 \Delta_{\text{неп}} - \frac{1}{2} \Delta_{\text{неп}}^2 \operatorname{tg} \gamma \right) \frac{t}{\sin \varphi}. \quad (17)$$

Так как
то

$$\Delta_{\text{неп}} = h_3 \operatorname{tg} \alpha,$$

$$V = \frac{1}{2} h_3^2 t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \varphi} (1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma). \quad (18)$$

Учитывая практически применяемые величины заднего угла α и переднего угла γ , можем написать:

$$V = \frac{1}{2} h_3^2 t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \varphi}. \quad (19)$$

Подставив в полученное выражение h_3 по формуле (14) получим:

$$V = \frac{1}{2} C_{h_3}^2 \tau^{2m} t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \varphi}. \quad (20)$$

Интенсивность объемного износа выразится:

$$I = \frac{dV}{d\tau} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \varphi} t C_{h_3}^2 m \tau^{2m-1} \quad (21)$$

или, подставив τ по формуле (16), получим:

$$I = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \varphi} t_m C_{h_3}^{\frac{1}{m}} h_3^{2 - \frac{1}{m}}. \quad (22)$$

В первые минуты обработки резцами с УЗП ширина фаски износа на задней поверхности увеличивается до величины, равной Δy . В дальнейшем след износа во время работы по укороченной части останется неизменным и резцы с УЗП можем условно рассматривать как обыкновенные, работающие в условиях $h_3 = \Delta y = \text{пост.}$

Можно полагать, что интенсивность объемного износа во время работы резца с УЗП по укорочению не изменяется. Проведенные опыты показали, что все же какой-то прирост интенсивности объемного износа наблюдается. Причиной, по-видимому, являлось развитие лунки на передней поверхности резца. При определении интенсивности объемного износа для резцов с УЗП необходимо ввести в формулу (22) поправочный коэффициент, учитывающий высоту укорочения Δy :

$$K_{yк} = \frac{K}{\Delta y},$$

где K — коэффициент, который у обыкновенного резца равняется $K = I, 0$,

Δy — высота укорочения в мм.

Таким образом,

$$I_{yк} = \frac{K}{\Delta y} I_{0\delta},$$

или

$$I_{yк} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \varphi} t_m C_{h_3}^{\frac{1}{m}} \Delta y^{1 - \frac{1}{m}} K. \quad (23)$$

Сделаем допущение, что во время работы по укороченной части интенсивность объемного износа не изменяется:

$$\frac{dI_{yк}}{d\tau} = 0.$$

Тогда полный объемный износ

$$V_{yк} = I_{yк} \cdot T_{yк}, \quad (24)$$

где $T_{yк}$ — время работы до полного износа.

Объем укороченной части резца (см. фиг. I) равняется:

$$V_{yк} = \frac{t}{\sin \varphi} \Delta y \frac{h_y}{\cos \alpha}. \quad (25)$$

Пользуясь формулами (23), (24) и (25), находим время работы до износа укороченной части резца:

$$T_{yк} = C_{h_3}^{-\frac{1}{m}} \Delta y^{\frac{1}{m}} \frac{h_y}{m \cdot K \cdot \sin \alpha}. \quad (26)$$

Аналогично можно найти время износа T' для той части, у которой износ резца с УЗП не дошел до высоты укорочения. Окончательно формула для определения стойкости резцов с УЗП примет вид:

$$T_{ук} = C_{h_3}^{-\frac{1}{m}} \Delta_y^{\frac{1}{m}} \left[\left(\frac{\Delta_y}{k} \right)^{\frac{1}{2m}} + \frac{h_y}{km \sin \alpha} \right]. \quad (27)$$

Из формулы (16) следует, что для обыкновенного резца время изнашивания до высоты укорочения $\Delta_y = h_3$ равняется:

$$T_{о\delta} = C_{h_3}^{-\frac{1}{m}} \Delta_y^{\frac{1}{m}}$$

и, следовательно,

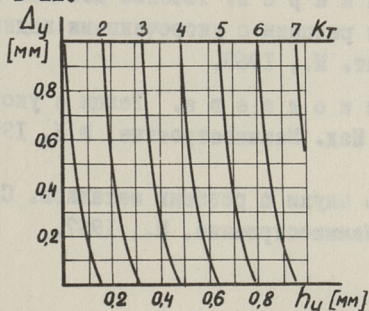
$$T_{ук} = T_{о\delta} \left[\left(\frac{\Delta_y}{k} \right)^{\frac{1}{2m}} + \frac{h_y}{km \sin \alpha} \right]. \quad (28)$$

Выражение в скобках формулы (28) определяет кратность увеличения стойкости k_T для резцов с УЗП по сравнению с обыкновенными резцами.

На основе проведенных исследований при обработке специального чугуна твердостью HB = 240 резцами типа ВК получено:

$$T_{ук} = T_{о\delta} \left(\Delta_y^{0,56} + 6,4 h_y \right),$$

где Δ_y и h_y в мм.



Фиг. 4. Кратность увеличения периода стойкости резца с УЗП в зависимости от параметров укорочения.

Для резцов с УЗП с применяемыми величинами параметров укорочения $\Delta_y = (0,3 \dots 0,8)$ мм, $h_y = (0,2 \dots 0,6)$ мм коэффициент кратности увеличения периода стойкости k_T (см. фиг. 4), по сравнению с обыкновенными резцами, находится в пределах 1,8...4,7.

З а к л ю ч е н и е

1. Выведена зависимость между параметрами укорочения и допустимой величиной подачи (усилия резания), исходя из прочности режущей части резца с УЗП.

2. Определено увеличение периода стойкости резцов с УЗП по сравнению с обыкновенными резцами в зависимости от выбранных параметров укорочения.

3. Полученные зависимости применимы в качестве исходного материала по выбору оптимальных режимов резания при обработке резцами с УЗП.

Л и т е р а т у р а

1. Ю.А. Грицаенко. Инструменты с укороченными поверхностями. Труды МИНХиГП. им. Губкина, вып. 34, Гостоптехиздат, 1961.

2. Г.С. Николаева. Исследование обработки деталей железнодорожного подвижного состава резцами новой конструкции. Автореферат. М., 1966.

3. Ю.А. Бакиров. Точение деталей нефтехимического машиностроения резцами с укороченными задними поверхностями. Автореферат. М., 1969.

4. Г.С. Николаева. Резцы с укороченной задней поверхностью. Изд. Машиностроение, № 6, 1966.

5. Развитие науки в резании металлов. Сб. под ред. Н.Н. Зорева. Изд. Машиностроение, М., 1967.

About Strength and Dulling Time of Cutting Tools
with Shortened Back

S u m m a r y

A relationship between the parameters of the shortened back of the cutting tool and cutting force (feed) is found in the first part of the article.

This relation can be used for designing cutting tools with shortened back.

In the second part of the article the formula for calculating the dulling time of the cutting tool with shortened back is deduced.

Both relations are of great use in the optimisation of cutting data of the cutting tool with shortened back.

УДК 621.941.02-229

В.А.Скраган, Э.Л.Луков, Ю.А.Пяэсуке

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО
 РЕГУЛИРОВАНИЯ РАЗМЕРА В ПРОЦЕССЕ ТОКАРНОЙ
 ОБРАБОТКИ

Значительное повышение точности и производительности чистовых токарных операций достигается системами автоматического регулирования (САР), использующими размерные обратные связи [1], [2].

На фиг. 1 изображена структурная схема промышленного образца САР размера обработки с интегральным регулятором. Комплекс возмущений $F(t)$ в виде технологических погрешностей вызывает отклонение размера Δ^* от размера настройки измерительных датчиков. Отклонение размера Δ фиксируется виброгенераторными датчиками ВГД-10 с транспортным запаздыванием τ , вызванным тем, что отклонение размера измеряется на определенном расстоянии за резцом.

Таким образом:

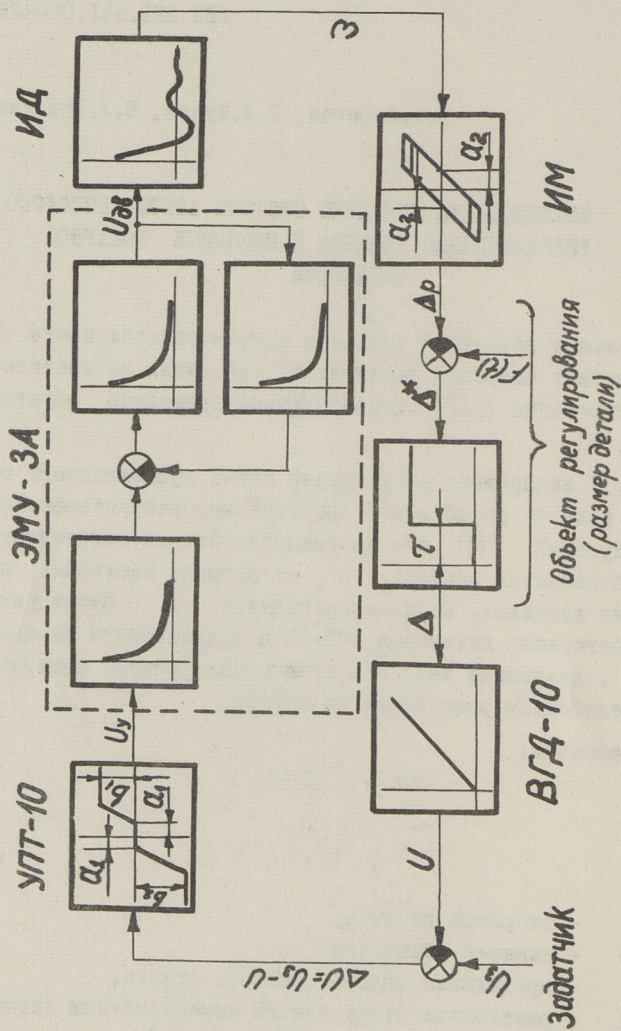
$$\Delta(t) = \Delta^*(t - \tau) \quad (1)$$

и

$$\tau = \frac{\pi D h_0}{v \cdot s}, \quad (2)$$

где v - скорость резания,
 D - диаметр обработки,
 s - продольная подача суппорта станка,
 h_0 - расстояние между цунами измерительных датчиков и резцом ($h_0 = 1,5 - 2$ мм).

В зависимости от диаметра обработки и режимов резания величина τ может изменяться от 1 до 4 сек. Изменяющееся



Фиг. 1. Структурная схема САР.

транспортное запаздывание создает некоторую неопределенность информации об изменении размера по времени обработки.

Измеряемое отклонение размера Δ преобразуется измерительными датчиками в напряжение U . С помощью задающего устройства устанавливается величина сигнала рассогласования ΔU . Усиленный сигнал рассогласования по напряжению U_y управляет системой электропривода ЭМУ - исполнительный двигатель (ИД). Изменение скорости ИД и исполнительного механизма (ИМ) ω приводит к отработке отклонения регулируемого размера на величину Δ_p .

Промышленный образец САР состоит из электронного усилителя постоянного тока УПТ-10, электромашинного усилителя ЭМУ-3А и исполнительного двигателя СЛ-661.

Высокая точность регулирования требует необходимости расчета таких систем, исходя из условия максимального быстрого действия. Практически это условие выполняется поддержанием в системе заданных характеристик переходных процессов при всех режимах чистовой токарной обработки.

Расчет на устойчивость таких систем связан с решением сложных математических выражений, а при наличии в системе существенных нелинейностей расчеты становятся еще более трудоемкими.

На основании анализа результатов эксперимента и моделирования рассматриваемой САР в статье предлагается упрощенный метод расчета такой системы, исходя из требуемых характеристик переходных процессов.

Для исследования динамики САР была составлена по приведенной на фиг. 1 структурной схеме математическая модель системы, которая была реализована на дискретной вычислительной машине численными методами.

Реальная САР имеет ряд нелинейностей, таких как несимметричное насыщение УПТ, кинематический люфт (гистерезис) в исполнительном механизме, приведенная к характеристике УПТ зона нечувствительности системы. Эти нелинейности оказывают влияние на качественные показатели регулирования САР.

Пределы насыщения УПТ-10 при положительных и отрицательных выходных напряжениях составляют соответственно $b_1 = 110$ в и $b_2 = 150$ в, величина зоны нечувствительности $a_1 = 2 \dots 3$ мкм и кинематического люфта $a_2 = 3 \dots 4$ мкм, коэффициент усиления исполнительного механизма $K_3 = 0,027$ мкм/рад.

При составлении математической модели САР считается, что измерительные датчики, электронный усилитель постоянного тока и исполнительный механизм имеют безынерционные переходные характеристики.

Транспортное запаздывание и нелинейности в системе описываются логическими операциями и аналитическими связями между выходами и входами соответствующих звеньев [3].

Динамика ЭМУ с учетом жесткой обратной связи по напряжению и исполнительного двигателя описывается системой дифференциальных уравнений пятого порядка.

При исследовании динамики САР следует различать два режима работы САР:

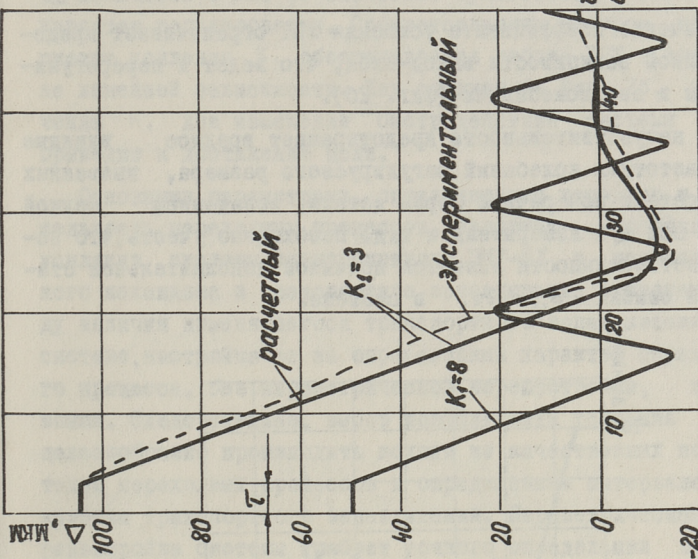
- 1) режим разгона,
- 2) установившийся динамический режим.

В режиме разгона САР отрабатывается рассогласование между первичным настроечным размером и размером настройки измерительных датчиков, а в установившемся динамическом режиме система компенсирует возникающие в процессе обработки технологические погрешности, такие как температурные деформации и размерный износ режущего инструмента и т.д. Таким образом, характерными видами возмущений САР являются ступенчатое и линейно возрастающее возмущения.

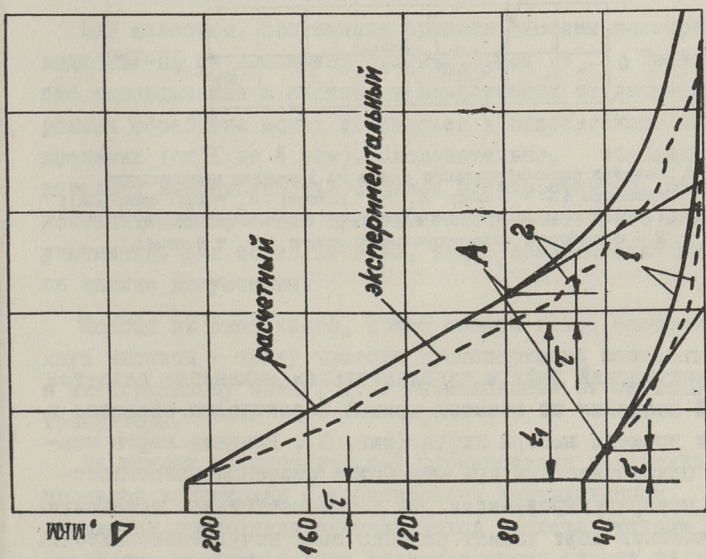
На фиг. 2а изображены экспериментальные и теоретические кривые переходных процессов исследуемой САР при отработке ступенчатого возмущения.

Ступенчатое возмущение в пределах от $+110$ до -150 мкм сначала отрабатывается системой (кривые 1) приблизительно по линейному закону (до точки А), так как за время транспортного запаздывания величина рассогласования остается неизменной, а затем переходный процесс в системе протекает по аperiodическому закону.

Ступенчатое возмущение вне указанных пределов (кривые 2) сначала отрабатывается с максимальной скоростью, т.е. по линейному закону, а при достижении величины измеряемого отклонения указанных пределов начинается отработка сигнала рассогласования по аperiodическому закону.



б)



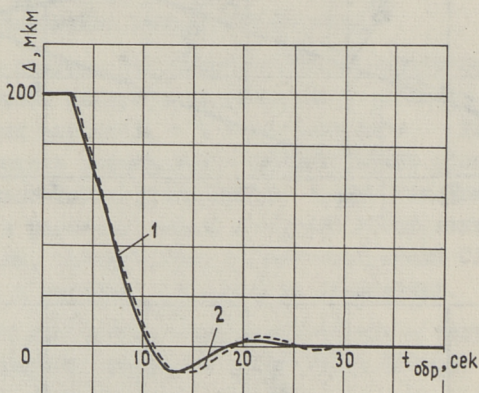
а)

фиг. 2. Кривые переходных процессов ($\tau = 3$ сек; $K_2 = 0,027$ мкм/рад);
 а - отработка ступенчатого возмущения ($K_1 = 1$ в/мкм);
 б - влияние коэффициента усиления УПТ на характер переходного процесса при ступенчатом возмущении.

Следовательно, обработка ступенчатого возмущения вне линейной зависимости УПТ увеличивает продолжительность переходного процесса на время t_1 .

Увеличение коэффициента усиления УПТ ограничивает пределы линейной зависимости выход-вход, что ведет к перерегулированиям и автоколебаниям (фиг. 2б).

Зона нечувствительности предотвращает вредное влияние высокочастотных колебаний регулируемого размера, вызванных погрешностями поперечной формы детали, попаданием мелкой стружки под шуп измерителя и т.д. Необходимо учесть, что зона нечувствительности является причиной дополнительной статической ошибки $\Delta_{ст} = 2a_1$ в системе.



Фиг. 3. Влияние кинематического люфта на характер переходного процесса ($\tau = 3$ сек; $K_1 = 1$ в/мкм; $K_2 = 0,11$ мкм/рад);
 1 — переходный процесс в системе без выбора люфта;
 2 — с выбором кинематического люфта ($a_2 = 4$ мкм).

Кинематический люфт в исполнительном механизме является причиной смещения во времени кривой переходного процесса в пределах времени выбора люфта (фиг. 3). Влияние люфта становится более заметным при обработке системой рассогласований с перерегулированиями. На высокочастотные колебания кинематический люфт влияет подобно зоне нечувствительности.

Проведенный по математической модели анализ динамики САР показывает, что имеющиеся нелинейности в системе, кроме насыщения в УПТ не оказывают существенного влияния на характер регулирования. Соответствующим выбором коэффициента усиления K_1 обеспечивается работа УПТ в диапазоне линейной зависимости. Как следует из фиг. 26, увеличение K_1 для изменения быстродействия системы не приводит к достижению цели.

Основными параметрами, определяющими характер и длительность переходных процессов, являются коэффициенты усиления системы электропривода ЭМУ-ИД и исполнительного механизма и транспортное запаздывание в системе. Ввиду наличия изменяющегося транспортного запаздывания в системе, настройка ее на определенный характер переходного процесса, без параметрической перенастройки, невозможна. Следовательно, выбор коэффициента усиления САР целесообразно производить исходя из качественных показателей переходных процессов в определенном интервале изменения транспортного запаздывания. Параметрическая перенастройка системы требует точного определения времени запаздывания при изменении режима обработки детали, что снижает эффективность данной САР.

Как известно, постоянная времени системы электропривода ЭМУ-ИД не превышает 0,2...0,3 сек [4]. Транспортное запаздывание в системе в зависимости от диаметра и режима обработки может изменяться в относительно широких пределах (от 1 до 4 сек). Следовательно, запаздывание, вносимое инерционностью системы электропривода, является незначительным, и при практических расчетах его можно не учитывать. Как показано ниже, такое запаздывание является вполне допустимым.

Исходя из сказанного, можно свести такие системы к двум звеньям - звену чистого транспортного запаздывания и интегральному звену, т.е. независимыми от системы электропривода.

На основе закономерностей формирования переходного процесса в системах с транспортным запаздыванием [5] предложен графоаналитический метод расчета системы регулирования толщины полосы сталепрокатных станков на заданный характер переходного процесса.

Используя те же закономерности, предлагается упрощенный метод расчета САР регулирования размера с интегральным регулятором, исходя из качественных показателей переходных процессов при характерных видах возмущений в определенном интервале изменения транспортного запаздывания.

а. Ступенчатое возмущение

При выводе формул пользуемся относительными величинами:

$\Delta_i(\nu)$ - отклонение размера в долях от величины ступенчатого возмущения,

ν - время в долях суммарного запаздывания.

Характер переходного процесса будет определяться параметром λ :

$$\lambda = K_{\text{САР}} \cdot \tau = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \tau, \quad (3)$$

где $K_{\text{САР}}$ - общий коэффициент усиления САР,
 K_2 - коэффициент усиления системы электропривода ЭМУ-ИД.

В интервале времени $0 \leq \nu < 1$ из-за запаздывания регулирующего воздействия на время τ возмущение не обрабатывается:

$$\Delta_1(\nu) = 1.$$

Во втором интервале времени $1 \leq \nu < 2$ происходит обработка возмущения с постоянной скоростью, соответствующей интегрированию системой постоянного сигнала, равного первоначальному возмущению $\Delta_1(\nu - \tau) = 1$:

$$\Delta_2(\nu) = 1 - \lambda \int_1^{\nu} du = 1 - \lambda(\nu - 1).$$

В третьем интервале времени $2 \leq \nu < 3$ происходит обработка линейно-изменяющегося возмущения $\Delta_2(\nu - \tau)$:

$$\Delta_3(\nu) = 1 - \lambda - \lambda \int_2^{\nu} [1 - \lambda(u - 2)] du = 1 - \lambda(\nu - 1) + \frac{\lambda^2}{2} (\nu - 2)^2.$$

Для интервала $n-1 \leq \nu < n$ имеем:

$$\Delta_n(\nu) = \Delta_{n-1}(n-1) - \lambda \int_{n-1}^{\nu} \Delta_{n-1}(u-1) du = 1 - \sum_{i=1}^{n-1} (-1)^i \frac{\lambda^i}{(i-1)!} [\nu - (i-1)]^{i-1}. \quad (4)$$

б. Линейно возрастающее возмущение

Возмущающее воздействие в этом случае оценивается величиной β , характеризующей изменение регулируемого параметра (без воздействия регулятора) за время транспортного запаздывания τ .

Рассуждая аналогичным образом, получим для $\beta=1$ и $n-1 \leq \nu < n$:

$$\Delta_n(\nu) = \Delta_{n-1}(n-1) + \nu - \lambda \int_{n-1}^{\nu} \Delta_{n-1}(u-1) du = \sum_{i=1}^n (-1)^{i+1} \frac{\lambda^{i-1}}{i!} [\nu - (i-1)]^i. \quad (5)$$

В установившемся динамическом режиме САР имеет постоянную динамическую ошибку Δ_{∂} , где скорость отработки системой рассогласования равна изменению регулируемого параметра β :

$$\beta = \frac{d}{d\nu} \left[\lambda \int \Delta_{\partial} du \right] = \lambda \cdot \Delta_{\partial},$$

откуда получим

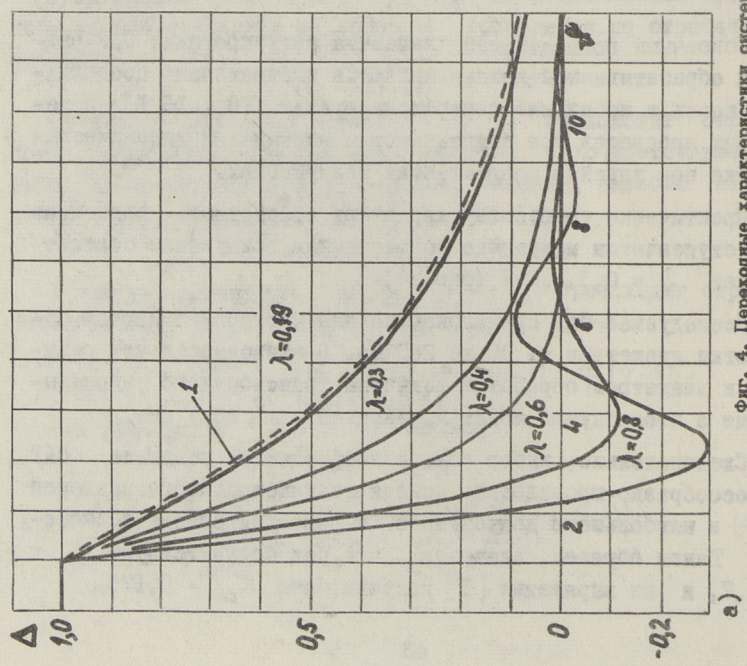
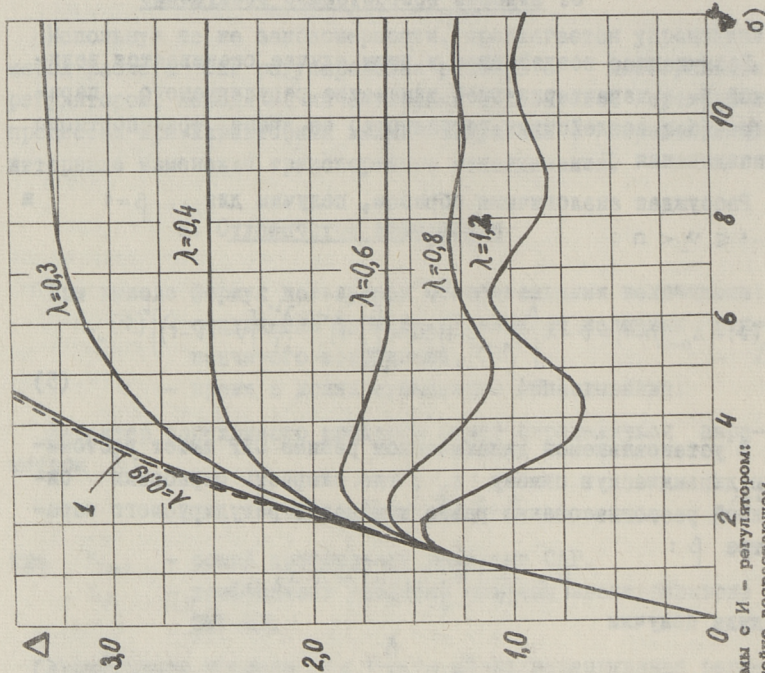
$$\Delta_{\partial} = \frac{\beta}{\lambda}. \quad (6)$$

Основными показателями качества регулирования САР размера обрабатываемой детали являются минимальная продолжительность и небольшие перерегулирования (10...15 %) переходных процессов при ступенчатом и наименьшая динамическая ошибка при линейно возрастающем возмущениях.

Практически требуемому характеру переходных процессов при ступенчатом и линейно возрастающем возмущении соответствует $\lambda = 0,3...0,7$ (фиг. 4).

Исследуемая САР предназначена для чистовой токарной обработки диаметров от 90 до 280 мм. В зависимости от режимов и диаметров обработки величина транспортного запаздывания в этом случае может изменяться от 1 до 4 сек.

Следовательно, выбор общего коэффициента усиления САР целесообразно производить исходя из максимального значения τ и наибольшего допустимого перерегулирования в системе. Таким образом, значению $\tau = 4$ сек соответствует $\lambda = 0,7$, и из выражения [3] получим, что $K_{САР} = 0,175$.



Фиг. 4. Переходные характеристики системы с И - регулятором:
 а - при ступенчатом; б - при линейно возрастающем
 возмущении; 1 - переходные характеристики, полученные
 в результате моделирования ($\lambda = 0,19$).

Общий коэффициент усиления исследуемого промышленного образца САР составляет $K_{\text{САР}} = 0,063$. Улучшение качества регулирования исследуемой САР достигается увеличением $K_{\text{САР}}$ примерно в 2,8 раза.

Рекомендации по выбору коэффициента усиления K_1 приведены ранее, коэффициент усиления K_2 определяется имеющейся системой электропривода ЭМУ-ИД. Следовательно, окончательный выбор требуемой величины $K_{\text{САР}}$ целесообразно производить соответствующим изменением коэффициента усиления K_3 исполнительного механизма.

На фиг. 4а и 4б изображены кривые переходных характеристик исследуемой САР при $\tau = 3$ сек и $\lambda = K_{\text{САР}} \cdot \tau = 0,19$, полученные в результате моделирования и расчета по предлагаемой методике.

Сопоставление результатов эксперимента, моделирования и расчетов подтверждают достаточную точность предлагаемой методики для практических расчетов САР размера при чистой токарной обработке исходя из качественных показателей переходных процессов в определенном интервале изменения транспортного запаздывания.

Л и т е р а т у р а

1. Э.Л. Ж у к о в, В.А. С к р а г а н. Настройка станка и системы автоматического регулирования размера при токарной обработке. Труды ЛПИ, № 298. Л., Изд. Машиностроение, 1968.

2. D.W. H a r d s. Robot inspectors that guide the machine, "New Scientist", 1967, 34, No. 541.

3. А.А. В о р о н о в. Основы теории автоматического регулирования, ч. 2, Л., Изд. Энергия, 1966.

4. Е.С. Б л е й з, Ю.Н. С е м е н о в, Б.К. Ч е м о д а н о в, Н.М. Я к и м е н к о. Динамика электромашиных следящих систем. М., Энергия, 1967.

5. Б.Н. Д р а л ю к, Г.В. С и н а й с к и й. Системы автоматического регулирования объектов с транспортным запаздыванием. М., Энергия, 1969.

V.Skragan, E.Zhukov, J.Pääsuke

Research of Dynamics of Automatic Control System
for Control of Sizes in Turning Process

S u m m a r y

The results of the dynamics research of industrial model of automatic control system of sizes using mathematical model and realized by means of digital computer are presented in the article.

The recommendations are given for the choice of the parameters of automatic control system.

УДК 621.565.35.001.24-555.62

И.В. Мяртсон, Э.А. Урбаник

ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ТЕРМО- РЕГУЛИРУЮЩИХ ВЕНТИЛЕЙ

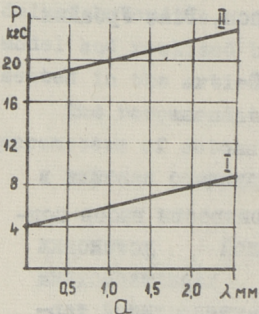
Характеризовать поведение терморегулирующего вентиля в составе холодильной установки, а также произвести выбор подходящего вентиля для конкретной холодильной установки можно на основе собственной статической характеристики вентиля [1]. Собственной статической характеристикой терморегулирующего вентиля (ТРВ) принято называть зависимость холодопроизводительности ТРВ от перегрева паров холодильного агента, выходящих из испарителя холодильной установки при различных температурах кипения хладагента.

В настоящее время известны только экспериментальные методы определения упомянутых характеристик, т.е. методы, требующие готового макета или образца прибора.

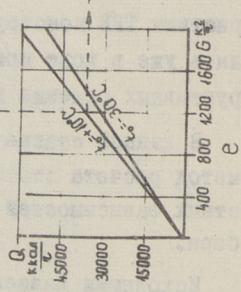
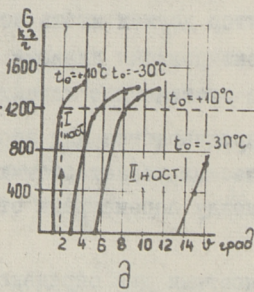
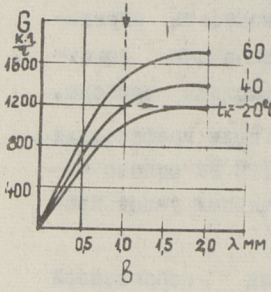
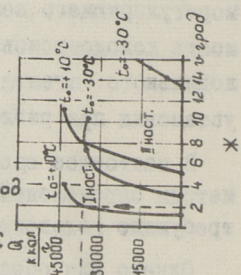
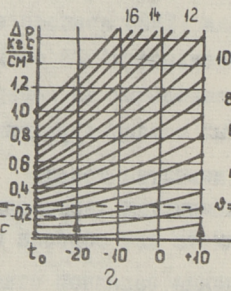
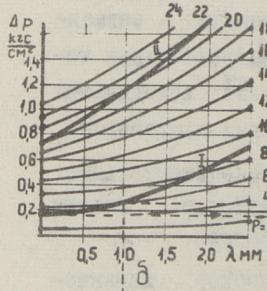
Однако для обеспечения заданной статической характеристики ТРВ конструктор должен иметь возможность определить уже в ходе проектирования влияние различных конструктивных решений на статические характеристики прибора.

В данной статье предлагается для этой цели графический метод расчета статических характеристик ТРВ на основе частных зависимостей между параметрами отдельных узлов прибора.

Исходными зависимостями для определения собственной статической характеристики ТРВ являются характеристики рабочей пружины (фиг. 1а), мембраны или сильфона (фиг. 1б), клапана (фиг. 1в) и термосистемы (фиг. 1г) термовентилей. Кроме того, для перехода от весового расхода холодильного



Фиг.1. Система графиков для расчета терморегулирующих вентилей.



агента G , т.е. от количества холодильного агента, проходящего через вентиль в единицу времени, на холодопроизводительность вентиля Q необходимо иметь график зависимости $Q = f(G)$ (фиг. 1е) при различных постоянных значениях температуры кипения t_0 и при определенном значении температуры жидкости на входе ТРВ.

Характеристикой рабочей пружины термовентили является зависимость между силой P , развиваемой пружиной, и перемещением связанной с клапаном вентиля конца пружины λ . На фиг. 1а показаны две настройки пружины с жесткостью 2 кгс/мм. I настройка соответствует предварительному натягу 4 кгс и II предварительному натягу 17 кгс.

На фиг. 1б приведена характеристика упругого чувствительного элемента вентиля - мембраны. Характеристикой мембраны является зависимость прогиба мембраны λ от разности давлений Δp на разных сторонах мембраны. В целях удобства расчета график дан в повернутом виде, т.е. фактически изображена зависимость необходимой разности давлений Δp для обеспечения заданного значения прогиба λ .

Так как мембрана работает в термовентиле с переменной наружной сосредоточенной нагрузкой P , то характеристику мембраны целесообразно дать в виде семейства кривых для разных значений нагрузки P .

Тонкими линиями $P = 2; 4; 6 \dots 24$ кгс изображена собственная характеристика, т.е. характеристика изолированной от вентиля мембраны. Жирные линии показывают рабочую характеристику мембраны, которая характеризует поведение мембраны в составе прибора в содействии с рабочей пружиной ТРВ при ее разных настройках [I и II].

Так как получение для мембраны зависимости $\lambda = f(\Delta p; P)$ расчетным путем в настоящее время не представляется возможным, то придется определить собственные характеристики мембраны экспериментальным путем. Нагружая мембраны постоянной нагрузкой (гириями) и изменяя давление под мембраной, определяются соответствующие ее прогибы.

На основе полученных таким путем собственных характеристик мембраны и характеристик пружины определяется рабочая характеристика мембраны.

Благодаря совмещенному расположению осей абсцисс графиков $P = f(\lambda)$ (фиг. Ia) и $\Delta p = f(\lambda)$ (фиг. Ib) для получения рабочей характеристики мембраны достаточно провести вертикальные прямые из точек $P = 4; 6; 8$ и т.д. характеристики пружины до пересечения с соответствующими кривыми графика $\Delta p = f(\lambda)$. Точки пересечения являются точками рабочей характеристики мембраны, плавное соединение которых дает нам искомую характеристику при данной настройке пружины.

Характеристикой регулирующего органа ТРВ — клапана (фиг. Ib) — является зависимость между весовым расходом холодильного агента через клапан G и перемещением (ходом) клапана λ при различных температурах конденсации t_k холодильного агента.

По литературе [2] известно несколько методов расчета весового расхода холодильного агента через ТРВ. Однако, как показывают исследования, предлагаемые в литературе расчетные формулы дают грубо приближенные значения весового расхода. Поэтому более целесообразно получить характеристики клапана опытным путем на специальном стенде.

Характеристикой термосистемы (фиг. Ic) принята зависимость между разностью действующих на мембрану с разных сторон давлений Δp и температурой кипения холодильного агента при постоянных значениях перегрева γ паров холодильного агента, выходящих из испарителя.

С одной стороны на мембрану действует давление в термосистеме, которое определено температурой термобаллона. Ввиду того, что последний установлен на выходе испарителя, предполагается температура термобаллона равной температуре выходящих из испарителя перегретых паров хладагента.

Другая сторона мембраны, т.е. подмембранная полость сообщена с выходом испарителя холодильной установки, где дав-

ление соответствует температуре кипения хладагента.

Итак, разность давлений Δp является функцией от перегрева (разность температуры паров холодильного агента, выходящих из испарителя, и температуры кипения холодильного агента в испарителе) и, ввиду нелинейной зависимости давления насыщенных паров от температуры, также от температуры кипения.

Следовательно, характеристику термосистемы можно получить путем расчета на основе таблиц давления насыщенных паров хладагента и давления наполнителя термосистемы в зависимости от температуры термобаллона [3]. Для упрощения составления графика можно пользоваться графической методикой, разработанной на Тартуском приборостроительном заводе.

Холодопроизводительность Q терморегулирующего вентиля связана с весовым расходом холодильного агента G линейной зависимостью

$$Q = q_0 \cdot G,$$

где q_0 — удельная холодопроизводительность холодильного агента.

Значение удельной холодопроизводительности несложно определить по энтальпиям хладагента на входе и выходе испарителя [3]. Его величина зависит при конкретном хладагенте от температуры кипения и температуры холодильного агента перед ТРВ.

На фиг. 1е графически изображена зависимость $Q = f(G)$ при постоянном значении переохлаждения жидкого хладагента перед ТРВ, равным 8 град и различных значений температур кипения.

Первым этапом расчета собственной статической характеристики ТРВ является составление графика зависимости $G = f(\Delta t)$ (фиг. 1д) на основе рассмотренных характеристик узлов термовентили. На оси ординат изображен весовой расход G , причем был применен масштаб одинаковый с графиком фиг. 1в. На оси абсцисс изображены в произвольно выбранном масштабе числовые значения перегрева.

Благодаря применению одинаковых масштабов для ординат графиков фиг. 1б и фиг. 1г и для оси абсцисс фиг. 1б и фиг. 1в и благодаря совмещенному расположению соответствующих осей указанных графиков конструирование зависимости $G = f(\delta)$ сводится к проведению вертикальных и горизонтальных прямых.

На фиг. 1 показано пунктиром определение весового расхода $G \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$ при перегреве $\delta = 2$ град, температуре кипения $t_0 = +10$ °С, температуре конденсации $t_k = +40$ °С и настройке пружины I.

Из точки $t_0 = +10$ °С (фиг. 1г) проведена вертикаль до пересечения с кривой $\delta = 2$ град. Из точки пересечения, которая определяет разность давлений на мембране, проведена горизонталь до рабочей характеристики мембраны I (фиг. 1б). Точка пересечения на фиг. 1б определяет ход клапана λ в данных условиях. Далее проведена вертикаль на характеристике клапана (фиг. 1в) до пересечения с кривой $t_k = +40$ °С, откуда продолжается по горизонтали до вертикальной прямой $\delta = 2$ град на (фиг. 1д). Точка пересечения является искомой точкой с координатами $\delta = 2$ град и $G = 1200$ кг/ч.

Соединяя определенные таким путем точки плавными кривыми, получаем графики зависимости $G = f(\delta)$ для различных температур кипения и настроек рабочей пружины.

Для получения собственных статических характеристик ТРВ в координатах Q и δ необходимо теперь весовой расход холодильного агента Q перевести в холодопроизводительность вентиля G . Для этой цели используем график $Q = f(G)$ (фиг. 1е), применяя аналогичные графические приемы.

Собственные статические характеристики изображаем в координатах холодопроизводительности Q (в масштабе графика на фиг. 1е) и перегрева δ (в масштабе графика на фиг. 1д).

Из точки (для примера $t_0 = +10^\circ\text{C}$, $\lambda = 2$) кривой $G = f(\lambda)$ (фиг. 1д) проведем горизонталь до пересечения с соответствующей ($t_0 = +10^\circ\text{C}$) прямой на фиг. 1е и, повернув чертеж на 90° , продолжаем опять горизонтально до пересечения с вертикальной прямой соответствующего перегрева ($\lambda = 2$ град) на фиг. 1ж. Сконструированные таким путем точки являются точками искомым собственным статических характеристик термовентилей.

На фиг. 1ж изображены полученные по такой методике графики собственных статических характеристик термовентилей при температурах кипения $t_0 = +10^\circ\text{C}$ и $t_0 = -30^\circ\text{C}$ и для I и II настройки прибора.

Помимо расчета собственной статической характеристики ТРВ и определения влияния различных конструктивных решений на последнюю, предлагаемая методика позволяет быстро и наглядно определить некоторые существенные параметры термовентилей, аналитический расчет которых довольно сложный и трудоемкий. Величина перегрева начала открытия клапана зависит от настройки пружины и условий работы ТРВ. Необходимость в определении этой величины возникает как при проектировании и испытании ТРВ, так и при исследовании работы холодильной установки.

Определение перегрева начала открытия клапана в любых условиях и при любой настройке прибора исключительно просто при помощи графиков на фиг. 1б и 1г. Для этого необходимо провести горизонталь с точки $\lambda = 0$ (фиг. 1б) для заданной настройки до пересечения вертикальной прямой заданной температуры кипения (фиг. 1г).

Расположение найденной точки пересечения по отношению к кривым для разных перегревов определяет искомую величину перегрева.

На фиг. 1 пунктиром показано определение перегрева начала открытия клапана при настройке I и температуре кипения 20°C . Перегрев оказывается равным $\lambda = 3$ град.

Аналогично можно определить неравномерность вентиля, т.е. изменение перегрева после открытия клапана, необходимое для обеспечения номинальной холодопроизводительности вентиля.

При помощи диаграмм фиг. 1ж, фиг. 1е и фиг. 1в определяется номинальный ход клапана, т.е. ход, обеспечивающий номинальную холодопроизводительность клапана, а далее по графикам фиг. 1б и фиг. 1г получают величину перегрева, обеспечивающего номинальный ход клапана, т.е. неравномерность вентиля.

Применимость предложенной методики успешно проверена на Тартуском приборостроительном заводе при практических расчетах термовентилей.

Л и т е р а т у р а

1. В.С. У ж а н с к и й. О собственных и рабочих характеристиках терморегулирующих вентилях. "Холодильная техника", № 4, 1968.

2. Т.М. С у т ы р и н а. Исследование процесса расширения жидкого фреона I2 в сопле. "Холодильная техника", №4, 1964.

3. М.П. В у к а л о в и ч и др. Термодинамические свойства газов. Машгиз, М., 1953.

A Graphical Method for the Computation of Thermostatic Expansion Valves

S u m m a r y

This paper presents an original method for the computation of basic parameters of thermostatic expansion valves. Charts to facilitate the computation of elements of the valves are given. A numerical example illustrates the problem.

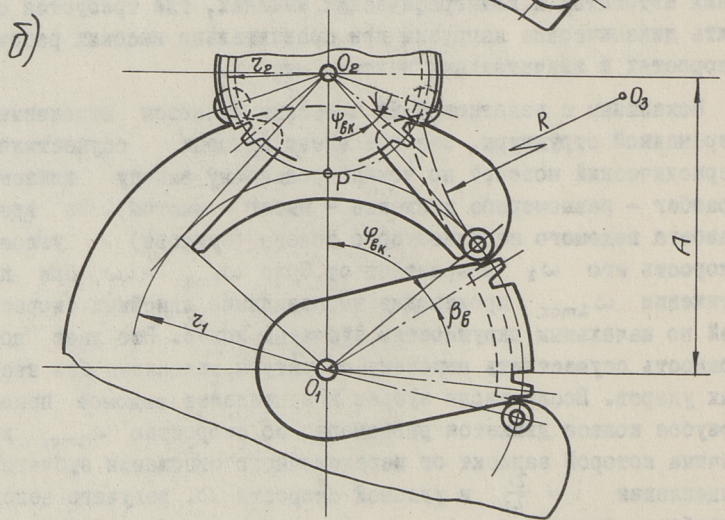
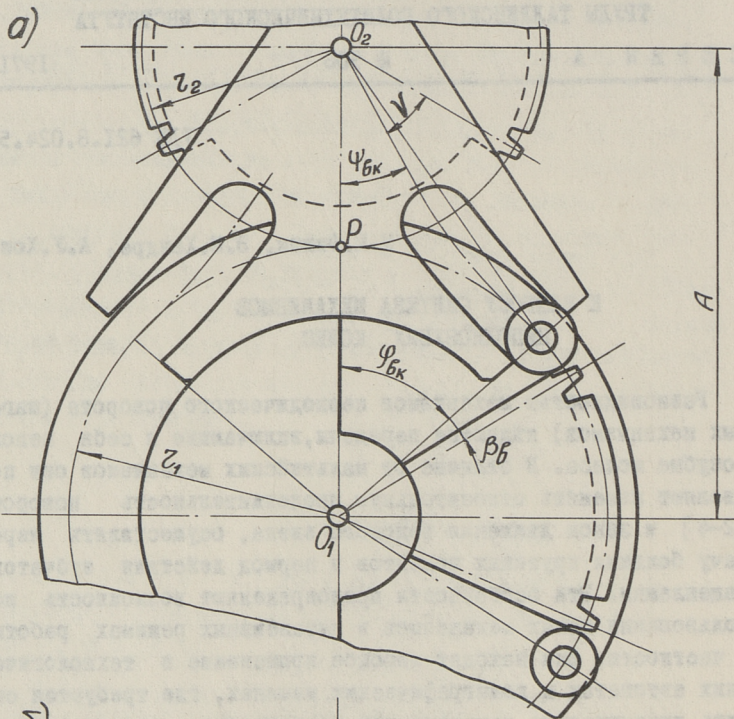
УДК 621.8.024.5

М.Е.Фишин, Э.М.Хендре, А.У.Хох

К ВОПРОСУ СИНТЕЗА МЕХАНИЗМОВ
 НЕПОЛНОЗУБЫХ КОЛЕС

Разновидностью механизмов периодического поворота (шаговых механизмов) являются передачи, включающие в себя неполнозубые колеса. В отличие от мальтийских механизмов они позволяют изменять относительную продолжительность поворота [2-4] и закон движения ведомого звена, осуществлять передачу больших крутящих моментов в период действия зубчатого зацепления. Эти особенности предопределяют возможность использования таких механизмов в интенсивных режимах работы. В частности, они находят широкое применение в технологических автоматах и полиграфических машинах, где требуется снизить динамические нагрузки при сравнительно высоких рабочих скоростях и значительных ведомых массах.

Механизмы с неполнозубыми колесами являются механизмами переменной структуры, ведомое звено которых осуществляет периодический поворот по комбинированному закону движения (разбег - равномерное движение - выбег - выстой). За время разбега ведомого неполнозубого колеса (сектора) угловая скорость его ω_2 возрастает от 0 до $\omega_{2\max} = i\omega_1$. При достижении $\omega_{2\max}$ происходит выравнивание линейных скоростей по начальным окружностям зубчатых колес. Это дает возможность осуществить перемену структуры механизма без жестких ударов. После ввода зубьев в зацепление ведомое неполнозубое колесо движется равномерно со скоростью $\omega_{2\max}$, величина которой зависит от передаточного отношения зубчатого зацепления $i = \frac{Z_1}{Z_2}$ и угловой скорости ω_1 ведущего неполнозубого колеса (Z_1, Z_2 - полное число зубьев ведущего и ведомого колес). Изменение угловой скорости ω_2 от $\omega_{2\max}$



Фиг. 1.

до 0 осуществляется в период выбега после вторичной перемены структуры механизма.

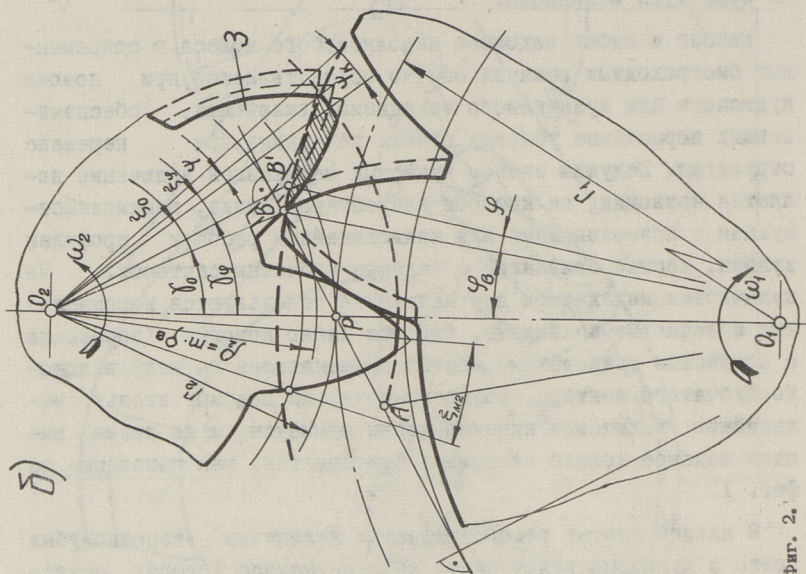
Разбег и выбег ведомого неполнозубого колеса в современных быстроходных машинах обычно осуществляется при помощи кулисного или кулачкового механизмов включения, обеспечивающих нормальные условия работы механизма при перемене структуры. Ведущим звеном кулисных механизмов включения является кривошип, на котором закреплена цевка, взаимодействующая с прямолинейным или криволинейным рабочим профилем кулисы, жестко связанной с ведомым зубчатым сектором. Из кулачковых механизмов для включения используются коромысловые кулачковые механизмы, ведомое звено которых (коромысло с роликовым толкателем) жестко закрепляется на валу ведомого зубчатого сектора. Во время движения ведомые звенья механизмов включения кинематически замкнуты, а во время выстоя ведомое колесо механизма фиксируется, как показано на фиг. 1.

В данной статье рассматриваются механизмы неполнозубых колес с кулисным включением, ведомое колесо которых осуществляет полный оборот ($Z = 1$) или часть его ($Z = 2, 3, \dots$) с выстоем за время одного кинематического цикла механизма.

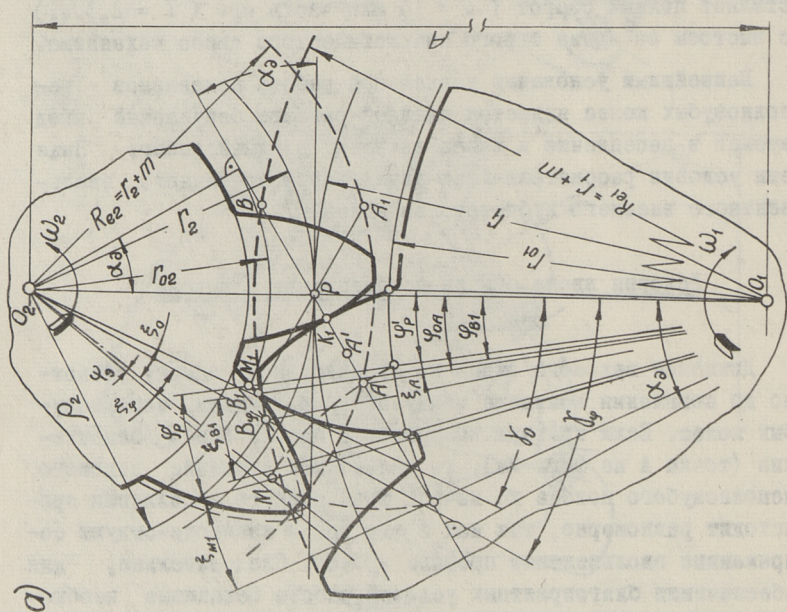
Важнейшими условиями нормальной работы механизмов неполнозубых колес является плавный разбег, безударный ввод зубьев в зацепление и вывод из него, плавный выбег. Ниже эти условия рассматриваются для некорректированного эвольвентного внешнего зубчатого зацепления.

Условия ввода зубьев в зацепление и вывода из него

Движение ведомого звена по произвольному закону возможно до появления контакта между первыми зубьями неполнозубых колес. Если контакт возникает в начале линии зацепления (точка А на фиг. 2а), то дальнейшее движение ведомого неполнозубого колеса до начала фазы полного зацепления происходит равномерно, так как в это время взаимодействуют сопряженные эвольвентные профили зубьев. Следовательно, для обеспечения благоприятных условий работы механизма необходимо, чтобы скорости по начальным окружностям зубчатых ко-



Фиг. 2.



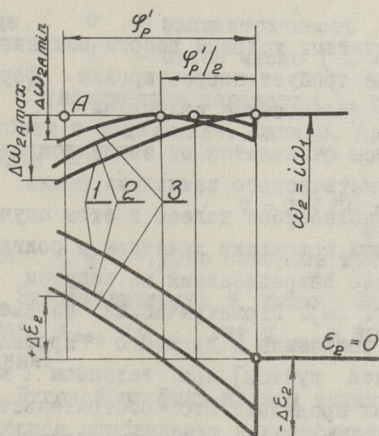
a)

лес уравнивались до возникновения контакта в начале линии зацепления и оставались постоянными на участке поворота ведущего колеса φ'_p , соответствующем периоду полного ввода зубьев в зацепление. Кроме того, механизм включения должен обеспечить кинематическое замыкание ведомого колеса на участке φ'_p .

Эти условия полностью обеспечиваются, если включение осуществляется кулачковым механизмом или соответствующим профилем криволинейной кулисы, так как только в этом случае представляется возможным уравнять скорости в требуемом положении.

Достаточную для практики точность приближения к постоянству угловой скорости ведомого звена на участке φ'_p обеспечивают кулисные механизмы с эпициклоидальной, дуговой и прямолинейной формой включающего профиля (фиг. 1). Величиной, получающейся при этом $\Delta\omega_{2A} = i\omega_1 - \omega_{2A}$ и $\Delta\omega_{2K} = \omega_{2K} - i\omega_1$, ввиду ее малости можно пренебречь.

Анализ перемещений эпициклоидальной кулисы в произвольном положении участка $0 \leq \varphi \leq \varphi'_p$ показывает, что отклонения от необходимого положения зубьев в период ввода в зацепление для $z_2 \geq 35$, $i \geq 1,5$ и $800 \text{ мм} \geq A \geq 50 \text{ мм}$ находятся в пределах нормального гарантированного бокового зазора (для сопряжения X по ГОСТу 1643-56) и в связи с этим корректировка рабочего профиля кулисы не требуется.



Фиг. 3.

Графики изменения угловых скоростей ведомого колеса на участке φ'_p при возникновении максимума $\omega_{2\max} = i\omega_1$ в различных положениях колеса приведены на фиг. 3.

Наибольшие относительные отклонения скоростей $\Delta = \frac{\Delta\omega_2}{i\omega_1}$ ведомого колеса на рассматриваемом участке для случаев возникновения $\omega_{2\max}$ в положении $\varphi = \varphi'_p$ и $\varphi = \frac{\varphi'_p}{2}$ даны в таблице I.

Т а б л и ц а I

Наибольшие относительные отклонения скоростей

$$\Delta = \frac{\Delta\omega_2}{i\omega_1}$$

Соответствующий $\omega_{2\max}$ угол φ	Z_2	$i = 1,5$	$i = 3,0$
$\varphi = \varphi'_p$	35	0,088	0,08
	50	0,06	0,04
$\varphi = \frac{\varphi'_p}{2}$	35	$\pm 0,02$	$\pm 0,02$
	50	$\pm 0,02$	$\pm 0,01$

Из таблицы видно, что лучшее приближение к величине скорости равномерного вращения достигается, когда максимум угловой скорости кулисы возникает в положении $\frac{\varphi'_p}{2}$. Однако, в этом случае происходит изменение знака ускорения (фиг. 3), интенсивность соударений зависит от соотношения моментов сил инерции и статических сопротивлений, а также от жесткости системы.

Создание наиболее благоприятных условий работы механизма при вводе зубьев в зацепление требует корректировки формы паза, что на практике обычно достигается подгонкой.

Если рабочий профиль кулисы отличается от эпициклоидальной кривой, возможность кинематического замыкания цевки в пазу исключена. Ведомое неполнозубое колесо в этом случае устанавливается в определенном положении кулачком и роликовым толкателем, соответственно закрепленными на ведущем и ведомом валах механизма (фиг. 1б). Геометрические параметры механизма (длина радиуса кривошипа и дугового профиля, эксцентricность прямолинейной кулисы) при заданном i могут изменяться в определенных пределах. Это обстоятельство позволяет обеспечить лучшее приближение скорости ведомого

колеса к величине $i\omega_1$ на участке φ_p для прямолинейного и дугового профиля.

Условие достаточного приближения скорости при вводе зубьев в зацепление определяет основной геометрический параметр $\lambda = \frac{A}{r_1}$ центральной кулисы включения (фиг. 1б)

$$\lambda = \frac{1+2i}{2i} \cos \varphi + \sqrt{\left(\frac{1+2i}{2i} \cos \varphi\right)^2 - \frac{1+i}{i}}, \quad (1)$$

где φ - угол поворота ведущего колеса, соответствующий положению его при уравнивании скоростей.

Для предотвращения жестких ударов в начальной и конечной фазах движения ведомого неполнозубого колеса необходимо, чтобы

$$\psi_{вк} = \arcsin \frac{1}{\lambda}; \quad (2)$$

$$\varphi_{вк} = \frac{\pi}{2} - \psi_{вк}; \quad (3)$$

где $\psi_{вк}, \varphi_{вк}$ - углы включения, соответствующие изменению скорости от 0 до ω_{2max} .

При использовании для включения прямолинейного профиля дезаксиальной кулисы плавный ввод зубьев в зацепление обеспечивается, если геометрические параметры $\lambda_1 = \frac{r_1}{A}$ и $\lambda_2 = \frac{e}{A}$ связаны следующей зависимостью

$$\lambda_1 = \sin \frac{\pi}{Z} \sqrt{1 - \frac{\lambda_2^2}{\cos^2 \frac{\pi}{Z}}}, \quad (4)$$

где e - эксцентricность кулисы,
 Z - целое число ($Z = 4, 5, 6$).

С увеличением параметра λ_2 улучшаются условия ввода зубьев в зацепление. Однако, при этом возрастает угол давления α :

$$\alpha = \arcsin \frac{\lambda_2}{\sqrt{\lambda_1^2 - 2\lambda_1 \cos \varphi + 1}}, \quad (5)$$

где φ - угол поворота кривошипа.

Эксцентricность e должна быть выбрана с учетом неравенства $\alpha_{max} \leq \alpha_{доп}$, где $\alpha_{доп}$ - допускаемое значение угла давления.

Дуговой профиль кулисы включения обеспечивает достаточно хорошее приближение к постоянству скорости на участке пол-

ного ввода зубьев в зацепление, если геометрические параметры механизма удовлетворяют следующей зависимости:

$$\lambda_3 = \frac{\sqrt{1+i[3-2(i+1)\cos\varphi_{bk}]-(i+1)}}{2i[i-(i+1)\cos\varphi_{bk}]}, \quad (6)$$

где $\lambda_3 = \frac{R}{r_1}$ - основной параметр механизма,
 R - радиус дуги профиля (фиг. 1б, профиль показан пунктирной линией).

Величина угла включения выбирается с учетом неравенства

$$\varphi_{bk}^{\alpha} \leq \varphi_{bk} \leq \arccos \frac{i}{i+1}, \quad (7)$$

где φ_{bk}^{α} - угол включения, при котором максимальный угол давления $\alpha_{\max} = \alpha_{\text{гон}}$.

Если геометрические параметры удовлетворяют зависимости (6) и к тому же

$$\lambda_3 = \frac{i+1}{i} \cos \varphi_{bk} - 1, \quad (8)$$

то центр кривизны профиля включения лежит на прямой $O_2O_3 \perp O_1O_2$.

Условия ввода зубьев в зацепление зависят от взаимного расположения первых зубьев и звеньев механизма включения, что учитывается при определении углов ν и β_b (фиг. 1 и 2)

$$\nu = \nu_0 - i\varphi; \quad (9)$$

$$\beta_b = \varphi_{0A} - \xi\varphi - \xi'\varphi - \frac{\pi}{z_1} - \varphi, \quad (10)$$

где

$$\nu_0 = \gamma_A - \xi\varphi - \xi'\varphi - \frac{\pi}{2z_2};$$

$$\gamma_A = \arcsin \left(\frac{z_1}{z_2+2} \cdot \frac{1}{\text{tg}\alpha_0 + \text{ctg}\varphi_{0A}} \right);$$

$$\xi\varphi = \text{inv arctg} \sqrt{\left(\frac{z_2+2}{z_2 \cos \alpha_0} \right)^2 - 1}; \quad \xi'\varphi = \text{inv } \alpha_0;$$

$$\varphi_{0A} = \text{arctg} \frac{\sin \gamma_A (z_2+2)}{z_1 + z_2 - \cos \gamma_A (z_2+2)};$$

$$\xi\varphi = \text{inv arctg} \frac{\rho_A}{z_1 \sqrt{\cos \alpha_0}}; \quad \rho_A = \sqrt{(z_2+2)^2 + (z_1+z_2)^2 - 2(z_2+2)(z_1+z_2) \cos \gamma_A};$$

$$\xi'\varphi = \xi'\varphi.$$

В этих формулах α_0 - угол зацепления.

Изменение величины φ в пределах $0 \leq \varphi \leq \varphi_p'$ можно корректировать ввод зубьев в зацепление.

Угол поворота ведущего колеса при полном вводе зубьев в зацепление определяется геометрическими характеристиками зацепления (полным числом зубьев ведущего Z_1 и ведомого Z_2 колес, углом зацепления) [2]:

$$\varphi_p' = \varphi_{0A} - \xi_A - (\varphi_{B1} + \xi_{B1} - 2\xi_{M1}),$$

где

$$\varphi_{B1} = \arcsin \frac{(\sqrt{Z_1^2 \sin^2 \alpha_0 + 4Z_1 + 4} - Z_1 \sin \alpha_0) \cos \alpha_0}{Z_1 + 2};$$

$$\xi_A = \operatorname{inv} \arccos \cos \frac{Z_1 \cos \alpha_0}{\rho_A};$$

$$\xi_{B1} = \operatorname{inv} \arccos \cos \frac{Z_1 \cos \alpha_0}{Z_1 + 2};$$

$$\xi_{M1} = \frac{\pi}{2Z_1} + \operatorname{inv} \alpha_0.$$

Начиная с положения, когда вершина последнего зуба ведущего неполнозубого колеса находится в конечной точке В линии зацепления (фиг. 2б), необходимо обеспечить зазор между сопряженными профилями последних зубьев при выводе колес из зацепления. Это достигается в том случае, если в произвольном положении $\varphi_B + \varphi$, пока профиль зуба 3 пересекается окружностью выступов ведущего колеса, выполняется условие

$$\psi_1 \varphi > \psi_2 > \psi, \quad (II)$$

где ψ_2 - угол поворота ведомого колеса при действии механизма выключения,

ψ - возможный угол поворота.

Для нахождения угла ψ , определяемого предельным законом движения ведомого неполнозубого колеса в период вывода зубьев из зацепления, обратимся к фиг. 2б.

Из фигуры видно, что:

$$\psi = \gamma_\varphi + \xi_\varphi - (\gamma_0 + \xi_0), \quad (I2)$$

где

$$\gamma_\varphi = \arcsin \frac{(Z_1 + 2) \sin(\varphi_B + \varphi)}{\rho_B};$$

$$\rho_B = \sqrt{(z_1+2)^2 + (z_1+z_2)^2 - 2(z_1+z_2)(z_1+2) \cos(\varphi_B + \varphi)} ;$$

$$\xi'_\varphi = \operatorname{inv} \arccos \cos \frac{z_2 \cos \alpha_2}{\rho_B} ;$$

$$\xi_0 = \xi_{m2} - \xi'_0 ; \quad \xi_\varphi = \xi_{m2} - \xi'_\varphi ; \quad \xi'_0 = \xi'_{\varphi=0} ;$$

$$\xi_{m2} = \frac{\pi}{2z_2} - \operatorname{inv} \alpha_2 .$$

Задаваясь значениями φ , можно найти угол Ψ , определяющее полжение ведомого колеса при предельном законе движения.

Очевидно, что условие (II) заведомо выполняется, если ведомому неполнозубому колесу сообщить равномерное движение на участке Ψ_K при помощи дополнительного механизма. Закон движения, обеспечивающий плавный ввод зубьев в зацепление, приемлем и при выводе зубьев из зацепления.

Учитывая изложенное, рабочее число зубьев ведомого $z_{2н}$ и ведущего $z_{1н}$ неполнозубых колес определяется по следующим зависимостям:

$$z_{2н} = z_2 \frac{\frac{2\pi}{z} - 2(\Psi_{Bк} + \nu)}{2\pi} + 1 ; \quad (I3)$$

$$z_{1н} = z_{2н} - 1 , \quad (I4)$$

где z — число остановок ведомого неполнозубого колеса за полный оборот.

Для механизмов полнозубых колес с криволинейной кулисой включения по заданному закону движения можно принять $\nu = \nu_0$.

Исходные кинематические зависимости

В общем случае, когда продолжительность разбега и выбега различны ($\Psi_{Bк} \neq \Psi_{Bык}$), зависимости для определения угловых перемещений Ψ , скоростей ω_2 и ускорений ε_2 ведомого неполнозубого колеса удобно представить в относительном виде. Для периода разбега:

$$\Psi = a_k \cdot 2\Psi_{Bк} ; \quad (I5)$$

$$\omega_2 = b_k \frac{\Psi_{Bк}}{\varphi_{Bк}} \cdot \omega_1 ; \quad (I6)$$

$$\varepsilon_2 = c_k \frac{\psi_{\text{вк}}}{2\varphi_{\text{вк}}^2} \cdot \omega_1^2, \quad (17)$$

где a_k, b_k, c_k - инварианты подобия перемещений, скоростей и ускорений [1].

На участке равномерно движения ведомого звена:

$$\psi = \psi_{\text{вк}} + i(\varphi - \varphi_{\text{вк}}); \quad (18)$$

$$\omega_2 = \omega_{2\text{max}} = \text{const}; \quad (19)$$

$$\varepsilon_2 = 0; \quad (20)$$

$$\varphi_{\text{вк}} \leq \varphi \leq \varphi_{\text{вк}} + \varphi'_p + \varphi_p + \varphi''_p, \quad (21)$$

где φ_p - угол поворота ведущего неполнозубого колеса, соответствующий периоду нормального зубчатого зацепления (равномерное движение),
 φ''_p - то же при выводе зубьев из зацепления выключающим механизмом.

В период выбега:

$$\psi = \psi_{\text{вк}} + i(\varphi'_p + \varphi_p + \varphi''_p) + (2a_k - 1)\varphi_{\text{вык}}; \quad (22)$$

$$\omega_2 = b_k \frac{\psi_{\text{вык}}}{\varphi_{\text{вык}}} \cdot \omega_1; \quad (23)$$

$$\varepsilon_2 = c_k \frac{\psi_{\text{вык}}}{2\varphi_{\text{вык}}^2} \cdot \omega_1^2, \quad (24)$$

где $\psi_{\text{вык}}$ и $\varphi_{\text{вык}}$ - соответственно углы поворота ведомого и ведущего неполнозубых колес при изменении угловой скорости от $\omega_{2\text{max}}$ до 0 ($0,5 \leq k \leq 1$) [1].

Зависимость (20) устанавливает взаимосвязь основных параметров механизма. Так как при вводе зубьев в зацепление должно соблюдаться равенство линейных скоростей по начальным окружностям неполнозубых колес, то

$$\omega_{2\text{max}} \cdot r_2 = \omega_1 \cdot r_1 \quad \text{или} \quad \omega_{2\text{max}} = i \omega_1, \quad (25)$$

где r_1 и r_2 - радиусы начальных окружностей ведущего и ведомого неполнозубых колес.

Используя понятие константы пика скорости B [1] находим после преобразований основную кинематическую зависимость:

$$\varphi_b = \frac{B}{i} \Psi_b, \quad (26)$$

где индексом b обозначены соответственно углы включения и выключения.

Если угол поворота ведомого неполнозубого колеса за период разбега и выбега составляет $2\Psi_b$ и соответствующий ему угол поворота ведущего вала будет $2\varphi_b$ то

$$i = \frac{\frac{1}{2} - \xi_0}{\tau - \xi'_0}. \quad (27)$$

Здесь $\xi_0 = \frac{\Psi_b}{\pi}$, $\xi'_0 = \frac{\varphi_b}{\pi}$, а заданная относительная продолжительность поворота

$$\tau = \frac{\varphi_\Sigma}{\pi}, \quad (28)$$

где φ_Σ — угол поворота ведущего вала, соответствующий повороту ведомого вала на угол $\Psi_\Sigma = \frac{2\pi}{Z}$.

Из зависимости (27) видно, что при равных значениях относительной продолжительности поворота и соответствующих углов включения передаточное отношение зубчатого зацепления больше для полнооборотных механизмов ($Z=1$). Решая зависимость (27) относительно τ легко заметить, что при равных значениях передаточного отношения зубчатого зацепления относительная продолжительность поворота выше также у полнооборотных механизмов.

Если закон движения ведомого звена в период разбега и выбега задан, то зависимости (26) ÷ (28) удобно представить в следующем виде:

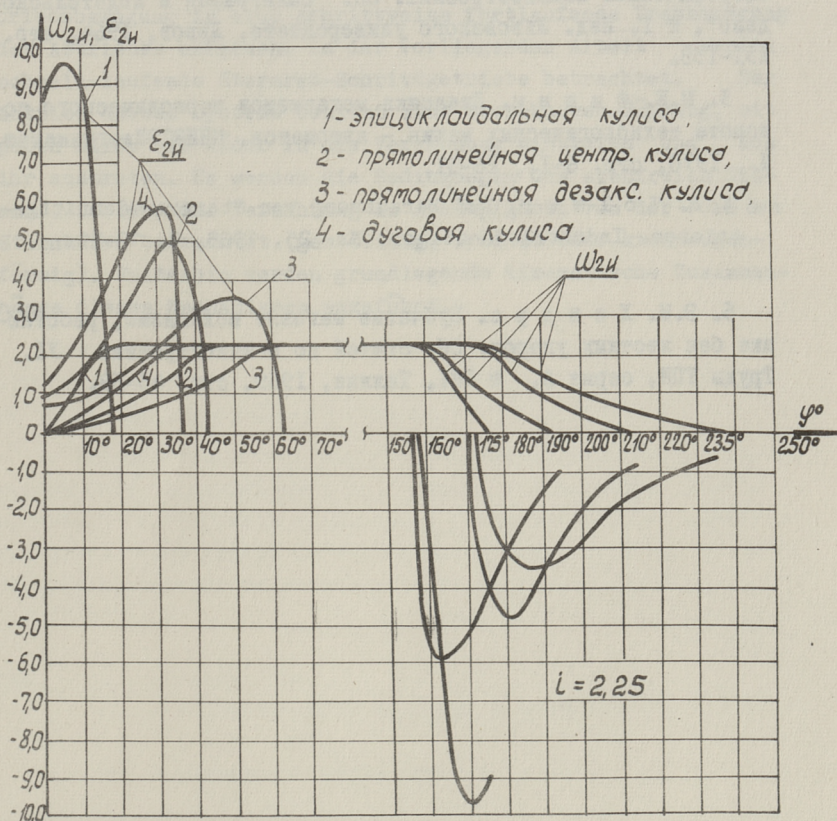
$$\varphi_b = \frac{B\tau\xi_0}{\frac{1}{2} + \xi_0(B-1)} \pi; \quad (29)$$

$$i = \left[\frac{1}{2} + \xi_0(B-1) \right] \frac{1}{\tau}; \quad (30)$$

$$\tau = \left[\frac{1}{2} + \xi_0(B-1) \right] \frac{1}{i}. \quad (31)$$

Кинематические диаграммы в виде графиков инвариантов подобия угловых скоростей и ускорений ведомого неполнозубого

Колеса изображены на фиг. 4. Из графиков видно, что для близких значений относительной продолжительности поворота наиболее неблагоприятный закон движения ведомого звена у механизма с эпициклоидальной кулисой включения. Характерно, что у механизмов с прямолинейным и дуговым профилем кулисы включения константы пика ускорений S близки соответствующему значению гармонического закона движения. Это обстоятельство позволяет использовать их в сравнительно быстроходных машинах. По конструкции они проще механизмов неполнозубых колес с кулачковым включением.



Фиг. 4.

При синтезе той или иной разновидности механизмов непонозубых колес, помимо приведенных в статье зависимостей, необходимо учитывать условия прочности и соседства деталей механизма.

Л и т е р а т у р а

1. К.В. Т и р. Механика полиграфических автоматов. Изд. "Книга", Москва, 1965, стр. 37-86, 278-291.
2. М.Е. Ф и ш и н. Скачковые поворотные механизмы в полиграфическом машиностроении. Сб. "Полиграфия и издательское дело", № I, Изд. Львовского университета. Львов, 1964, стр. 131-138.
3. М.Е. Ф и ш и н. Динамика механизмов периодического поворота технологических машин - автоматов. ЦНИИТЭИлегпищемаш, М., 1970, стр. 8-II, 26-31.
4. J. V o l ш е r. Zur Berechnung von Sternrad-Schrittgetrieben. Industrie-Anzeiger, Nr. 25, 1968, S. 19-21.
5. Э.М. Х е н д р е. Зубчатые шаговые механизмы, работающие без жестких ударов. Сб. статей по машиностроению VI. Труды ТПИ, серия А, № 281, Таллин, 1969, стр. 43-59.

Einige Betrachtungen zur Theorie von Stern-
rad-Schrittgetriebe

Zusammenfassung

Schrittgetriebe sind Getriebe, die eine umlaufende Antriebsbewegung in eine schrittweise fortlaufende Drehbewegung des Abtriebes umformen. In der vorliegenden Arbeit werden schnell-laufende Sternrad-Schrittgetriebe betrachtet. Der Abtrieb dieses Systems besitzt eine Sternkurven-Führung, mit deren Hilfe die Räder in die Verzahnung eintreten und aus ihr austreten. Es werden die Bedingungen des stoßfreien Ein- und Austritts der Verzahnung in Abhängigkeit von der Form der Sternkurve betrachtet (geradlinig, zyklod oder kreisbogenförmig). Weiterhin werden grundlegende kinematische Zusammenhänge dieses Mechanismus angeführt.

УДК 531.781.2:62-762

А.А. Теасте

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО УСИЛИЯ
МАНЖЕТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ ВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛОВ
ВСЛЕДСТВИЕ РЕЛАКСАЦИИ НАПРЯЖЕНИЯ, ПРИ НАГРЕВЕ
И СТАРЕНИИ РЕЗИНЫ

При работе манжетных уплотнений вращающихся валов (или при хранении их в напряженном состоянии в статических условиях) изменяется усилие в зоне контакта эластичной части манжеты с валом. Существуют обратимые (в зависимости от температуры) и необратимые (от релаксации напряжения и старения резины) изменения радиального усилия.^{1/}

В настоящей статье рассматриваются эти изменения. Исследовались манжеты типа МН 5308-64 для вала диаметром 60 мм из резины на основе СКН-40 твердостью 80 по ТМ-2.

1. Для моделирования процесса релаксации радиального усилия манжеты на неподвижном валу удобно использовать модели Максвелла [1] (пружина и демпфер в последовательном соединении). По этой модели изменение напряжения $\Delta\sigma = \sigma_0 - \sigma$ в результате релаксации вычисляется по формуле

$$\Delta\sigma = \sigma_0(1 - e^{-t/\tau}), \quad (I)$$

где t - время, сек,
 σ_0 - первоначальное значение напряжения при $t = 0$, н/м²,
 σ - напряжение через время t , н/м²,

^{1/}Под радиальным усилием подразумевается контактное усилие на единицу длины губки манжеты по окружности вала.

$$\tau = \frac{\eta_p}{E_{\beta_{3\lambda}}} - \text{время релаксации, сек,}$$

$$E_{\beta_{3\lambda}} - \text{модуль высокоэластичности, соответствующий стационарному состоянию, н/м}^2,$$

$$\eta_p - \text{вязкость, н.сек/м}^2.$$

Из формулы (1) видно, что при прочих равных условиях изменение радиального усилия будет тем больше, чем больше первоначальное напряжение в резине. Для определения первоначального напряжения манжета рассматривается состоящая из двух коротких тонкостенных оболочек в виде усеченных конусов [2], для которых строятся эпюры напряжений в двух случаях: манжеты без браслетной пружины (фиг. 1) и манжеты с пружиной (фиг. 2).

Меридиональные напряжения вычисляются по следующим формулам [3]:

$$\sigma_s^+ = \sigma_s^{(p)} + \sigma_s^{(u)} - \text{напряжения в наружном слое в н/м}^2,$$

$$\sigma_s^- = \sigma_s^{(p)} - \sigma_s^{(u)} - \text{напряжения во внутреннем слое в н/м}^2,$$

где

$$\sigma_s^{(p)} = \frac{N_s}{h} - \text{тангенциальное напряжение в срединном слое, н/м}^2,$$

$$\sigma_s^{(u)} = \frac{6M_s}{h^2} - \text{изгибное напряжение, н/м}^2,$$

$$N_s = q \sin \alpha_k - \text{нормальное усилие, н,}$$

$$q - \text{радиальное усилие манжеты, н/м,}$$

$$\alpha_k - \text{угол конусности, радиан,}$$

$$h - \text{толщина стенки оболочки, м,}$$

$$M_s = Db^2 [4C_1 K_2(\beta) - 4C_2 K_3(\beta) + C_3 K_0(\beta) + C_4 K_1(\beta)] - \text{изгибающий момент, н}\cdot\text{м,}$$

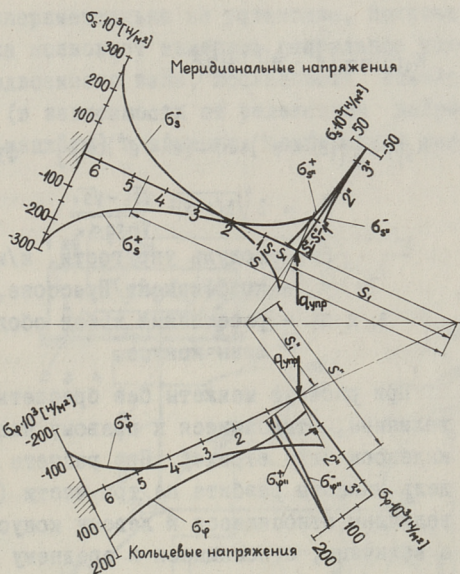
$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} - \text{жесткость оболочки на изгиб, н/м,}$$

$$C_1, C_2, C_3 \text{ и } C_4 - \text{постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий:}$$

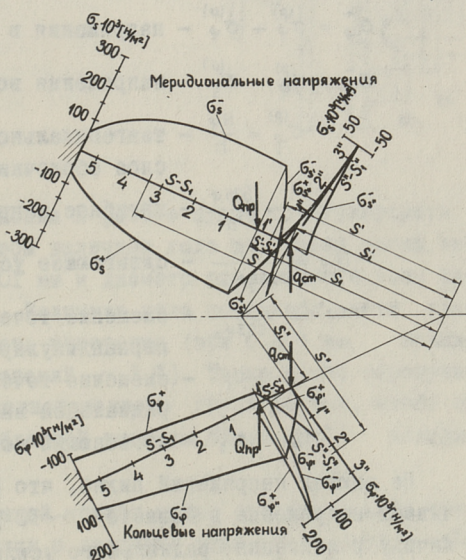
$$K_0(\beta) = \frac{1}{2} (e^\beta + e^{-\beta}) \cos \beta,$$

$$K_1(\beta) = \frac{1}{4} [(e^\beta + e^{-\beta}) \sin \beta + (e^\beta - e^{-\beta}) \cos \beta],$$

Фиг. 1. Напряжения в губке манжеты без браслетной пружины.



Фиг. 2. Напряжения в губке манжеты с браслетной пружиной.



$$K_2(\beta) = \frac{1}{4} (e^\beta - e^{-\beta}) \sin \beta ,$$

$$K_3(\beta) = \frac{1}{8} [(e^\beta + e^{-\beta}) \sin \beta - (e^\beta - e^{-\beta}) \cos \beta] - \text{функции А.Н. Крылова,}$$

$$\beta = 2 \sqrt[4]{3(1-\nu)^2} \frac{\sqrt{s_2 - \sqrt{s_1}}}{\sqrt{h \operatorname{tg} \alpha_k}},$$

E — модуль упругости, н/м²,

ν — коэффициент Пуассона,

s_1 и s_2 — расстояния краев оболочки от воображаемой вершины конуса.

При расчете манжеты без браслетной пружины в формулах все величины, относящиеся к правому конусу (фиг. 1) обозначаются индексом "два штриха". При расчете манжеты с пружиной модель манжеты разбита на три части (фиг. 2). В формулах все величины, относящиеся к левому конусу, обозначены без индекса, а величины, относящиеся к среднему и правому конусу, обозначены соответственно индексами "штрих" и "два штриха".

Кольцевые напряжения вычисляются по следующим формулам [3]:

$$\sigma_\varphi^+ = \sigma_\varphi^{(p)} + \sigma_\varphi^{(u)} - \text{напряжения в наружном слое, н/м}^2,$$

$$\sigma_\varphi^- = \sigma_\varphi^{(p)} - \sigma_\varphi^{(u)} - \text{напряжения во внутреннем слое, н/м}^2,$$

$$\sigma_\varphi^{(p)} = \frac{N_\varphi}{h} - \text{тангенциальное напряжение в срединном слое оболочки, н/м}^2,$$

$$\sigma_\varphi^{(u)} = \frac{6M_\varphi}{h^2} - \text{изгибное напряжение, н/м}^2,$$

$$N_\varphi = \frac{Eh}{\operatorname{stg} \alpha_k} - \text{сдвигающее усилие, н,}$$

$$\omega^k = \frac{u_r}{\cos \alpha_k} - \text{смещение точек срединной поверхности перпендикулярно образующей, м,}$$

u_r — смещение точек срединной поверхности в радиальном направлении, м,

$$M_\varphi = \nu M_s - \text{изгибающий момент, н.м.}$$

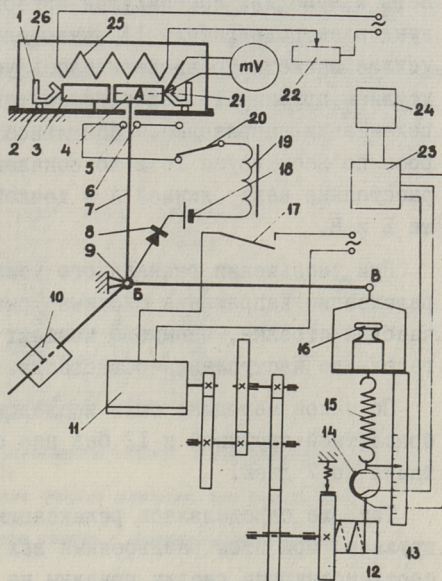
На эпюрах напряжений видно, что браслетная пружина увеличивает напряжение в манжете ($\sim 30\%$), следовательно, и величину релаксации радиального усилия.

Это определялось экспериментально на установке, показанной на фиг. 3. Установка позволяет измерить радиальное усилие манжеты методом раздвоенного вала, исследовать изменение радиального усилия (в зависимости от релаксации напряжения и от температуры манжеты) и изменять температуру манжеты.

Фиг. 3.

Установка для измерения радиального усилия.

1 - испытываемое уплотнение, 2 - шариковые упоры, 3 - неподвижная часть раздвоенного вала, 4 - подвижная часть раздвоенного вала, 5 и 6 - серебряные электрические контакты, 7 - система рычагов, 8 - полупроводниковый диод, 9 - подшипник, 10 - уравновешивающий груз, 11 - электродвигатель, 12 - тормоз, 13 - барабан, 14 - упругое кольцо с тензодатчиком, 15 - динамометр, 16 - чаша весов с грузами, 17 - контакты реле, 18 - батарея, 19 - обмотка реле, 20 - переключатель, 21 - медноконстантановая термопара (толщина проволоки 0,1 мм), 22 - реостат, 23 - усилитель, 24 - самопишущий прибор, 25 - нагревательная спираль, 26 - колпак.



При подготовке установки к работе нужно отрегулировать контакты 5 и 6 так, чтобы величина хода подвижной части вала была от 0,004 до 0,01 мм и диаметр раздвоенного вала соответствовал желаемому. Величина хода подвижной части вала сильно влияет на точность измерения (при 0,004 мм максимальное отклонение показаний ~ 3%). Также нужно отрегулировать расположение уравновешенного груза 10 так, чтобы система рычагов при ослабленной нити на барабане 13 находилась бы в равновесии.

На тормозе 12 тормозной момент нужно отрегулировать так, чтобы барабан приводился в движение только при помощи электродвигателя II, а не усилием пружины динамометра 15. Контакты 5 и 6 можно соединить вместо реле через контрольные лампы (на схеме не показаны).

Величина релаксации напряжения измерялась без нагрева манжеты (при температуре 20°C). Перед установкой манжеты на раздвоенный вал на чашке весов был установлен груз I6, соответствующий ожидаемым радиальным усилиям и динамометр был поставлен в нижнее крайнее положение. Переключатель 20 был также переключен на контакт 6. После установки манжеты на раздвоенный вал электродвигатель II включали в сеть и заводили самопишущий прибор 24. Через несколько секунд электродвигатель II выключался, так как радиальное усилие манжеты уравнивалось усилием веса груза I6 и усилием пружины I5. Этот момент считался началом отчета релаксации напряжения. Радиальное усилие манжеты вычислялось по весу груза I6 и по показаниям динамометра I5, зная расстояние между линией А и точкой Б, а также между точками Б и В.

При уменьшении радиального усилия манжеты в результате релаксации напряжения система рычагов 7 поворачивалась по часовой стрелке, замыкала контакт 6 и включала электродвигатель до наступления равновесия.

По такой методике были исследованы 24 манжеты: I2 с браслетной пружиной и I2 без нее с продолжительностью испытания до 7 дней.

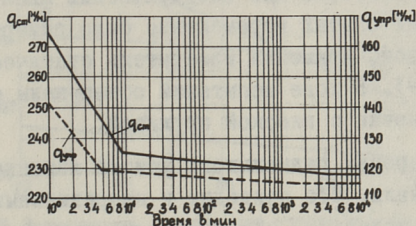
Так же определялась релаксация напряжения браслетной пружины. При этом раздвоенный вал имел размеры и канавку, соответствующие гнезду пружины на манжете. Ранее было обнаружено, что браслетные пружины подвержены релаксации напряжения, со временем сильно зависящей прежде всего от температуры [4]. Но как показали наши опыты, при температуре 20°C релаксация напряжения пружин была очень незначительной. Причиной этого, видимо, кроме низкой температуры, является обстоятельство, что исследуемые пружины до исследования находились на манжетах.

Характерные зависимости радиального усилия манжет от времени показаны на фиг. 4.

Видно, что величина изменения радиального усилия манжеты с браслетной пружиной больше ($\sim 30\%$), чем без пружины.

У манжет с пружиной после 60–80 часов испытания установка уже не регистрировала релаксацию. У манжет без пружины релаксация кончалась раньше.

2. При вращении вала находящееся на нем уплотнение нагревается. Было обнаружено, что при растяжении резины свыше 10 % напряжение при постоянной длине растет с повышением температуры. При меньших удлинениях изменение напряжения с температурой происходит в противоположном направлении [6]. Это объясняется тем, что при низких напряжениях уменьшение растягивающих усилий, вызванное тепловым расширением, превалирует над ростом усилий, который ожидается согласно кинетической теории упругости.



Фиг. 4. Зависимость радиального усилия от времени (при температуре 20°C):

$q_{упр}$ — радиальное усилие манжеты без браслетной пружины,
 $q_{см}$ — радиальное усилие с браслетной пружиной.

Учитывая результаты проведенных ранее опытов [4] и то, что растяжение исследуемых манжет составляет примерно 1,9 %, можно предполагать, что при нагреве величина радиального усилия падает. Так же было ранее обнаружено, что радиальное усилие браслетной пружины уменьшается при нагреве [4].

Экспериментально определена зависимость радиального усилия манжет от температур. На установке, о которой сказано выше, используя либо автоматическое уравнивание радиального усилия, либо ручное, осуществленное регулированием равновесия чаши весов гирями, фиксируя равновесное положение при помощи контрольных ламп. В случае автоматического уравнивания при максимальной температуре приходится наматывать нить на барабан 13 (Фиг. 3) в противоположную сторону и переключить переключатель 20 на контакт 5.

Так как ход системы рычагов мал, переключение контакта мало влияет на показания.

Параллельные опыты были проделаны на установке, описанной В.А. Шмиттом [4], с целью сравнения двух установок и получения более вероятных результатов. На названной установке измеряется радиальное усилие манжеты также методом раздвоенного вала. Расхождение по сравнению с изложенной выше установкой заключается в том, что подвижная часть вала закреплена на верхнем конце плоской пружины. Радиальное усилие манжетных уплотнений вызывает отклонение плоской пружины и измерение радиальной нагрузки сводится к измерению отклонения пружины. В.А. Шмитт замерял это перемещение циферблатным индикатором или электрическим шкальным динамометром. В наших опытах перемещение было замерено тензометрическим методом, применяя измеритель статических деформаций типа ИСД-3. В ходе испытаний обнаружены следующие недостатки установки с плоской пружиной.

а. При измерении радиального усилия изменяется диаметр раздвоенного вала, что приводит к неправильным результатам, особенно если материалы измеряемых манжет имеют разные модули упругости (манжеты из неустаревшей и устаревшей резины). При точном подборе размеров плоских пружин можно снизить ошибку до 2 % [4]. Но при измерении манжет с разными модулями упругости подбор пружин значительно усложняет работу.

б. Тензометрические датчики чувствительны к температуре. Например, при изменении окружающей температуры на 1°C в нашем случае показание прибора увеличивается на 21 н/м .

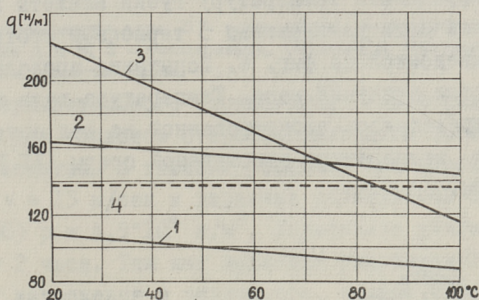
в. Показание прибора зависит от стабильности работы электронного измерителя. Это приводит к ошибке, особенно при длительных испытаниях.

Нами были проведены исследования изменения радиального усилия манжетных уплотнений в зависимости от температуры с браслетной пружиной и без нее из резины с разными степенями старения, а также измерения радиального усилия браслетной пружины.

Методика измерения заключается в следующем. Для уменьшения влияния релаксации напряжений манжета нагревалась до

максимальной измеряемой температуры и поддерживалась при такой температуре 3 часа, а затем охлаждалась до комнатной температуры. Измерение радиального усилия производилось через каждые 10 °С при вторичном нагревании манжеты, причем при каждом значении температуры она поддерживалась постоянной 30 мин до момента измерения.

Так было измерено радиальное усилие при нагреве и при охлаждении манжеты. При более быстром изменении температуры графики нагрева и охлаждения не совпадали.



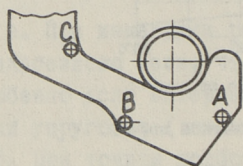
Фиг. 5 Зависимость радиального усилия от температуры:
 1 - новое уплотнение без браслетной пружины,
 2 - новое уплотнение с браслетной пружиной,
 3 - уплотнение, работавшее 30 часов под давлением уплотняемой среды $0,5 \cdot 10^5$ н/м² (измеренное без браслетной пружины),
 4 - браслетная пружина.

Характерные зависимости показаны на фиг. 5. На графике сравниваются изменения радиального усилия нового уплотнения и уплотнения, работающего при линейной скорости вала $V = 15$ м/сек и при давлении уплотняемой среды $p = 0,5 \cdot 10^5$ н/м² 10 часов (применялось веретенное масло АУ ГОСТ 1642-50). Максимальная температура, измеренная в уплотняющей кромке манжеты была 114 °С.

Как видно, при повышении температуры радиальное усилие уменьшается и при повышении степени старения зависимость радиального усилия от температуры увеличивается. Видно также, что радиальное усилие пружины по сравнению с манжетой меньше уменьшается при повышении температуры.

3. При хранении и эксплуатации самопроизвольно и необратимо изменяются свойства материала резиновых манжетных уплотнений. Причинами этого являются свет, тепло, кислород, озон и другие воздействия, вызывающие химические реакции окисления и целый ряд необратимых изменений каучуковой основы резины [1, 7]. Было отмечено, что процесс старения резины увеличивается с увеличением температуры.

Чтобы определить температуру губки манжеты в отдельных точках, в ней были установлены 3 термомпары соответственно схеме, приведенной на фиг. 6. Испытание проводилось при разных скоростях вращения вала. Температура вала под губкой манжеты определялась вмонтированной на вал естественной термомпарой, а температура уплотняемой среды (АУ ГОСТ 1642-50) термометром.

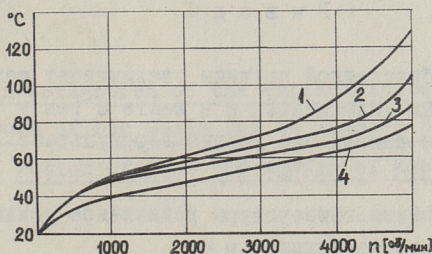


Фиг. 6. Расположение термомпар в губке манжеты

Результаты опытов приведены на фиг. 7. Как видно, температура в точках А и В при скоростях одинакова, а температура в точке С отличается максимально на 16 %. Так как скорость старения резины зависит, кроме температуры, от напряжения в резине, от наличия света и т.д., определение ее в отдельных точках манжеты требует более подробного исследования.

Как было отмечено в литературе [7] и как показали наши опыты, модуль упругости резины (в нашем случае на основе каучука СКН-40) при тепловом старении в атмосферных условиях увеличивается. Это приводит к увеличению радиального усилия при постоянном натяге.

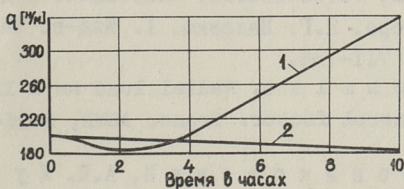
С другой стороны, в эксплуатации при высоких температурах увеличивается релаксация напряжения, а следовательно уменьшается и натяг. Как уже было отмечено [4] и как показали наши опыты, при снятии уплотнения с вала манжета не принимает начальных размеров. Это приводит к уменьшению радиального усилия.



Фиг. 7. Зависимость температуры уплотнения от скорости вращения вала:

- 1 - температура вала, 2 - температура, измеренная термопарами А и В, 3 - температура, измеренная термопарой С, 4 - температура масла.

Для экспериментального определения изменения радиального усилия при тепловом старении материала манжеты уплотнения были испытаны в тяжелых условиях при линейной скорости вала $v = 15$ м/сек и давлении уплотняемой среды (АУ ГОСТ 1642-50) $p = 4,9 \cdot 10^4$ н/м². Радиальное усилие замерялось каждые 2 часа. Так как давление уплотняемой среды увеличивает напряжения в резине, что, в свою очередь, ускоряет процесс старения [5], то такая методика испытания дала возможность быстрого определения зависимости радиального усилия от старения. Температура была определена по вышеизложенной методике. Максимальная температура вала была 185 °С, масла 120 °С и манжеты 150 °С.



Фиг. 8. Зависимость радиального усилия манжетного уплотнения от времени работы:

- 1 - при $v = 15$ м/сек, $p = 4,9 \cdot 10^4$ н/м²,
2 - при $v = 15$ м/сек, $p = 0$.

Характерная зависимость радиального усилия от времени работы показана на фиг. 8. На графике также показана зависимость радиального усилия от времени для манжеты, работающей при линейной скорости вала 15 м/сек без давления уплотняемой среды.

В ы в о д ы

1. Усилие браслетной пружины увеличивает напряжения в губке манжетных уплотнений, а в месте с тем и уменьшает первоначальное радиальное усилие в результате релаксации напряжения.

2. При повышении температуры радиальное усилие манжетного уплотнения уменьшается.

3. При старении резины зависимость радиального усилия от температуры увеличивается.

4. Радиальное усилие браслетной пружины при повышении температуры уменьшается мало по сравнению с уменьшением радиального усилия манжеты.

Л и т е р а т у р а

1. Л.М. Лебедев. Машины и приборы для испытаний полимеров. Изд. "Машиностроение", М., 1967.

2. А.А. Теасте. К расчету радиального усилия манжетных уплотнений вращающихся валов. Труды ТПИ, серия А, № 294, 1970, стр. 79...93.

3. Прочность. Устойчивость. Колебания. Под общ. редакцией И.А. Биргера, Я.Г. Пановко. I. Изд-во "Машиностроение" М., 1968, стр. 711-736.

4. W. A. S c h m i t t. Radial load as a lip seal design and quality control factor. Trans. ASME, series F, No 2, 1968.

5. М.М. Резниковский, А.И. Лукомская. Механические испытания каучука и резины. Изд-во "Химия", М., 1964.

6. Л. Трелор. Физика упругости каучука. Изд-во ИЛ, М., 1953.

7. Ю.С. Зуев, А.С. Кузьминский. О старении резины в атмосферных условиях. Сб. Старение и утомление каучуков и резин и повышение их стойкости. ГОСХИМИЗДАТ, Л., 1955.

A. Teaste

The Investigation of the Variability of the Contact
Pressure of Lip Seals Due to Tension Relaxation, the
Action of Heat and Ageing of Rubber

S u m m a r y

The article deals with the investigation of the variability of the contact pressure of lip seals due to tension relaxation, the action of heat and ageing of rubber. It is observed that the magnitude of tension relaxation depends on spring tension and that with the increase of temperature the contact pressure decreases. The ageing of rubber increases the contact pressure and its dependence on temperature.

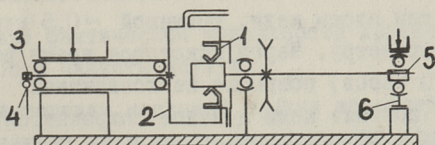
УДК 62-762:678,4:621.892.001.5

А.А. Теасте

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СМАЗКИ
РЕЗИНОВОГО УПЛОТНЕНИЯ НА ВРАЩАЮЩЕМСЯ ВАЛУ

Многие авторы (например, E.T. Jagger, J. Lein, I. B. Holt, W. S. Miller, C. R. McCray, В. Н. Кокичев, Ф. П. Снеговский, А. М. Рудский и др.) указывают на наличие тонкой пленки между контактными поверхностями манжеты и вала, действующей в качестве смазки. Причины образования этой пленки в настоящее время изучены недостаточно.

Для исследования процессов, происходящих в зоне контакта манжетных уплотнений, нами была построена специальная установка, схема которой показана на фиг. 1.



Фиг. 1. Установка для испытания манжетных уплотнений;

1 - испытуемое уплотнение, 2 - барабан для уплотняемой жидкости, 3 - двухплечий рычаг, 4 - электрические контакты, 5 - эксцентрик, позволяющий регулировать так называемый динамический эксцентриситет вала, 6 - эксцентрик, позволяющий регулировать статический эксцентриситет вала.
Стрелками показаны зажимы упоров.

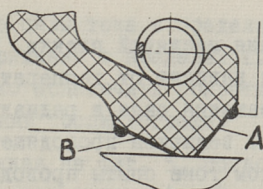
Установка позволяет определять: момент трения между манжетой и валом, температуру масла, вала и манжеты (посредством установленных в губку термопар) и величину утечки уплотняемой среды. Установка позволяет изменять: динамический и статический эксцентриситет вала (от 0 до 1 мм), давление уплотняемой среды (от 0 до $0,5 \cdot 10^5$ н/м²), уровень уплотняемой жидкости и число оборотов вала (плавно от 0 до 8000 об/мин в двух направлениях). Стенки барабана изготовлены из органического стекла, позволяющего визуально наблюдать работу уплотнения с обеих сторон манжеты.

Момент трения манжеты измеряется уравниванием его гирями с точностью $\pm 8 \cdot 10^{-4}$ н·м. Равновесное положение определяется при помощи контрольных ламп, соединенных с электрическими контактами, которые ограничивают проворачивание барабана.

Момент можно также измерить самопишущим прибором тензометрическим методом. Установлено, что на результаты измерений момента трения барботажный момент масла не оказывает заметного влияния. К установке прикреплен комплект индукционных датчиков, позволяющий измерить вибрацию установки вдоль оси вала и в двух взаимно перпендикулярных ей направлениях.

Для исследования процессов, происходящих в зоне трения манжеты по валу, в исследуемых местах покрыли губку манжеты химическим путем слоем меди, толщиной $\sim 0,5$ мкм и длиной 5 ... 10 мм по периметру. Через некоторое время работы (примерно через 10 часов) покрытие на контактной поверхности протирается и контакт меди с валом сохраняется только благодаря наличию ее на нерабочих поверхностях губки уплотнения, как показано на фиг. 2.

Изменение толщины масляной пленки, а также изменение фактической поверхности контакта можно определить по изменению электрического сопротивления между контактами А с валом (со стороны уплотняемой среды) и В с валом (со стороны воздуха). Для этого к медным покрытиям припаяны проволоки, которые соединены с приборами, которые более подробно описаны ниже. Электрический контакт с валом обеспечивается специальными скользящими контактами, представляющими собой



Фиг. 2 . Сечение губки манжет, расположенной на валу, с медным покрытием (показано жирной линией).

медные ленты, толщиной 0,2 мм и шириной 5 мм, обхватывающие вал углом обхвата 180° . Опыты показали, что такие контакты работают без помех.

По вышеописанной установке пытались выяснить следующие вопросы:

1. Наличие уплотняемой среды под губкой манжеты во время вращения вала.
2. Изменение толщины уплотняемой среды под губкой.
3. Наличие сухого трения.
4. Сравнение толщины масляной пленки под контактами А и В.
5. Сравнение толщины масляной пленки в разных участках по периметру вала.
6. Зависимость толщины масляной пленки от биения вала.
7. Изменение фактической поверхности контакта манжеты с валом при работе манжеты всухую.

Абсолютной толщины масляной пленки не определили потому, что использованные нами масла имели разные удельные сопротивления, сильно зависящие от температуры.

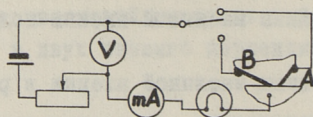
Для проведения экспериментов применяли в качестве уплотняемой среды разные индустриальные, автотракторные и масла специального назначения, а также их смеси кинематической вязкостью $\nu_{50} = 8 \cdot 10^{-6} \dots 450 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$.

Электрическое сопротивление масляной пленки определяли измерением величины напряжения и тока, проходящего через контакты А и В. Параллельно со стрелочными вольт- и амперметрами (для определения средних величин) были подключены вибраторы осциллографа типа Н-102, чтобы фотографиро-

вать процесс изменения масляной пленки. Так как сопротивление масляной пленки зависит от температуры, а температура, кроме скорости вращения вала и радиального усилия манжеты, зависит также от величины проходящего через пленку тока, то при постоянном токе опыты проводились в двух сериях: при $U = \text{const}$, J меняется в зависимости от сопротивления пленки, и наоборот, $J = \text{const}$ и U меняется.

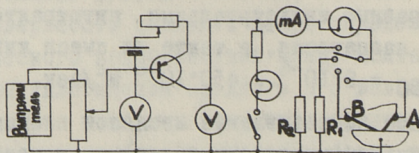
Мономолекулярный граничный слой, образованный полярными молекулами на поверхности жидкости характеризуется асимметрией электропроводности [1]. Это подтвердили и наши опыты. Если подключить вал с положительной клеммой источника тока, то сопротивление масляной пленки меньше, чем при подключении отрицательной клеммы. Поэтому при каждом испытании сопротивление определялось для обеих направлений тока.

Использование постоянного тока значительно облегчает дешифровку опытных данных. Но для проверки правильности результатов часть опытов была проведена при переменном токе.



Фиг. 3. Схема для измерения контактного сопротивления при $U = \text{const}$.

На фиг. 3 показана электросхема для определения сопротивления между контактами А и В с валом, причем $U = \text{const}$ (3, 2V). Напряжение измерялось вольтметром, а ток миллиамперметром и осциллографом.

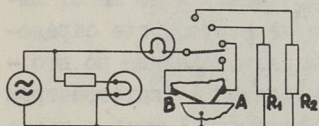


Фиг. 4. Схема для измерения контактного сопротивления при $J = \text{const}$.

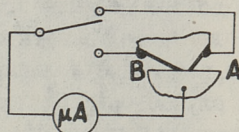
По схеме, приведенной на фиг. 4, определяется сопротивление при $J = \text{const}$. Схема позволяет поддерживать по-

стоянное значение силы тока в пределах $0,1 \dots 1,0 \text{ мА}$, а также менять напряжения в пределах $1 \dots 30 \text{ В}$. Вместо контактов А и В можно подключить сопротивления R_1 и R_2 для тарировки показаний осциллографа.

Схема, показанная на фиг. 5, позволяет определить сопротивление между контактами А и В с валом при переменном токе (источник тока - генератор сигналов ГЗ-33), причем все серии опытов производились при $U = \text{const}$.



Фиг. 5. Схема для измерения контактного сопротивления при переменном токе.



Фиг. 6. Схема для измерения наличия сухого или граничного трения между манжетой и валом.

По схеме, показанной на фиг. 6, было определено наличие сухого трения между манжетой и валом. Источником тока здесь является термопара, которая возникает между стальным валом и медным покрытием манжеты с напряжением $1,1 \text{ мВ}$ при 100°C . Если между манжетой и валом существует постоянный граничный слой толщиной больше 20 \AA , то при таком малом значении напряжения электроны не могут преодолевать потенциальный барьер, и сопротивление тока, проходящего через барьер туннельным эффектом, велико (в нашем случае более $2 \cdot 10^6 \ \Omega$) [2]. Следовательно, электрическая цепь будет разомкнута. Наличие тока подтверждает, что в определенный момент времени в некоторых точках между валом и манжетой наблюдается сухое или граничное трение толщиной граничного слоя менее 20 \AA .

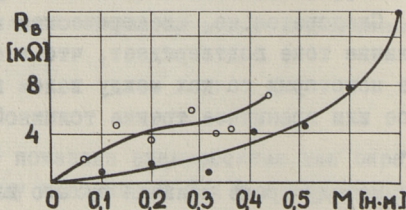
По названному методу кроме наличия сухого или граничного трения удалось выяснить, какая деталь, вал или манжета под медным покрытием имеет в зоне трения более высокую температуру. опыты показали, что при более интенсивном нагревании одного из проводов в термопаре медь-железо, отрицательный потенциал принимает более нагретый провод. Итак, по направлению возникающего в термопаре тока можно определить, какая из соприкасающихся деталей имеет более высокую температуру. В нашем случае при работе с уплотняемой жидкостью более высокую температуру имел вал, а без жидкости - манжета.

Известно, что большое влияние на толщину масляной пленки оказывает биение поверхности вала, величина которого зависит от волнистости поверхности и эксцентрисичности вала, биения подшипников и т.д. Такое комплексное биение было нами определено на месте установки манжеты, во-первых, при медленном вращении вала индикатором с точностью 1 мкм и, во-вторых, при работе вала с манжеткой со скоростью от 500 до 5000 об/мин примерно на расстоянии 10 мм от линии контакта манжеты с валом в том же месте, где определили изменение толщины масляной пленки. Биение во втором случае определялось двумя методами: катетометром при использовании стробоскопа (с точностью 5 мкм) и пьезоэлектрическим датчиком (ориентировочно).

По вышеизложенной методике было испытано 30 манжет типа МН 5308-64 для вала диаметром 60 мм из резины на основе СКН-40 твердостью 80 по ТМ-2.

Получены следующие результаты:

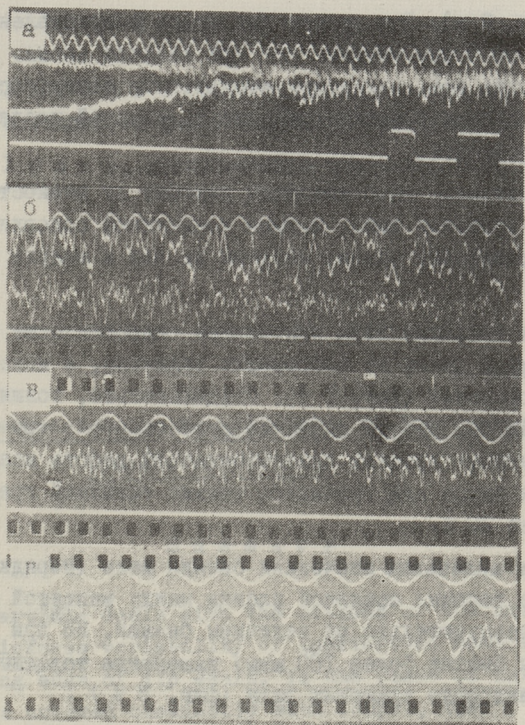
1. При приложении на неподвижный вал крутящего момента, т.е. в режиме трения покоя, как при наличии уплотняемой среды, так и без нее, как это показано на фиг. 7, между контактами А и В с валом увеличивается сопротивление.



Фиг. 7. Зависимость изменения контактного сопротивления у контакта А при приложении к манжете крутящего момента при неподвижном вале.
 ○ — с маслом,
 ● — без масла.

Можно предположить, что при приложении момента уменьшается фактическая поверхность контакта между валом и манжетой.

2. При вращении вала среднее значение сопротивления между контактами по сравнению с приведенным в п. 1 увеличивается



Фиг. 8. Осциллограммы некоторых результатов измерений.

- а.** Изменение тока при пуске (по схеме на фиг. 3).
Графики, считая сверху вниз:
частота отметчика времени 100 Гц, биение вала, измеренное пьезоэлектрическим датчиком, изменение величины тока ($U = 3,2V$), отметчик оборотов вала.
- б.** Изменение величины тока при скорости вращения вала 3000 об/мин (по схеме на фиг. 3).
Частота отметчика времени 100 Гц, изменение величины тока, биение поверхности вала, отметчик оборотов вала.
- в.** Изменение величины напряжения при биении поверхности вала 0,1 мм (по схеме на фиг. 4).
Отметчик оборотов вала (скорость вала при съемке изменялась), отметчик времени 10 Гц, изменение величины напряжения, сила тока.
- г.** Изменение падения напряжения у контактов А и В при скорости вращения вала 3500 об/мин (по схеме на фиг. 4).
Отметчик времени 100 Гц, изменение напряжения у контакта А, изменение напряжения у контакта В, отметчик оборотов вала.

ется (фиг. 8 а). При работе без масла сопротивление увеличивается до 5 раз меньше, чем при наличии масла. Это можно объяснить тем, что между контактными поверхностями при вращении вала находится слой масла, который после остановки вала исчезает.

3. Увеличение сопротивления зависит от вязкости масла, скорости вращения вала, ширины контактной поверхности манжеты, радиального усилия манжеты на вал и модуля упругости резины.

4. При вращении вала мгновенное сопротивление между контактами и валом не постоянная величина, а колеблется в больших пределах (фиг. 8 б). Следовательно, толщина масляной пленки при работе является непостоянной, причем в некоторый момент времени при герметичной работе манжеты наблюдается сухое или граничное трение толщиной граничного слоя менее 20 \AA .

5. При маленьких значениях биения вала (порядка 10 мкм) изменение толщины масляной пленки между манжетой и валом зависит незначительно от величины биения. Но при больших значениях биения более 100 мкм) изменение толщины масляной пленки синхронно вращению вала (фиг. 8 в).

6. Изменение сопротивления между контактом А с валом и В с валом неодинаково (фиг. 8 г).

7. Толщина масляной пленки под губкой манжеты зависит от уровня масла перед уплотнением. Она увеличивается быстро с увеличением уровня масла от 0 до 5 мм выше нижнего уровня вала. Дальнейшее повышение уровня на толщину масляной пленки почти не влияет.

8. По периметру вала средняя толщина масляной пленки между контактными поверхностями неодинакова. В большинстве случаев (при уровне масла до оси вала) у контакта А максимальная толщина масляной пленки при 90° по направлению вращения вала (ведя отчет от самой низкой точки вала) и минимальная при 270° . У контакта В максимальная при 0° и минимальная при 180° .

Л и т е р а т у р а

1. А.С. А х м а т о в. Молекулярная физика граничного трения. Гос.издат-во физико-математ. лит., М., 1963.
2. Р. Х о л ь м. Электрические контакты. Изд. ИЛ., М., 1961.

A. Teaste

Methods of the Investigation of Lubrication Process of Lip Seal

S u m m a r y

The article deals with the methods of the investigation of the thickness variability of lubrication membrane under the sealing edge of lip seals. In the place of investigation the lip is covered chemically with copper, the thickness being about 0,5 μm , and the variability of voltage and of the strength of current, which flows through the contact between copper and the shaft, are measured. By applying this method it has been determined that with the revolutions of the shaft under the sealing edge there rises lubrication membrane, the thickness of which changes continuously.

УДК 62-762:678.4:621.892.001.5

А.А. Теасте

ПРОЦЕСС СМАЗКИ РЕЗИНОВОГО УПЛОТНЕНИЯ НА ВРАЩАЮЩЕМСЯ ВАЛУ

Установлено, что между уплотняющей кромкой резиновой манжеты и вращающимся валом возникает масляная пленка. Существует четыре теоретических объяснения причины ее возникновения [1]:

1. Полагают, что подъемная сила в тонкой масляной пленке под кромкой резинового уплотнения создается благодаря неточностям цилиндрической поверхности вала.

2. Исходят из наличия на поверхности вала микронеровностей, считая причиной возникновения подъемной силы кавитационные явления, возникающие на тыльной стороне каждого микровыступа.

3. Считают, что подъемная сила в резиновом уплотнении создается за счет вибрационных перемещений вала с частотой, равной удвоенной частоте вращения вала.

4. Считают, что поверхность уплотняющей кромки представляет собой равномерно распределенные выступы в виде полусфер, диаметром приблизительно 0,0075 мм, под которые в процессе вращения вала проникает масло, образуя масляный клин, создающий подъемную силу.

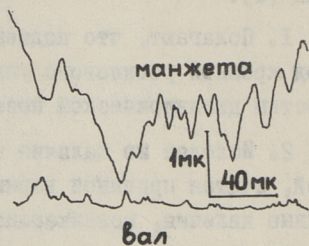
Нами было ранее установлено [2], что толщина масляной пленки под губкой манжеты — непостоянная величина и периодически меняется даже при концентричном вращении вала. Для выяснения процессов, происходящих в зоне контакта манжеты с валом, было изучено состояние контактных поверхностей 40

манжет (типа МН 5308-64 для вала диаметром 60 мм из резины на основе СКН-40 твердостью 80 по ТМ-2) до и после испытания. Было также изучено состояние поверхностей 5 валов (3 из марки стали 45 и 2 из стали 40Х, обработанные шлифованием до чистоты поверхности $\nabla 8 \dots \nabla 9$ поперечной подачей шлифовального круга), до и после испытания совместно с манжетой. Испытания были проведены маслами кинематической вязкостью $\nu_{50} = 8 \cdot 10^{-6} \dots 450 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$, со скоростью вала $V = 1,5 \dots 15 \text{ м/сек}$, при давлении уплотняемой среды $p = 0 \dots 4,9 \cdot 10^4 \text{ н/м}^2$, при температуре манжеты $t_M = 30^\circ \dots 150^\circ \text{ С}$.

Установлено, что в течение первых минут работы шероховатость поверхности вала в зоне контакта с уплотнением значительно повышается и, что контактная поверхность манжеты по сравнению с контактной поверхностью вала более волнистая и шероховатая.



Фиг. 1. Контактные поверхности вала и манжеты по периметру после 30 часов совместной работы.

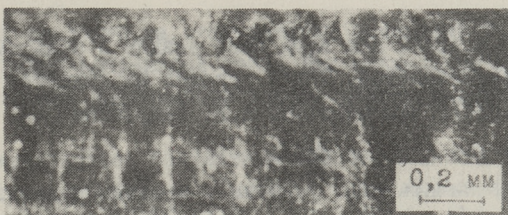


Фиг. 2. Контактные поверхности вала и манжеты по ширине контактной полосы после 30 часов совместной работы.

Для иллюстрации сказанного на фиг. 1 и 2 приведены профилограммы контактных поверхностей манжеты и вала, снятые на профилографе "Калибр". Неровности на контактной поверхности манжеты видны на фиг. 3.

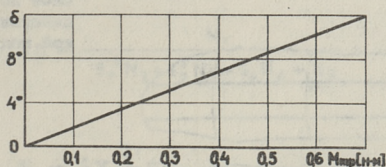
Закономерностей формы, глубины и расположения неровностей на контактной поверхности манжеты не удалось выяснить.

Вследствие неровной контактной поверхности манжеты можно предполагать, что и радиальное усилие манжеты неравномерно распределено по периметру вала. Это подтверждает и исследование контактирования резины со стеклянной призмой [3].



Фиг. 3. Контактная поверхность манжеты в стороне воздуха после 30 часов работы под давлением уплотняемой среды $4,9 \cdot 10^4$ н/м² и со скоростью вращения вала 15 м/сек, сфотографированная через микроскоп.

После монтажа манжеты на вал и приложения к ней крутящего момента сначала поворачивается контактирующая поверхность манжеты вместе с валом настолько, насколько позволяет жесткость конической части манжеты ($\sim 10'$). Далее вместе с валом будет перемещаться только слой резины, находящийся в непосредственной близости от контактной поверхности, причем это перемещение максимальное посередине контактной поверхности. Это можно наблюдать под микроскопом через прозрачный вал, проведя до испытания на контактной поверхности манжеты краской прямые линии. После приложения на вал крутящего момента, эти линии на краях контактной поверхности искривляются. Экспериментально определенная зависимость среднего угла искривления δ в зависимости от приложенного момента $M_{тр}$ показана на фиг. 4.

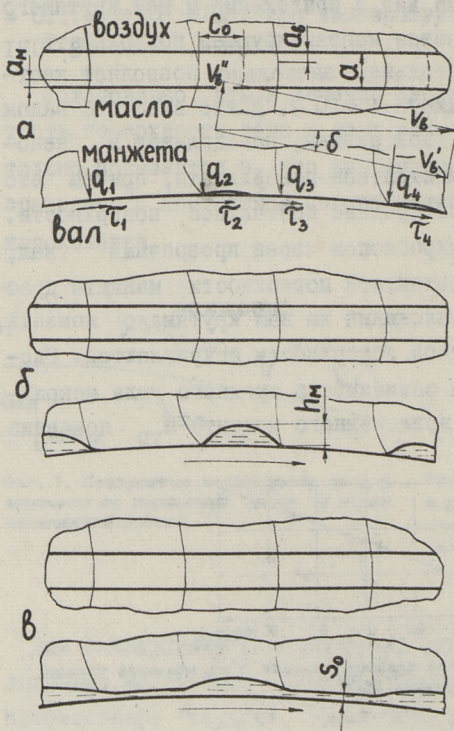


Фиг. 4. Зависимость угла наклона канавки δ от момента трения $M_{тр}$ при температуре 20°C .

Исходя из сказанного ранее, неравномерность соприкасающихся поверхностей вызывает неравномерное распределение нормального усилия по периметру манжеты. Участки контакта (выступы), где нормальные усилия больше (q_2 и q_4 на фиг. 5), частично передвигаются вследствие неравномерного распределения усилия трения τ относительно участков, имеющих малые значения

нормальных усилий. При этом слой резины с большим нормальным усилием растягивается. Такой процесс наблюдается при трении ремня по шкиву, что изложено А.В. Андреевым [4].

Так как длина периметра контактной поверхности манжеты не может увеличиваться, участки с меньшим радиальным усилием сжимаются (q_1 и q_3 на фиг. 5). Сжимающие усилия противодействуют радиальным усилиям, вызывая образования на контактной поверхности манжеты канавок, как показано на фиг. 5а.



Фиг. 5. Процесс образования масляного слоя под губкой манжеты в виде со стороны вала и по оси вала: а - образование наклонных канавок; б - максимальное увеличение канавки под действием давления уплотняемой среды, в - образование масляного слоя по периметру вала под действием гидродинамической подъемной силы.

Уменьшение фактической поверхности контакта (образование таких канавок) при приложении на вал крутящего момента соответствует нашим ранним исследованиям [2].

При вращении вала захватывается масло и направляется со скоростью V_8'' в канавки под контактную поверхность манжеты (фиг. 5 а). Заполняя канавку, масло создает под губкой

манжеты давление за счет наличия наклонных участков в обеих сторонах контактной зоны. Для вычисления этого давления использована зависимость теории винтоканавочных уплотнений [5]:

$$\frac{\Delta p}{\eta n} = \frac{6\pi \frac{d_1}{d_b}}{\left(\frac{s_0}{d_b}\right)^2 \left(\frac{h_m}{c_0} + 1\right) \left[1 + \left(4 \frac{h_m}{c_0} + 1\right) \frac{s_0}{h_m}\right] \left[\frac{k_A \operatorname{tg} \alpha_A}{\left(\frac{s_0}{h_m}\right)^2} + \frac{48 m_A \left(\frac{L_A}{c_0}\right)^2}{c_0 \sin \alpha_A}\right]}, \quad (I)$$

- где d_1 — длина уплотнения, м,
 d_b — диаметр вала, м,
 h_m — глубина винтовой канавки, м,
 s_0 — величина зазора между отверстием и валом, м,
 c_0 — ширина винтовой канавки, м,
 k_A — коэффициент, зависящий от $\frac{h_m}{c_0}$,
 m_A — коэффициент, учитывающий конечную длину зазора,
 Δp — перепад давления уплотняемой жидкости, н/м²,
 η — динамическая вязкость уплотняемой среды, н°сек/м²,
 n — скорость вращения вала, об/сек,
 α_A — угол подъема винтовой линии, градус,
 L_A — величина шага канавок, м.

Так как $\frac{h_m}{c_0}$ мало, то можно принять $k_A = 1$ и $m_A =$
 $= \frac{s_0}{48 d_1}$. Тогда

$$\Delta p = \frac{N_1}{s_0^4 N_2 + s_0^3 N_3 + s_0 N_4 + N_5}, \quad (2)$$

где

$$N_1 = 6\pi \frac{d_1}{d_b} \eta n,$$

$$N_2 = \frac{L_A}{d_b d_1 c_0 h_m \sin \alpha_A} \left(4 \frac{h_m}{c_0^2} + \frac{5}{c_0} + \frac{1}{h_m}\right),$$

$$N_3 = \frac{L_A^2}{d_b d_1 c_0 h_m \sin \alpha_A} \left(\frac{h_m}{c_0} + 1\right),$$

$$N_4 = \frac{h_m^2 \operatorname{tg} \alpha_A}{d_b^2} \left(\frac{4 h_m}{c_0^2} + \frac{5}{c_0} + \frac{1}{h_m}\right),$$

$$N_5 = \frac{h_m^2 \operatorname{tg} \alpha_A}{d_b} \left(\frac{h_m}{c_0} + 1\right).$$

В нашем случае $s_0 = 0$, $\alpha_A = 90^\circ - \delta$ и $\frac{h_m}{c_0} \rightarrow 0$,

тогда
$$\Delta p = \frac{6\pi a_1 \eta \omega d_\delta}{h_m^2 \operatorname{ctg} \delta}, \quad (3)$$

в котором
$$\delta = 0,5 \pi d_\delta^2 q \mu k_\varphi,$$

где μ — коэффициент трения между манжетой и валом без масляной пленки,

k_φ — коэффициент пропорциональности между моментом трения $M_{\text{тр}}$ и углом δ ,

$q = q_0 - k_1 \Delta t$ — эксплуатационное контактное усилие манжеты, н/м,

q_0 — радиальное усилие манжеты, измеренное при комнатной температуре, н/м,

k_1 — коэффициент, учитывающий изменения радиального усилия в зависимости от температуры,

Δt — повышение температуры, градус.

Коэффициент k_φ зависит от конструкции манжеты и модуля сдвига резины G .

В формуле (3) величина длины уплотнения a_1 состоит из двух частей: от длины наклонной части канавки в стороне воздуха a_b и в стороне масла a_m (фиг. 5 а). Их замерение показало, что $a_b \approx 3 a_m$ и их абсолютные величины почти не зависят от ширины контактной зоны a . У манжет, исследуемых нами, $a_b \approx 0,12$ мм и $a_m \approx 0,04$ мм. Так как проходу масла между зонами препятствуют микронеровности манжеты и вала, то в первом приближении в расчетах можно принимать $a_1 = a_b = \text{const}$.

По формуле (3) следует, что при $h_m \rightarrow 0$, $\Delta p \rightarrow \infty$ и с увеличением h_m , Δp быстро падает.

Под действием давления масла в канавках h_m увеличивается до тех пор, пока Δp уравновешивается радиальным давлением манжеты $\Delta p = \frac{q}{a}$. При этом максимальная высота канавки (фиг. 5 б)

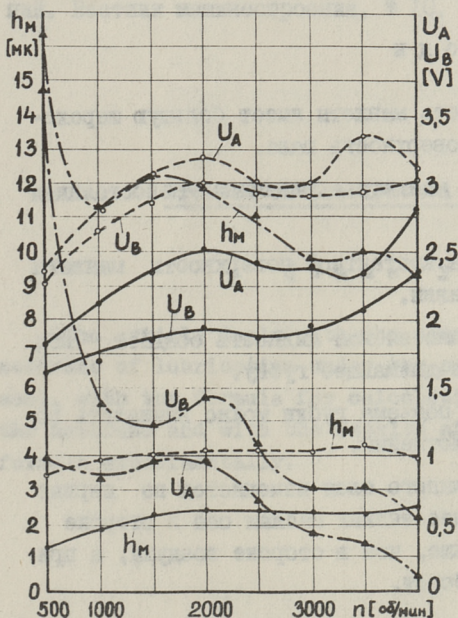
$$h_m = \sqrt{\frac{6\pi \eta \omega d_\delta a a_1}{q \operatorname{ctg} \delta}}. \quad (4)$$

Как показали исследования контактных поверхностей манжеты, работающих в тяжелых условиях и имеющих поэтому необра-

тимые деформации на месте канавок (напр. фиг. 3), такие канавки образуются примерно через каждые 0,2...0,4 мм.

После того, когда давление масла в канавках уравновешивается радиальным давлением манжеты, прекращается подвод масла под губку и под действием гидродинамической подъемной силы губка поднимается полностью и масло распространяется по всей контактной поверхности (фиг. 5 в). Далее масло выдавливается как в сторону масляного резервуара, так и в сторону воздуха, пока зазор принимает значение, равное нулю, и весь цикл повторяется сначала. Наши исследования толщины масляной пленки [2] одновременно в разных точках контактной зоны показали, что фазы процесса не происходят во всех точках по периметру манжеты одновременно.

Экспериментальная проверка формулы (4) проведена по изложенному ранее методу [2], причем принято, что средняя толщина масляной пленки под губкой манжеты пропорциональна с h_m .



Фиг. 6.
Зависимость электрического напряжения в стороне масляного резервуара U_A , в стороне воздуха U_B и максимальная высота канавки h_m от скорости вращения вала n :

- — с маслом кинематической вязкостью $\nu_{50} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$
- — с маслом кинематической вязкостью $\nu_{50} = 28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$
- ▲ — с маслом кинематической вязкостью $\nu_{50} = 450 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$

На фиг. 6 показаны средние значения напряжения в масляном слое при токе 0,6 мА в зависимости от скорости вращения вала. По фигуре видно, что изменения толщины масляного слоя между контактными поверхностями, полученные экспериментальным и расчетным путем носят одинаковый характер. Также видно, что толщина масляного слоя в стороне масляного резервуара и воздуха имеет разные значения. При менее вязких маслах она больше в стороне масляного резервуара, при более вязких - наоборот. Это можно объяснить известным фактором, что радиальное давление манжеты на край контактной поверхности в стороне воздуха меньше, чем в стороне масляного резервуара и при более вязких маслах оно недостаточно для выдавливания масла из контактной зоны и для уменьшения δ , до нуля.

К сожалению, изложенный нами ранее метод [2] не позволяет сравнивать абсолютные значения толщины слоев разных масел, имеющих разные удельные сопротивления.

В ы в о д ы

1. Контактная поверхность манжеты имеет большую шероховатость, чем контактная поверхность вала.
2. Радиальное давление манжеты - величина непостоянная по периметру вала.
3. При вращении вала на контактной поверхности манжеты образуются наклонные канавки.
4. Заполняя канавку, уплотняемая жидкость создает под губкой манжеты давление, поднимающее губку.
5. Максимальную высоту подъема губки можно вычислить по теории винтоканавочных уплотнений.
6. Средняя толщина масляного слоя изменяется по ширине контактной полосы: при менее вязких маслах она в стороне масляного резервуара больше, чем в стороне воздуха, а при более вязких маслах - наоборот.

Л и т е р а т у р а

1. E. T. J a g g e r, P. S. W a l k e r. Further studies of the lubrication of synthetic rubber rotary shaft seals. Proc. Inst. Mech. Engrs., No. 1, 1966-1967, p. 191-204.
2. А. Т е а с т е. Методика исследования процесса смазки резинового уплотнения на вращающемся валу. См. наст. сб.
3. И.В. К р а г е л ь с к и й, Н.В. Д е м и н, Н.М. М и х и н. Расчет площадей касания неподвижного и скользящего контактов. Сб. Электрические контакты. Изд. Энергия, М.-Л. 1964, стр. 87-102.
4. А.В. А н д р е е в. Физические основы передачи сдвигающей силы контактного трения. Мин. высш. и средн. спец. образования СССР. Московский горный институт. М., 1958.
5. В.А. З о т о в. Исследование винтоканавочных уплотнений. Вестник машиностроения, № 10, 1959.

A. Teaste

Process of Lubrication of Lip Seal

S u m m a r y

The article deals with the cause of arising of the membrane of lubrication under the sealing edge of lip seal, with the formula for calculating the thickness of the membrane and with the results of controlling this formula experimentally.

УДК 62-762

А.А. Те а с т е

ЗАВИСИМОСТЬ ВЕЛИЧИНЫ УТЕЧКИ ОТ ТОЛЩИНЫ
МАСЛЯНОГО СЛОЯ ПОД ГУБКОЙ МАНЖЕТНЫХ
УПЛОТНЕНИЙ ВРАЩАЮЩИХСЯ ВАЛОВ

В результате исследования характеристик трения и герметичности манжетных уплотнений были установлены соотношения между коэффициентом трения μ и безразмерным критерием G_a [1]:

$$\mu = \Phi G_a^{\frac{1}{3}}, \quad (I)$$

где $G_a = \frac{\eta V a}{\pi d_b q}$,

η — динамический коэффициент эксплуатационной вязкости уплотняемой среды, н°сек/м²,

V — линейная скорость вала, м/сек,

a — ширина контакта уплотняющей кромки, м,

q — радиальное усилие манжеты на единицу длины, н/м,

d_b — диаметр вала, м,

Φ — безразмерное характеристическое число.

Величина Φ для одного и того же уплотнения постоянна при различных значениях эксплуатационной вязкости уплотняемой среды η , контактного усилия q и ширины контактной зоны a и монотонно уменьшается с увеличением скорости V . Герметичность обеспечения при $\Phi > \Phi_c$,

где Φ_c — предельное число, при котором еще обеспечивается герметичность.

Многие исследователи установили, что между уплотняющей кромкой резиновой манжеты и вращающимся валом возникает масляная пленка уплотняемой жидкости. В настоящей статье пытаются установить связь между толщиной этой пленки и

герметичностью уплотнения, тем самым и безразмерным характеристическим числом Φ .

Наши исследования [2] показали, что максимальную толщину масляной пленки можно вычислить по формуле:

$$h_m = \sqrt{\frac{6\pi\eta n d_g a a_1}{q \operatorname{ctg} \delta}}, \quad (2)$$

где n — скорость вращения вала, об/сек,
 a_1 — длина более длинной из наклонных частей образовавшихся канавок под губкой манжеты, м,
 δ — угол наклона образовавшихся канавок под губкой манжеты, градус.

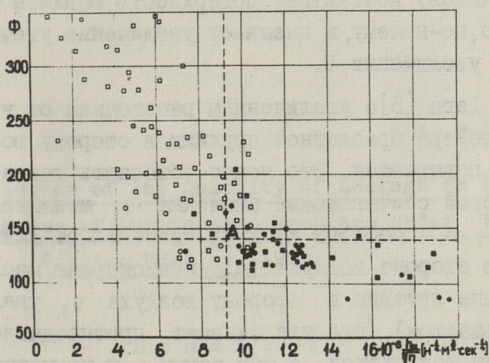
Если сравнить формулу (1) и (2), то видно, что с увеличением величин η , n и a , h_m увеличивается и Φ уменьшается, а с увеличением q , наоборот. Так как с увеличением Φ герметичность улучшается, то очевидно, с увеличением h_m она ухудшается. Это подтверждается также тем обстоятельством, что коэффициент трения при наличии утечки меньше, чем при обеспечении герметичности [1]. Но именно при увеличении до определенной толщины масляного слоя между поверхностями резины и стали коэффициент трения падает [3].

Для экспериментального определения этого вопроса мы провели серию опытов с манжетами МН 5308-64 ϕ 60 из резины на основе СКН-40 в двух этапах. На первом этапе радиальное усилие при комнатной температуре было $q_0 = 161$ н/м и ширина контактной полосы $a = 0,3$ мм. Скорость вращения вала изменяли в пределах $n = 500 \dots 4000$ об/мин и кинематическую вязкость масла $\nu_{50} = 8 \cdot 10^{-6} \dots 450 \cdot 10^{-6}$ м²/сек. Во втором этапе использовали масло кинематической вязкостью $\nu_{50} = 12 \cdot 10^{-6}$ м²/сек и поддерживали скорость вращения вала постоянной $n = 2000$ об/мин, причем радиальное усилие изменяли в пределах $q = 23,8 \dots 276,7$ н/м и ширину контактной полосы $a = 0,12 \dots 0,565$ мм. Оба этапа провели при уровне масла до оси вала и при биении вала 0,01 мм.

При проведении опытов замеряли температуру поверхности вала и масла, момент трения манжеты по валу и величину утечки.

В формуле (2) $\delta = 0,5 \pi d_b^2 q \mu_c k_\varphi$, где μ_c - коэффициент трения между манжетой и валом и k_φ - коэффициент пропорциональности между моментом трения и углом δ . Следовательно для вычисления δ нужно знать силу трения резины СКН-40 по стали, которая, как известно, зависит от скорости, давления и температуры. Вследствие отсутствия данных, в которых все три фактора были бы учтены, использовались результаты Г.М. Бартенева и других авторов [4], в которых учитывалось только влияние температуры и давления. Также не учитывали влияние температуры на k_φ . Такие допущения дали некоторые неточности в расчетах.

Опыты показали, что при использовании одного и того же масла, с увеличением h_m уменьшается Φ . Но при маслах различной вязкости эта зависимость изменяется. Если разделить h_m на $\sqrt[4]{\eta}$, получается зависимость, показанная на фиг. 1.



Фиг. 1. Зависимость безразмерного характеристического числа от $\frac{h_m}{\sqrt[4]{\eta}}$. Точки получены расчетом по экспериментально определенным данным.

- - $\eta = 181$ н/м; $d = 0,3$ мм; $n = 500 \dots 4000$ об/мин;
 $\nu_{50} = 8 \cdot 10^{-6} \dots 450 \cdot 10^{-6}$ м²/сек
 - - $\nu_{50} = 12 \cdot 10^{-6}$ м²/сек; $n = 2000$ об/мин;
 $\eta = 23,8 \dots 276,7$ н/м; $d = 0,12 \dots 0,565$ мм
- Светлые знаки - утечка 0,5 г/час или меньше,
 зачерненные знаки - утечка более 0,5 г/час.

На фиг. I видно, что имеется связь между ϕ (герметичностью уплотнения) и величиной $\frac{h_m}{\sqrt{p}}$. Следовательно, названная величина может также служить характеристикой герметичности манжетных уплотнений. Если через точку А провести вертикальную и горизонтальную линии, то видно, что слева от вертикальной и сверху от горизонтальной линии наблюдается герметичная работа манжеты.

Но на герметичную работу манжетных уплотнений влияют, кроме величин, показанных в формуле (1), и свойства материала уплотнения, и распределение контактного давления по ширине контактной поверхности [1]. По Р.Л. Дега [5] с увеличением модуля упругости до $E = 2,45 \cdot 10^5$ н/м² (при удлинении 5 % и температуре 93 °С) утечка уменьшается, а при дальнейшем увеличении E , повышается. Уменьшение утечки можно объяснить формулой (2), где с увеличением E уменьшается b . Но наши опыты показали, что при длительной работе со слишком тонким слоем жидкости под губкой (Р.Л. Дега проводил свои опыты 300 часов) контактная поверхность манжеты растрескивается, что, по-нашему, и вызывает увеличение утечки при дальнейшем увеличении E .

По Р.Л. Дега [5] с увеличением расстояния от уплотняющей кромки до центра браслетной пружины в сторону воздуха, герметичность повышается. Это можно объяснить также формулой (2), в которой составляющие значения a , меняются. Как известно [2], a , состоит из двух частей: от длины наклонной части в стороне воздуха a_b и в стороне масла a_m . Меняя положение пружины в сторону воздуха a_b увеличивается (a_m уменьшается), что увеличивает противодействия уплотняемой среды под губкой, а тем самым и герметичность.

По формуле (2) можно объяснить и зависимости утечки от давления кромки и ширины площади контакта, полученной Р.Л. Дега. Следовательно формула (2) соответствует результатам опытов Х. Исивата, Х. Хирано и Р.Л. Дега.

Л и т е р а т у р а

1. Х. Исивата, Ф. Хирано. Влияние эксцентриситета вала на работу гидравлических уплотнений. Сб. Проблемы современной уплотнительной техники. Изд. "Мир". М., 1967.

2. А. Теасте. Процесс смазки резинового уплотнения на вращающемся валу. Труды ТПИ, серия А, № 306, 1971, Машиностроение, стр.97-105.

3. С.Л. Рыбалов, Б.С. Цыбук, Е.Б. Гридунова. Исследование фрикционных свойств резин в присутствии смазок в широком интервале температур, скоростей и нагрузок. Сб. Достижения науки и технологии в области резины. Изд. "Химия", М., 1969.

4. Г.М. Бартенева, В.В. Лаврентьева, Н.А. Константинова. Влияние нормальной нагрузки на температурную и скоростную зависимости силы трения высокоэластичных материалов. Механика полимеров, № 4, 1965, стр. 123-129.

5. R.L. D e g a. Zero leakage: results of an advanced lip seal technology. Trans. ASME, series F, No. 2, 1968.

A. Teaste

Dependence of the Quantity of Leakage on the
Thickness of Lubrication Membrane under the
Sealing Edge of Lip Seal

S u m m a r y

The article deals with the results of determining the leakage of lip seals in an experimental and an analytical way by two methods: by dimensionless characteristic number Φ and by thickness of lubrication membrane under the sealing edge. Experiments show that leakage depends on thickness of lubrication membrane.

УДК 621.882.061:678.5

В.В. Менг, В.И. Стрижак

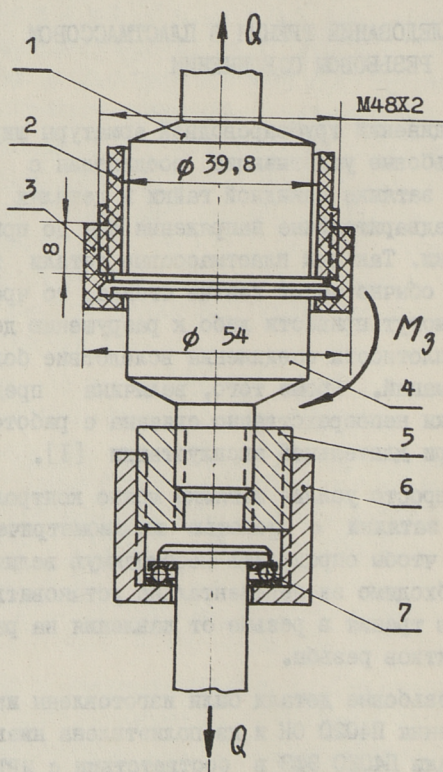
ИССЛЕДОВАНИЕ ТРЕНИЯ В ПЛАСТМАССОВОМ РЕЗЬБОВОМ СОЕДИНЕНИИ

Среди соединений трубопроводной арматуры широко распространены резьбовые уплотняющие соединения с накидными гайками. При затяжке накидной гайки в деталях соединения возникают предварительные напряжения еще до приложения рабочей нагрузки. Так как пластмассовые детали трубопроводной арматуры обычно имеют тонкие стенки, то чрезмерные усилия затяжки могут привести либо к разрушению деталей, либо к нарушению плотности соединения вследствие больших распорных деформаций. Кроме того, величина предварительного усилия затяжки непосредственно связана с работоспособностью соединения при длительной эксплуатации [1].

Наиболее просто усилие затяжки можно контролировать по моменту затяжки с помощью динамометрического ключа. Однако, чтобы определить необходимую величину момента затяжки, необходимо экспериментально установить зависимость коэффициентов трения в резьбе от давления на рабочих поверхностях витков резьбы.

Опытные резьбовые детали были изготовлены из полиэтилена низкого давления П4020 ОК и из полиэтилена низкого давления с добавкой сажи П4020 ЭФ3 в соответствии с МРТУ 05-890-66. Образцы имели резьбу М48х2 по ГОСТ 9150-59 с отклонениями основных размеров по ГОСТ 11709-66 для резьбовых деталей из пластмасс. Чистота поверхностей витков резьбы соответствовала 10 классу. Опыты проводились без смазки образцов при температуре +22 °С на рычажной установке [2]. Схема нагружения опытных образцов показана на фиг. 1. От рычажной си-

системы установки постоянная статическая нагрузка Q передается через шток 4 на опытное резьбовое соединение, состоящее из гайки 3 и болта 2. Тяга 1 передает усилие Q на динамометр ДТ-2. Передача усилия Q при помощи тонкостенных фланцев тяг 1 и 4 имитирует условия осевого нагружения уплотняющего резьбового соединения с накладной гайкой. Момент затяжки M_3 прикладывается к гайке 3, при этом конструкция приспособления обеспечивает непроворачивание бол-



Фиг. 1. Схема нагружения образцов при определении коэффициентов трения в резьбе.

та 2. Чтобы исключить поворот деталей 4, 5 и 6 относительно гайки 3, в приспособлении использован упорный шарикоподшипник 7, у которого момент от сил трения M_{Π} был примерно на два порядка ниже момента затяжки M_3 . Момент затяжки в покое и в движении определялся при помощи динамометрического ключа с индикаторным датчиком [3] ¹⁾ через одну-две секунды после приложения нагрузки Q .

Для вычисления коэффициентов трения в резьбе было использовано известное уравнение, связывающее между собой момент от сил трения в резьбе M_p и осевое усилие Q , действующее на резьбовое соединение при затягивании.

$$M_p = Q \frac{d_{cp}}{2} \cdot \frac{tg \alpha + f'}{1 - tg \alpha \cdot f'}, \quad (1)$$

где $M_p = M_3 - M_{\Pi}$,
 d_{cp} — средний диаметр резьбы,
 α — угол подъема винтовой линии на среднем диаметре,

$$f' = \frac{f}{\cos \beta} \quad (2)$$

f' — приведенный коэффициент трения в резьбе,
 f — коэффициент трения плоской фрикционной пары,
 β — угол скоса рабочей грани витка в осевом сечении.

При вычислении коэффициентов трения были приняты следующие допущения:

I. Удельные давления p на рабочих поверхностях витков резьбы сохраняются постоянными по всей длине свинчивания и определяются как

$$p = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)n_p}, \quad (3)$$

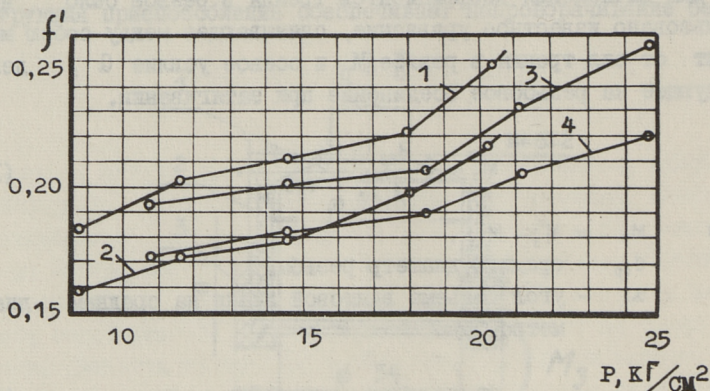
где d и d_1 — наружный диаметр резьбы болта и внутренний диаметр резьбы гайки,

1) Всего было проведено 137 опытов. Наибольшее отклонение момента затяжки M_3 от среднего значения в отдельных сериях опытов не превышало 11%, а соответствующее значение коэффициента вариации — 7%.

n_p — количество рабочих витков в резьбовом соединении.

2. Прогибы витков под нагрузкой малы и не влияют на увеличение угла скоса рабочей грани β .

В опытах удельные давления p не превышали 25 кг/см^2 , так как при больших удельных давлениях работоспособность опытного соединения нарушалась.

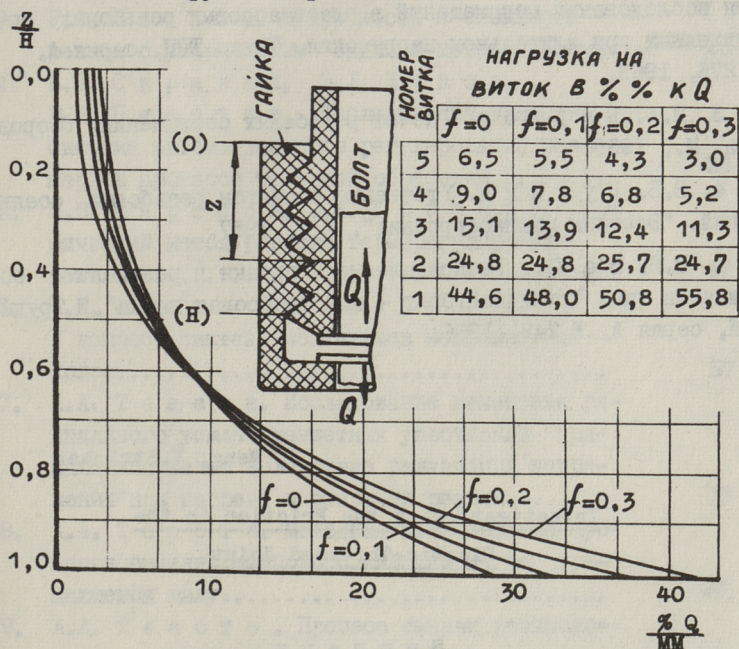


Фиг. 2. Зависимость приведенного коэффициента трения покоя f'_n и движения f'_g от удельного давления p .
 1 и 2 — f'_n и f'_g для полиэтилена П4020 ЭФ3.
 3 и 4 — f'_n и f'_g для полиэтилена П4020 ОК.

Приведенные коэффициенты трения в резьбе в потоке f'_n и при движении f'_g показаны на фиг. 2. Из кривых следует, что с увеличением удельного давления p от 10 до 25 кг/см^2 приведенные коэффициенты трения f'_n возрастают от 0,18 до 0,25, а f'_g от 0,16 до 0,21, причем коэффициенты трения у резьбовых деталей из полиэтилена с добавкой сажи (П4020 ЭФ3) в целом несколько выше.²⁾ Ввиду незначительных изменений приведенного коэффициента трения от удельного давления p , при ориентировочных расчетах момента затяжки при трогании можно принимать $f'_n = 0,2$, в ответственных случаях следует пользоваться опытными данными (фиг. 2).

2) Соответствующие значения коэффициентов трения f'_n и f'_g могут быть вычислены по формуле (2).

Учет сил трения в резьбе позволяет также уточнить распределение нагрузки по виткам резьбы [3,4,5]. Для примера на фиг. 3 показаны расчетные кривые распределения осевой нагрузки Q на единицу длины опытного резьбового соединения (фиг. 1) с пятью рабочими витками при различных значениях коэффициентов трения. При расчетах осевая нагрузка Q условно была принята за 100 %. Кривые показывают, что с увеличением коэффициента трения неравномерность распределения осевой нагрузки возрастает.



Фиг. 3. Распределение нагрузки по длине свинчивания в зависимости от коэффициента трения.

Причем, как это следует из помещенной на фиг. 3 таблицы, с учетом коэффициентов трения, равных 0,1; 0,2 и 0,3, расчетная нагрузка на наиболее нагруженный виток возрастает соответственно на 3,4; 6,2 и 11,2 %. Таким образом экспериментальные значения коэффициентов трения (фиг. 2) дают возможность уточнить сначала распределение нагрузки по длине свин-

чивания, а затем напряженное состояние в опасной точке резьбового соединения.

Л и т е р а т у р а

1. В.В. Менг, В.И. Стрижак. Анализ плотности пластмассовых резьбовых стыков. Труды ТПИ, серия А, № 276, 1969.
2. В.В. Менг, В.И. Стрижак. Опытная установка для исследования перемещений в пластмассовых резьбовых соединениях при длительном нагружении. Труды ТПИ, серия А, № 276, 1969.
3. И.А. Биргер. Расчет резьбовых соединений. Оборонгиз. М., 1959.
4. В.Б. Кузлин. Уточнение расчетов резьбовых соединений. "Вестник машиностроения", № 7, 1957.
5. В.В. Менг. Распределение нагрузки в резьбовом соединении типа "стальной болт - пластмассовая гайка". Труды ТПИ, серия А, № 242, 1966.

V. Meng, V.Strizhak

Investigation of the Friction in the Plastic-Threaded Joint

S u m m a r y

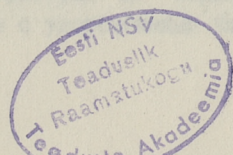
Influence of the frictional forces in a thread when plastic-thread joint is considered in the article.

A method of the experiment as well as frictional coefficients depending on a thread contact pressure are given.

The experiments were conducted with the polyethylenes П4020 ОК and П4020 ЭФ3.

СО Д Е Р Ж А Н И Е

	Стр.
I. А.Р. Я н с о н. О приспособлениях для мгновенного прекращения процесса резания.....	3
2. Р.А. М е с и л а. Измерение температуры и определение температурных зависимостей на задних поверхностях резцов.	15
3. Р.А. М е с и л а. О прочности и стойкости резцов с укороченными задними поверхностями	25
4. В.А. С к р а г а н, Э.Л. Ж у к о в, Ю.А. П я э с у к е. Исследование динамики системы автоматического регулирования размера в процессе токарной обработки.....	35
5. И.В. М я р т с о н, Э.А. У р б а н и к. Графический метод расчета терморегулирующих вентиляей.....	47
6. М.Е. Ф и ш и н, Э.М. Х е н д р е, А.У. Х о ш. К вопросу синтеза механизмов неполнозубых колес.....	57
7. А.А. Т е а с т е. Исследование изменения радиального усилия манжетных уплотнений вращающихся валов вследствие релаксации напряжения при нагреве и старении резины.....	73
8. А.А. Т е а с т е. Методика исследования процесса смазки резинового уплотнения на вращающемся валу.....	87
9. А.А. Т е а с т е. Процесс смазки резинового уплотнения на вращающемся валу.....	97
10. А.А. Т е а с т е. Зависимость величины утечки от толщины масляного слоя под губкой манжетных уплотнений вращающихся валов.....	107
II. В.В. М е н г, В.И. С т р и ж а к. Исследование трения в пластмассовом резьбовом соединении.....	113



**СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ У11**

Редактор Г. Гроссшмидт
Техн. редактор Г. Гришина
Сборник утвержден
коллекцией Трудов ТПИ 4/Х11 1970.

Сдано в набор 11/У 1971. Подписано к печати
19/У111 1971. Бумага 60x90/16. Печ. л. 7,5 +
прилож. 0,5. Усл. печ. л. 7,5. Учетно-изд. л.
8,0. Тираж 400. МВ-08325. Зак. №510.
Ротапринт ТПИ, Таллин, Коскла, 2/9.
Цена 60 коп.

Цена 60 коп.