

$$M = \frac{2}{3} \pi f q n (R^3 - R_0^3), \quad (1)$$

где  $f$  - коэффициент трения;  $q$  - удельное давление;  $R, R_0$  - наружный и внутренний радиус дисков.

То есть, для геометрически подобных муфт па основании уравнения (1) запишем:

$$D \sim \sqrt[3]{M}, \quad (2)$$

где  $D$  - диаметр муфты;  $\sim$  знак пропорциональности.

Существующие фрикционные дисковые муфты хорошо согласуются с зависимостью (2).

Согласно теории подобия вес, а, следовательно, и масса сплошных деталей пропорциональны кубу их линейных размеров. Тогда с учетом выражения (2) вес муфты пропорционален передаваемому крутящему моменту, т.е.

$$G \sim m \sim M. \quad (3)$$

Формулы (2) и (3) дают возможность определить закон изменения момента инерции муфты или величины, ей пропорциональной:

$$I \sim GD^2 \sim M^{\frac{5}{3}}. \quad (4)$$

При переносе маховой массы с одного вала на другой моменты инерции ( $I_1, I_2$ ) вращающие моменты ( $M_1, M_2$ ) определяются по формулам:

$$\begin{aligned} I_2 &= I_1 \cdot u^2, \\ M_2 &= M_1 \cdot u, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $u$  - передаточное отношение;  $I = G \cdot D^2$  - момент инерции. Из уравнения (5) получаем

$$\frac{I_2}{I_1} = \frac{M_2^2}{M_1^2},$$

т.е.  $I \sim M^2, I \sim GD^2 \sim M^2$

(6)

Анализ формул (4) и (6) показывает, что при переносе муфты с быстроходного вала ( $I_1; M_1$ ) на тихоходный ( $I_2; M_2$ ) ее момент инерции увеличивается медленнее, чем этого требует условие сохранения эквивалентной системы. Отсюда

УДК 678.05

**Граховская Е.В., Барсуков В.Г.**

## ПАРАМЕТРЫ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕТАЛЕЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА В ОДНОЧЕРВЯЧНЫХ ЭКСТРУДЕРАХ С УСИЛЕННЫМ СЕРДЕЧНИКОМ ПРИ ОТСУТСТВИИ МАТЕРИАЛА В МЕЖВИТКОВОЙ ЗОНЕ

**Введение.** При переработке полимерных материалов основные детали рабочего механизма одночервячных экструдеров (червяк и цилиндр) изнашиваются под действием комплекса факторов, главными из которых являются абразивное воздействие перерабатываемого материала и контактное взаимодействие этих деталей между собой. Изнашивание внутренней поверхности цилиндров и гребней витков червяков представляет значительную проблему, ограничивающую срок службы экструдеров, а также повышающую расходы на их изготовление в различных вариантах износостойкого исполнения [1,2].

*Граховская Екатерина Владимировна, ГНУ «Научно-исследовательский центр проблем ресурсосбережения Национальной академии наук Беларуси».*

*Беларусь, 230023, г. Гродно, пл. Тизенгауза, 7.*

*Барсуков Владимир Георгиевич, УО «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы».*

*Беларусь, 230023, г. Гродно, ул. Э.Ожешко, 22.*

следует, что с переносом муфты от двигателя к рабочему органу ее приведенный момент инерции уменьшается. Если предположить, что момент инерции ведомой части муфты составляет определенную и постоянную часть от момента инерции всей муфты, а также что величина динамических нагрузок, действующих на рабочий орган фрезерной машины при стопорении, приблизительно пропорциональна суммарному приведенному моменту инерции тормозящихся масс в степени  $\frac{1}{2}$ , то приведенный выше анализ дает возможность сделать вывод о целесообразности установки муфты как можно ближе к рабочему органу.

На основании вышеуказанных теоретических выводов был разработан и исследован рабочий орган фрезерной почвообрабатывающей машины МТП – 44А со встроенной во фрезу (рабочий орган) фрикционной предохранительной муфтой [3], агрегируемой трактором Т – 170Б.

Анализ сравнительных испытаний с серийным образцом машины МТП – 44А, где муфта фрикционная предохранительная устанавливалась в начале трансмиссии, показал высокую эксплуатационную надежность машины и снижение среднемаксимального крутящего момента на карданном валу (начало трансмиссии) на 56%, на валу рабочего органа (конец трансмиссии) на – 71%.

**Вывод.** Испытания подтверждают целесообразность установки предохранительных муфт как можно ближе к рабочему органу.

### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гриценко П.А. Разработка и обоснование технических средств повышающих производительность и надежность фрезерных машин, взаимодействующих с закустаренной почвой. - Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. Наук. – Горки, 1985.
2. Ряховский С.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л., 1991.
3. А.С. №1037850 (СССР). Фрезерная почвообрабатывающая машина. Гриценко П.А., Каменко М.Х., Шейнин Е.И. и др. - 4- Оpubл. ХБ.И. №32,1983.

*Статья поступила в редакцию 14.03.2007*

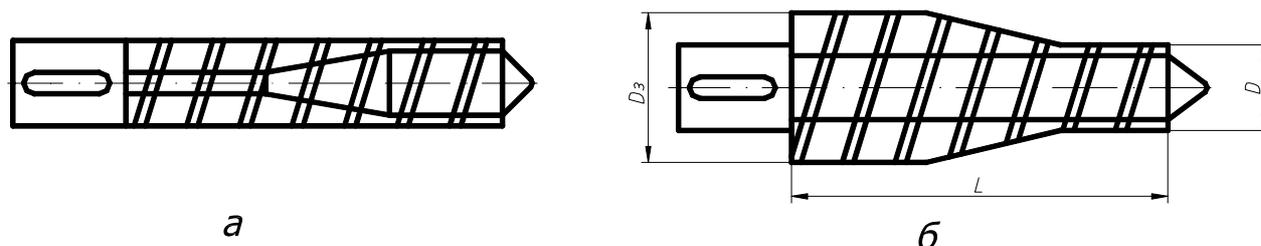


Рис. 1. Конструктивные схемы исполнения червяков: традиционная – а, с усиленным сердечником – б,  $D_3$  – диаметр червяка в зоне загрузки,  $D$  – диаметр червяка в зоне выхода материала,  $L$  – длина нарезанной части червяка

Опыт эксплуатации оказывает, что режим работы при отсутствии материала – опасный, так как разрушение поверхностных слоев червяка и цилиндра в результате контактного взаимодействия происходит более интенсивно, что может привести к задирам [1]. Однако многие аспекты происходящих при этом явлений практически не изучены. Имеются отдельные работы, посвященные приближенной оценке параметров контактного взаимодействия для экструдеров с традиционным исполнением червяка [1,2] (рис.1, а). В сочетании с накопленным опытом эксплуатации это позволяет конструкторам назначить определенные приемы повышения износостойкости. Одновременно в технических условиях на экструзионные машины оговариваются требования, запрещающие длительное нахождение во включенном состоянии оборудования при отсутствии перерабатываемого материала в рабочей зоне [1,3].

Вместе с тем, имеющиеся научные результаты не всегда могут быть перенесены на новые конструкции экструдеров, в особенности с измененной геометрией червяка, поскольку в данном случае параметры напряженно-деформированного состояния будут существенно отличаться от аналогичных параметров для традиционных конструкций. С другой стороны, потребности развития техники и технологии предполагают создание новых поколений экструзионного оборудования, в том числе с видоизмененными рабочими органами.

Особый интерес при этом представляют конструкции с усиленным сердечником червяка (рис.1,б), характеризующиеся повышенными показателями прочности и жесткости. Кроме того, такие конструкции в ряде случаев более технологичны в исполнении, что делает их перспективными для применения в процессах, связанных с переработкой материалов с низкой насыпной плотностью, а также в мини-экструдерах и агрегатах на их основе.

Целью данной работы является анализ влияния конструктивных факторов (диаметр и длина червяка, величина зазора между червяком и цилиндром) на параметры контактного взаимодействия деталей исполнительного механизма в одно-червячных экструдерах с усиленным сердечником при отсутствии материала в межвитковой зоне.

**Определение возможности контактирования червяка и цилиндра.** Если пренебречь в первом приближении влиянием витков на жесткость червяка и весом витков на величину распределенной нагрузки, то расчетную схему исполнительного механизма можно представить в виде балки постоянного сечения, нагруженной распределенной нагрузкой  $q$  от собственного веса, причем один конец балки зашпелен жестко в опоре (узел опорного подшипника), а второй установлен с монтажным зазором  $\delta_0$  (рис.2).

Поскольку деформации червяка ограничены величиной радиального зазора, то перемещение правого конца не может превышать величины этого зазора и будет рассчитываться по формуле:

$$\delta_B = \delta_q + \delta_{Q_B} = \delta_0, \quad (2)$$

где  $\delta_B$  – суммарное перемещение правого конца червяка,  $\delta_q$  – перемещение, вызванное действием распределенной нагрузки без учета влияния опоры,  $\delta_{Q_B}$  – перемещение, вызванное действием опорного усилия  $Q_B$ ,  $\delta_0$  – радиальный зазор между червяком и цилиндром в точке касания.

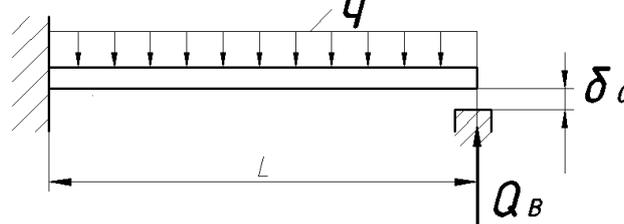


Рис. 2. Расчетная схема для определения возможности контактного взаимодействия в системе червяк-цилиндр

Известно, что прогиб края консольно закрепленной балки под действием распределенной нагрузки  $q$  вычисляется согласно технической теории балок [4] по формуле

$$\delta_q = \frac{q \cdot L^4}{8 \cdot E \cdot I}, \quad (3)$$

где  $E$  – модуль упругости материала балки (червяка),  $I$  – момент инерции сечения балки.

Значения прогибов  $\delta_q$  для ряда типоразмеров червяков в сравнении с минимальным ( $\delta_1 = \delta_{0min}$ ), максимальным ( $\delta_2 = \delta_{0max}$ ) и средним (наиболее вероятным) конструктивным радиальным зазорами ( $\delta_3 = \delta_{0cp}$ ) приведены в таблице 1.

Из таблицы 1 видно, что для всех типоразмеров червяков прогиб под действием собственного веса ( $\delta_q$ ) значительно превышает первоначальный радиальный зазор  $\delta_0$ . Причем с увеличением диаметра червяка и коэффициента длины  $k$ , отношение величины прогиба к наиболее вероятному зазору ( $\delta_q / \delta_{0cp}$ ) возрастает. Поскольку это отношение значительно больше единицы (рис.3), то контактное взаимодействие червяка и цилиндра неизбежно будет осуществляться.

**Определение параметров контактного взаимодействия.** Основными параметрами контактного взаимодействия являются усилие в зоне контакта, угол контакта и контактные напряжения.

Определим усилие  $Q_B$  в точке касания. Известно, что перемещение конца червяка (консоли) от действия усилия  $Q_B$  может быть вычислено по формуле [4]:

$$\delta_{Q_B} = -\frac{Q_B \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}, \quad (4)$$

где знак (-) указывает на то, что направления перемещений  $\delta_q$  и  $\delta_{Q_B}$  противоположны.

Таблица 1. Сравнение прогибов с величиной зазора

| Диаметр червяка на выходе, мм | Коэффициент длины червяка, $k=L/D$ | Значение в мм     |                 |                |                 |
|-------------------------------|------------------------------------|-------------------|-----------------|----------------|-----------------|
|                               |                                    | Прогиб $\delta_q$ | Зазоры          |                |                 |
|                               |                                    |                   | $\delta_{0min}$ | $\delta_{0cp}$ | $\delta_{0max}$ |
| 25                            | 20                                 | 0,090             | 0,020           | 0,035          | 0,047           |
|                               | 25                                 | 0,220             |                 |                |                 |
|                               | 30                                 | 0,457             |                 |                |                 |
| 32                            | 20                                 | 0,146             | 0,020           | 0,035          | 0,047           |
|                               | 25                                 | 0,357             |                 |                |                 |
|                               | 30                                 | 0,741             |                 |                |                 |
| 45                            | 20                                 | 0,290             | 0,025           | 0,041          | 0,057           |
|                               | 25                                 | 0,708             |                 |                |                 |
|                               | 30                                 | 1,467             |                 |                |                 |
| 63                            | 20                                 | 0,573             | 0,030           | 0,049          | 0,068           |
|                               | 25                                 | 1,398             |                 |                |                 |
|                               | 30                                 | 2,899             |                 |                |                 |
| 90                            | 20                                 | 1,165             | 0,036           | 0,058          | 0,080           |
|                               | 25                                 | 2,844             |                 |                |                 |

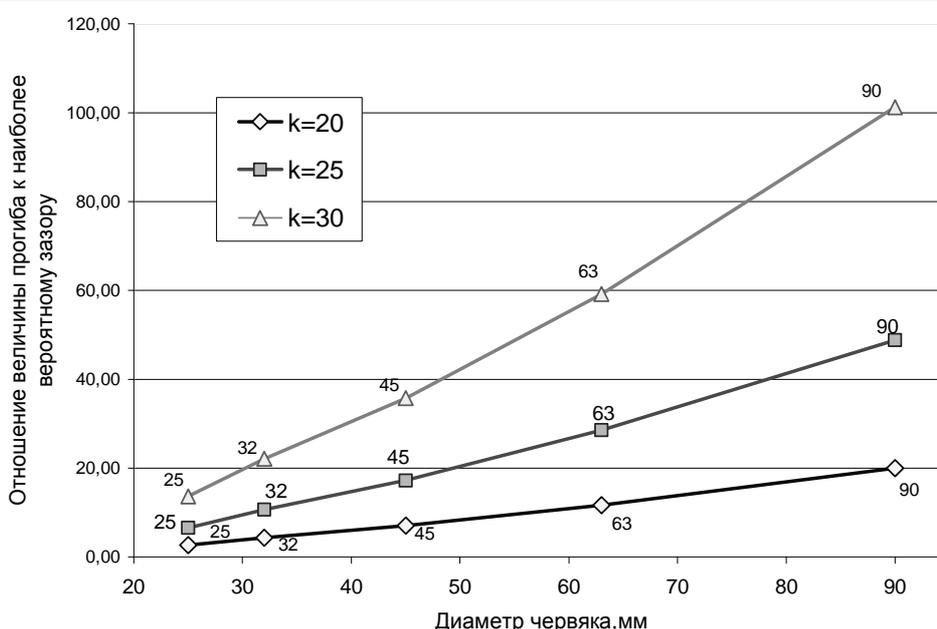


Рис. 3. Расчетные максимальные прогибы для различных типоразмеров червяков в долях от наиболее вероятного зазора (числа на кривых обозначают типоразмеры экструдеров по диаметру цилиндра в зоне выхода материала)

Подставляя значения  $\delta_q$  и  $\delta_{QB}$  в (2) после несложных преобразований получим

$$Q_B = \frac{3}{8} \cdot q \cdot L - \frac{3 \cdot E \cdot I \cdot \delta_0}{L^3} \quad (5)$$

Анализ показывает, что величина усилия в зоне контакта  $Q_B$  зависит от размеров червяка ( $D, L$ ) и от величины конструкционного зазора  $\delta_0$ . При идеальной опоре ( $\delta_0=0$ ) опорное усилие  $Q_B$  для различных типоразмеров (для  $k=20;25;30$ ) возрастает при увеличении длины  $L$  (рис.4).

С увеличением радиального зазора (вследствие износа сопряжения или при назначении конструктивно соответствующего значения  $\delta_0$ ) величина усилия в точке контакта  $Q_B$  убывает (рис.5).

Из рис.6 видно, что для группы червяков одинакового диаметра усилие  $Q_B$  с увеличением длины нарезанной части червяка  $L$  и уменьшением радиального зазора  $\delta_0$  возрастает.

Определим значения контактных напряжений и полуугла контакта. Контактное взаимодействие вала и втулки близких размеров, к которым относятся червяк и цилиндр экструдера, представля-

ет собой сложную задачу теории упругости, решение которой может быть получено на основе методов Штаермана или Герца. При выборе расчетной схемы учтем, что решение Герца с высокой степенью точности описывает контактирование вала и втулки только при выполнении условия [1]

$$\eta = \lambda \left[ (1 - \nu_1^2) + (1 - \nu_2^2) \cdot \psi \right] \leq 0,092, \quad (6)$$

где  $\lambda = \frac{q_0}{E \cdot \delta}$ ;  $\psi = \frac{E_1}{E_2}$ ;  $q_0$  – нагрузка на единицу длины

зоны контакта;  $E_1, \nu_1$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала втулки (цилиндра);  $E_2, \nu_2$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала вала (червяка).

Если условие (6) не выполняется, то необходимо использовать решение Штаермана [1,6] или иные численные методы.

В нашем случае  $q_0$  может быть определена из условия восприятия нагрузки одним крайним витком червяка

$$q_0 = \frac{Q_B}{K_B \cdot D}, \quad (7)$$

где  $K_B=0,1$  – коэффициент ширины гребня витка.

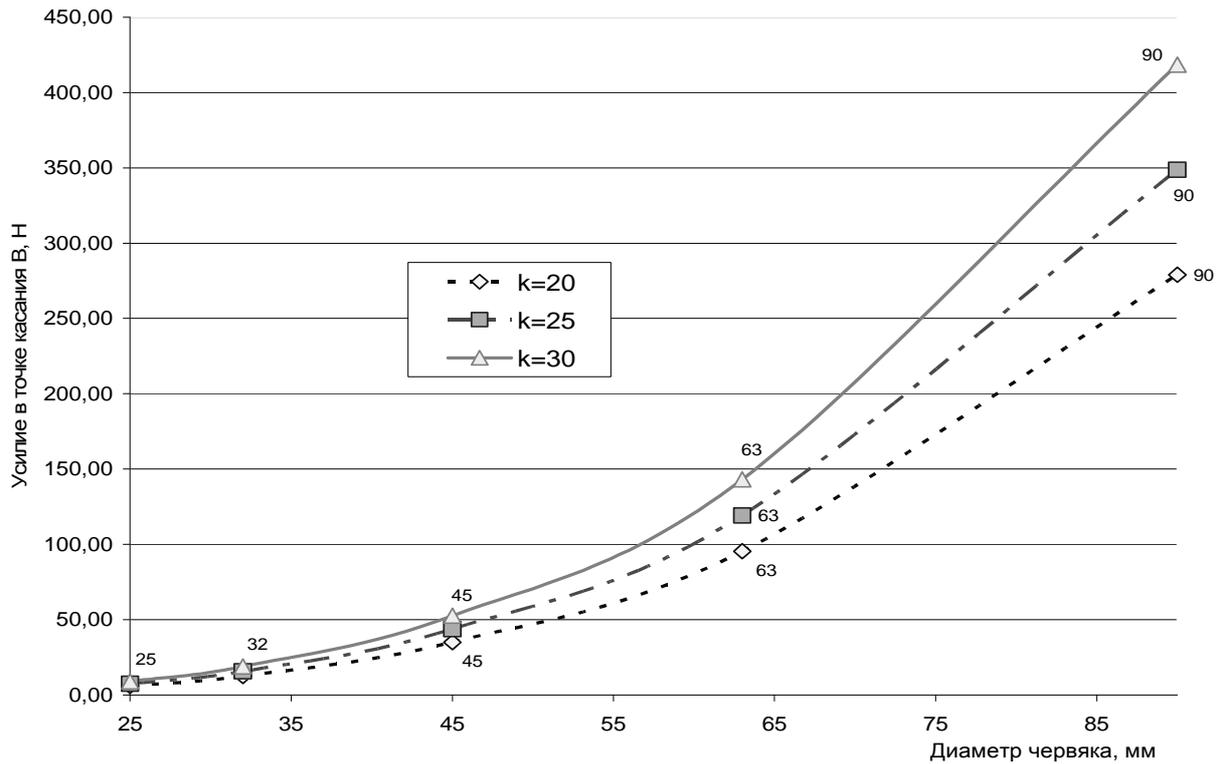


Рис. 4. Влияние относительной длины червяка при отсутствии зазора ( $\delta_0=0$ ) на усилие в точке касания  $Q_B$  для ряда типоразмеров червяков (числа на кривых обозначают размеры экструдеров по диаметру цилиндра)

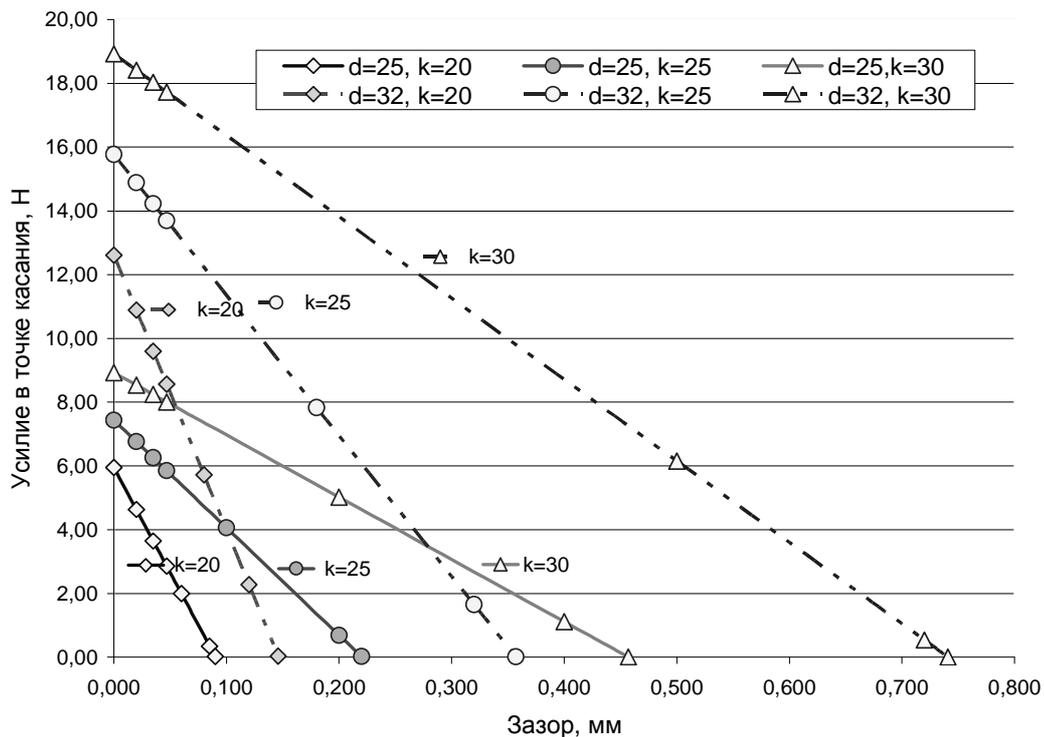


Рис. 5. Влияние радиального зазора  $\delta_0$  ( $\delta_0=[0;\delta_q]$ ) на усилие в точке контакта  $Q_B$  для червяков  $D=25$  мм и  $D=32$  мм с относительной длиной  $k=20;25;30$ .

Результаты расчета параметра  $\eta$  для случаев контакта червяков и цилиндров рассмотренных типоразмеров приведены в таблице 2.

Как видно из полученных данных, для всех червяков с диапазоном длин от  $k=20$  до  $k=30$  применимость решения Герца подтверждается даже при минимально возможных зазорах  $\delta_0$ .

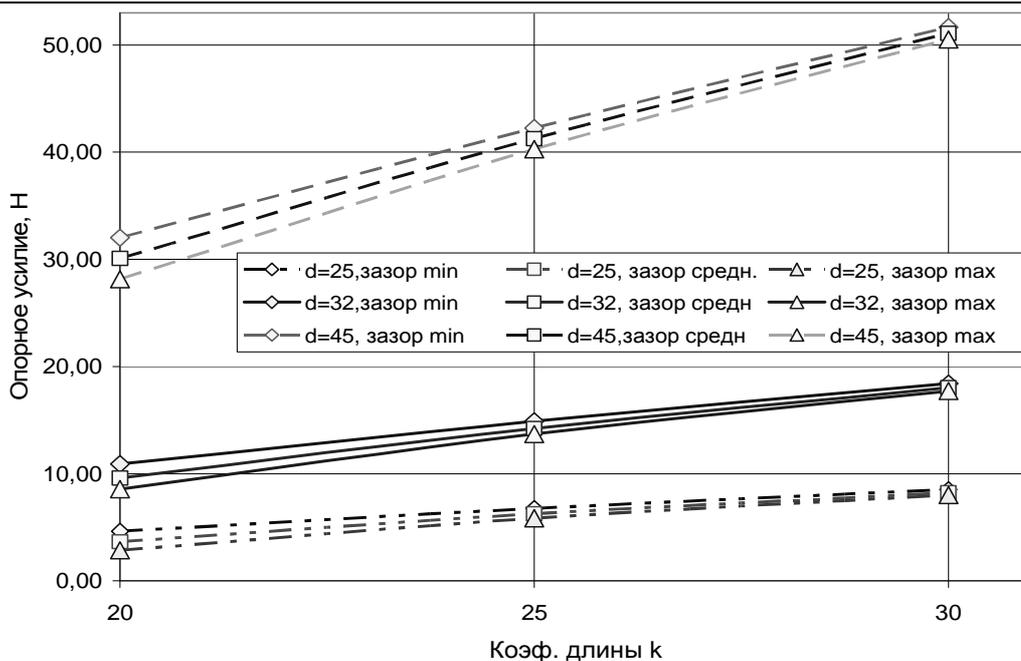


Рис. 6. Влияние длины червяка ( $k=20, 25, 30$ ) на величину опорного усилия  $Q_B$  при различных радиальных зазорах ( $\delta_{0min}, \delta_{0cp}, \delta_{0max}$ ) для ряда типоразмеров червяков

Таблица 2. Расчетные значения параметра  $\eta$  для различных типоразмеров червяка

| Кoeffициент длины червяка, $k$ | Значения параметра $\eta$ при диаметре червяка, мм |        |        |        |        |
|--------------------------------|--|--------|--------|--------|--------|
|                                | 25   | 32     | 45     | 63     | 90     |
| 20                             | 0,0011   | 0,0016 | 0,0028 | 0,0046 | 0,0076 |
| 25                             | 0,0014   | 0,0021 | 0,0034 | 0,0056 | 0,0097 |
| 30                             | 0,0016   | 0,0026 | 0,0042 | 0,0068 | 0,0117 |

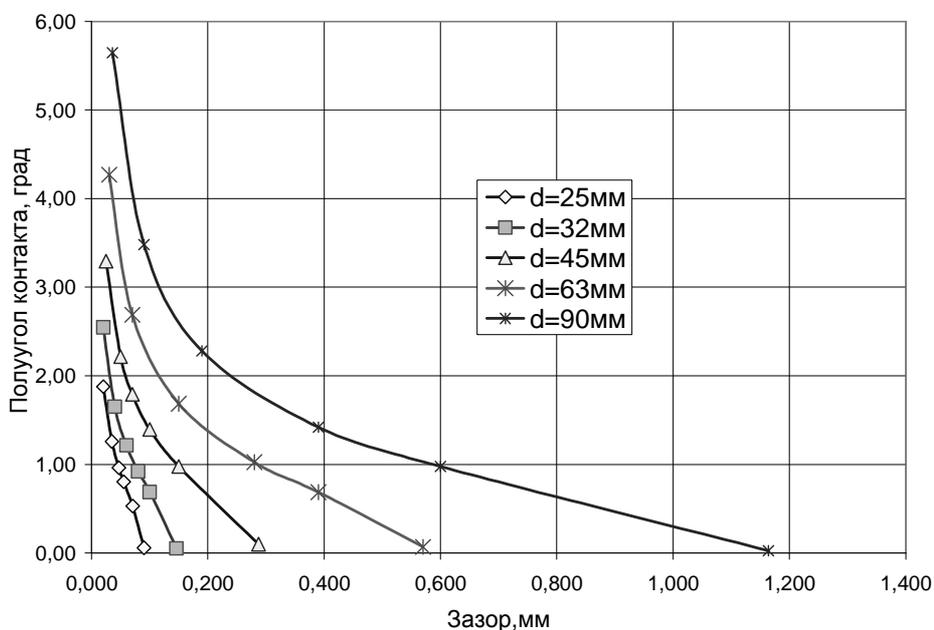


Рис. 7. Зависимость полуугла контакта от величины зазора для экструдеров с коэффициентом относительной длины  $k=20$

Полуугол контакта  $\alpha_0$  вычисляется по формуле [5]

$$\sin \alpha_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \eta} \quad (8)$$

Влияние радиального зазора  $\delta_0$  и диаметра червяка на изменение полуугла контакта представлено на рис.7.

Из графика видно, что по мере роста зазора величина  $\alpha_0$  уменьшается.

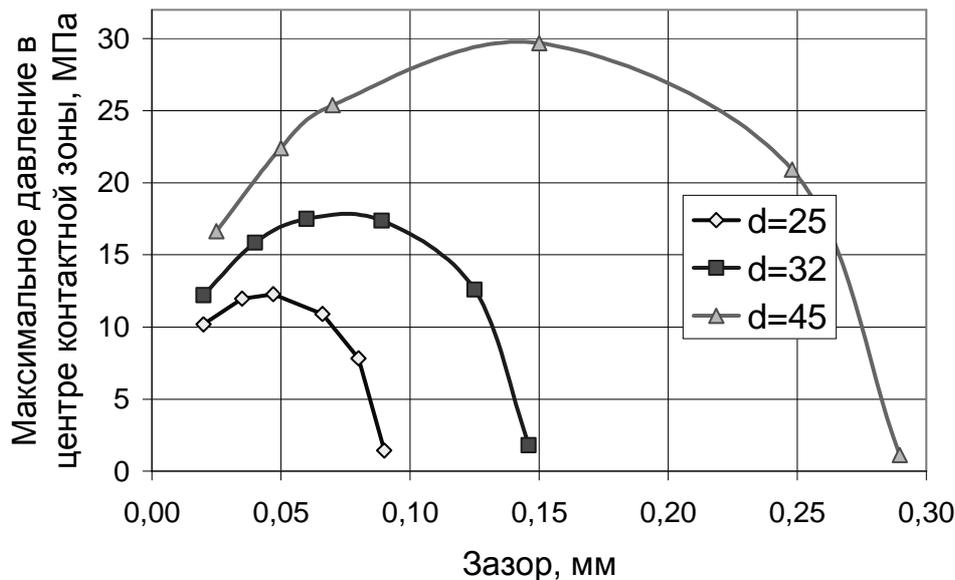


Рис. 8. Зависимость контактного давления от радиального зазора для ряда типоразмеров червяков с коэффициентом длины  $k=20$

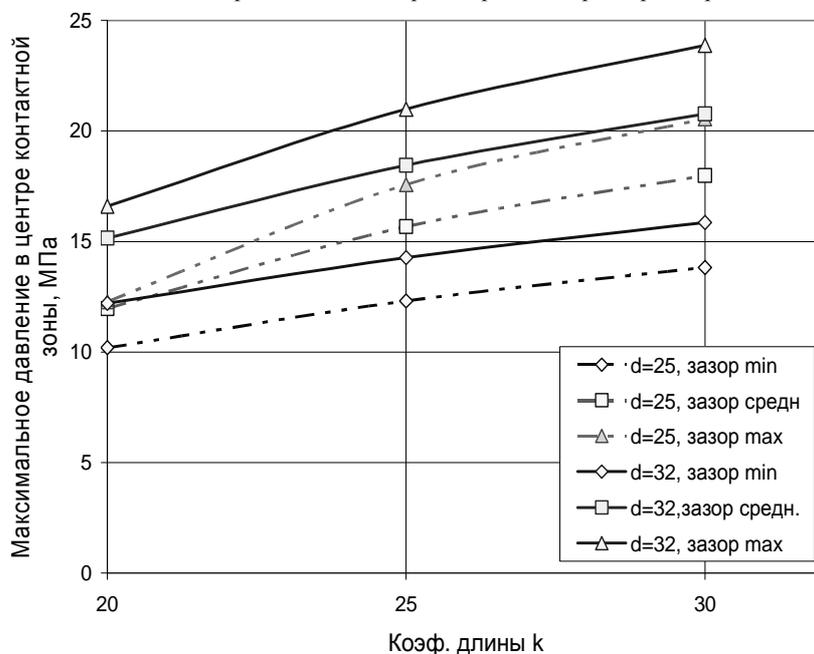


Рис. 9. Зависимость контактного давления от длины червяка для разных типоразмеров червяков и радиальных зазоров

Максимальные контактные давления при ( $\nu_1=\nu_2=0,3$ ) вычисляются по известной формуле Герца [4]

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{Q \cdot E_{np}}{B \cdot R_{np}}}, \quad (9)$$

где  $Q$  – усилие, сдавливающее контактирующие тела;

$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$  – приведенный модуль упругости контактирующих тел;

$B$  – длина полоски касания;  $R_{np}$  – приведенный радиус касания:

$$\frac{1}{R_{np}} = \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1}, \text{ знак } (-) \text{ учитывает внутреннее касание червяка с цилиндром.}$$

Приняв  $R_1=R_2+\delta_0$ ,  $Q=Q_B$ ,  $B=K_B D=K_B 2R_2$  после несложных преобразований получим

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{Q_B \cdot E_2 \cdot 2\delta_0}{l_{внутк} \cdot (D - 2\delta_0)}}. \quad (10)$$

Анализ показывает, что контактные давления существенно зависят от величины зазора  $\delta_0$  (рис.8), причем вначале по мере роста  $\delta_0$  они возрастают, а затем начинают уменьшаться.

Такая сложная зависимость обусловлена тем, что по мере роста зазора  $\delta_0$  уменьшается усилие  $Q_B$  в зоне контакте (рис.5) и одновременно уменьшается площадь поверхности касания, характеризуемая полууглом  $\alpha_0$  (рис.7).

Увеличение длины червяка также приводит к росту контактных давлений (рис.9), что вызвано увеличением контактного усилия  $Q_B$  (рис.6)

Из представленных данных видно, что давления  $\sigma_H$  в зоне контакта могут достигать значений 15–30 МПа опасных для позиций возникновения задиров при вращении червяка для

случая работы экструдера при отсутствии перерабатываемого материала в межвитковом пространстве рабочей зоны.

**Заключение.** Результаты выполненных исследований позволяют оценить параметры контактного взаимодействия в сопряжении цилиндр-червяк экструдеров с усиленным сердечником червяка для случая вращения червяка при отсутствии материала в межвитковом пространстве.

#### **СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ**

1. Зверлин В.Г., Гладченко А.Н., Сазонов В.В. Проблемы повышения эксплуатационной стойкости червяков и цилиндров экструзионного оборудования. – М.: ЦИИТИ-ХИМНЕФТЕМАШ, 1980. – 46с.
2. Стамбурский Е.А., Бейль А.И., Карливан В.П., Беспалов Ю.А. Износ оборудования при переработке пластмасс – М.: Химия, 1985. – 208с.
3. Завгородний В.К. Оборудование для переработки пластмасс. Справочное пособие. Под ред. В.К. Завгороднего. – М.: Машиностроение, 1973.
4. Гафнер С.Л., Добычин М.Н. К расчету угла контакта при внутреннем соприкосновении цилиндрических тел, радиусы которых почти равны. – М.: Машиностроение, 1973. – №2. – С. 69-73.
5. Заславский Б.В. , Краткий курс сопротивления материалов: Учебник для авиационных специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1986. – 328с.
6. Теплый М.И. Контактные задачи для областей с круговыми границами. – Львов: Издательство при Львовском университете, 1983 – 176с.

*Статья поступила в редакцию 11.10.2007*