

УДК 621.757

И. В. Абрамов, доктор технических наук, профессор;  
А. В. Щенятский, доктор технических наук, профессор;  
В. Б. Федоров, кандидат технических наук, профессор;  
Н. С. Сивцев, доктор технических наук, профессор;  
Э. В. Соснович, инженер  
Ижевский государственный технический университет

### ЭВОЛЮЦИЯ РАЗВИТИЯ ГИДРОПРЕССОВОГО МЕТОДА СБОРКИ

*Рассматривается эволюция развития гидропрессового метода сборки соединений с натягом. Сделан обзор научных исследований, позволяющих повысить качество сборки ответственных узлов машиностроения. Рассмотрены современные подходы к расчету технологических параметров процесса сборки-разборки и нагрузочной способности гидропрессовых соединений. Уделено внимание повышению качества, производительности и автоматизации процесса сборки.*

Вопросам развития гидропрессового метода сборки-разборки и совершенствованию конструкций соединений с гарантированным натягом в отечественных исследованиях научных школ Г. Я. Андреева [1], Б. Ф. Федорова [2, 3, 4, 5], Г. А. Бобровникова [6], Е. Ф. Бежелуковой [7] и других ученых уделено много внимания.

Характерным для всех научных школ периода 1950–1970 гг. является аналитическое решение задач механики деформированного твердого тела и механики жидкости. Следует отметить, что для компенсации погрешности в расчетах, обусловленной упрощением форм сопрягаемых деталей, допущениями относительно точности изготовления, свойств материала и т. п., проводились значительные экспериментальные исследования, как на образцах, так и на реальных соединениях.

На кафедре «Технология машиностроения» Ижевского механического института под руководством профессора Б. Ф. Федорова были проведены исследования, по результатам которых И. В. Абрамовым, К. А. Глухой, В. Б. Федоровым защищены диссертации, связанные с совершенствованием гидропрессового метода сборки.

Профессором Б. Ф. Федоровым [8] предложен механизм распространения масла в зоне контакта (рис. 1) при подводе его через распределительную канавку для трех конструктивных вариантов соединений с натягом:

- а) длины сопрягаемых деталей (вал и втулка) равны между собой;
- б) длины сопрягаемых деталей не равны между собой;
- в) охватываемая деталь (втулка) имеет усложненную конфигурацию.

В случае равенства длин сопрягаемых деталей контактное давление  $p_k$  равномерно распределяется вдоль соединения. Незначительная концентрация контактных давлений наблюдается у кромок маслораспределительной канавки (рис. 1, а).

В начальный момент давление нагнетаемого масла  $q$  уравнивает удельное давление  $p_k$  на поверхности контакта, а при дальнейшем увеличении давления  $q$  (рис. 1, б), вызывающем образование зазора, проникает вдоль сопряжения и вытекает наружу (рис. 1, в).

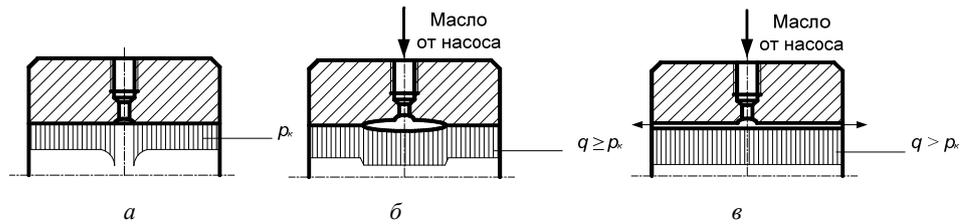


Рис. 1. Распространение масла в зоне контакта при одинаковой длине сопрягаемых деталей

В случае, когда длина вала больше длины втулки, распределение удельных контактных давлений вдоль соединения отличается от рассмотренного выше случая равенства длин сопрягаемых деталей.

Установлено, что на краях ступицы наблюдается повышение контактных давлений вследствие дополнительного сопротивления выступающих концов вала. Это явление получило в литературе название «краевого эффекта». Величина концентрации контактных давлений зависит от формы и размера заходных кромок ступицы и колеблется в пределах  $p'_k = (1,2 \div 1,9) p_k$  [9]. На рис. 2 представлено соединение с указанием размеров и форм фаски для случая, когда  $p'_k = 1,7 p_k$ .

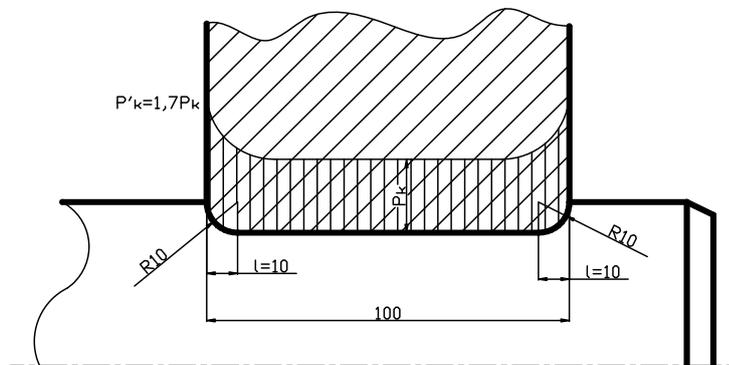


Рис. 2. Распределение удельных давлений при не одинаковой длине сопрягаемых деталей

Проникновение масла в зону контакта при длине вала большей длины втулки в первоначальный момент аналогично рассмотренному выше случаю *a* (рис. 3, *a*, 3, *б*). Наличие «краевого эффекта» препятствует дальнейшему распространению масла, способствуя качественному образованию прослойки по параметру сопряжения. Для выхода масла из соединения необходимо развить давление масла  $q$ , превышающее наибольшую величину удельных давлений  $p'_k$ , равную  $Kp_k = (1,2 \div 1,9) p_k$ ,  $q \geq p'_k$ .

Таким образом, меньшее давление масла требуется для соединений с одинаковыми длинами сопрягаемых деталей. Однако при распрессовке это преимущество теряется вследствие возникновения «краевого эффекта».

В подавляющем большинстве машин и механизмов соединения с натягом охватываемые детали имеют сложную конструктивную форму. При этом контактное давление распределяется неравномерно по длине сопряжения из-за влияния выступов, ребер и т. д. Поэтому для подсчета контактного давления в соединении

ях с охватываемой деталью сложного профиля пользуются приближенными методами. По рекомендации профессора А. А. Попова сложный профиль охватываемой детали заменялся цилиндрическими элементами с равномерно распределенными контактными давлениями. Дальнейшее решение производится по формулам Ламэ – Гадolina для толстостенной трубы, нагруженной внутренним и внешним давлением [2].

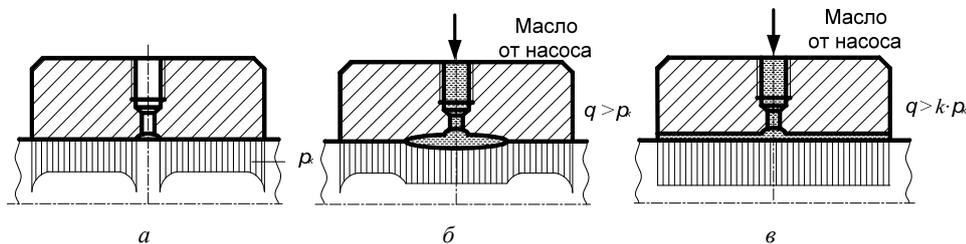


Рис. 3. Распространение масла в зоне контакта при неравной длине сопрягаемых деталей

На рис. 4, а представлено соединение с охватываемой деталью, имеющей кольцевой выступ. Длины вала и втулки одинаковы. Удельные контактные давления под кольцевым выступом имеют повышенные значения. Поэтому маслораспределительную канавку следует располагать в местах наиболее жесткого сечения втулки, т. е. под кольцевым выступом. В противном случае масло будет вытекать в сторону близлежащего торца и образования прослойки по всему периметру сопряжения не произойдет.

Если один из торцов охватываемой детали лежит в плоскости торца вала и величина «краевого эффекта» превышает удельные давления в жестком сечении ступицы, маслораспределительную канавку можно сместить, как показано на рис. 4, б. При этом прослойка масла образуется по всему сопряжению.

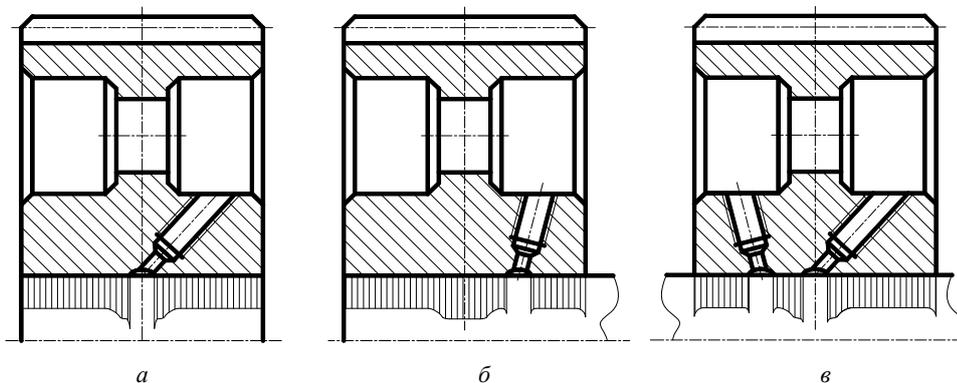


Рис. 4. Расположение маслораспределительной канавки в соединении со ступицей усложненной конфигурации

В соединениях с большой длиной посадки и неравными длинами сопрягаемых деталей для облегчения образования масляной прослойки рекомендуется выполнять

две канавки (рис. 4, в). Величина необходимого давления масла определяется, как и в предыдущем случае, из условия  $q > p'_k = (1,2 \div 1,9) p_k$ .

Таким образом, на механизм распространения масла и образование прослойки существенное влияние оказывает равномерность распределения удельного давления по длине сопряжения.

На кафедре технологии машиностроения Ижевского механического института разработан новый способ подвода масла в зону контакта сопрягаемых деталей через тангенциальное отверстие (рис. 5). Последнее выполняется непосредственно перед разборкой соединения. В этом случае цилиндрическое отверстие диаметром  $5,5 + 5$  мм представляет в зоне контакта (рис. 5) часть маслораспределительной канавки, обеспечивая расклинивающее действие нагнетаемого масла.

Способ подвода масла через тангенциальное отверстие снижает концентрацию напряжений и повышает технологичность конструкций соединений. Кроме того, он применим при повторных запрессовках, а также для соединений со шпонками.

Для соединений, где глубина тангенциального отверстия значительна, разработана схема подвода масла с эксцентричным расположением маслоподводящего отверстия (рис. 6). Угол расклинивания получается между образующей отверстия и касательной к цилиндрической посадочной поверхности. Величина угла расклинивания находится в пределах от 0 до  $15^\circ$ . При нулевом значении угла расклинивания имеет место тангенциальное отверстие. При значении угла расклинивания больше  $30^\circ$  проникновение масла затрудняется.

С целью уменьшения концентрации напряжений, вызываемой маслораспределительной канавкой, была предложена схема подвода масла через радиальное отверстие с фаской (рис. 7). Последняя обеспечивает расклинивающее действие смазки. Концентрация напряжений уменьшается вследствие локального расположения отверстия в опасном сечении.

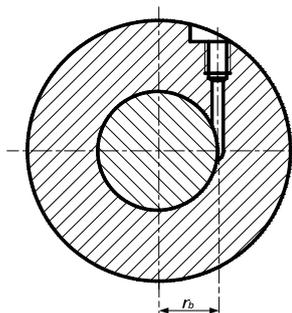


Рис. 5. Схема подвода масла в зону контакта через тангенциальное отверстие

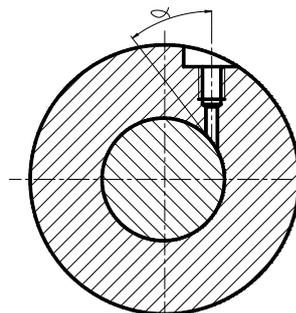


Рис. 6. Схема подвода масла через эксцентричное отверстие

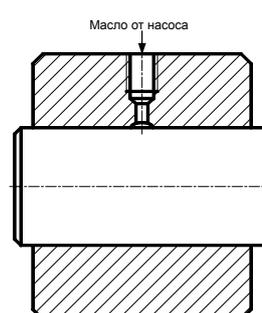


Рис. 7. Схема подвода масла через радиальное отверстие с фаской

Новые способы подвода масла положительно отличаются от подвода масла через канавку меньшей концентрацией напряжений и большей технологичностью изготовления соединений с натягом.

Несколько позднее разработан дифференциальный способ создания масляной прослойки (рис. 8). Необходимое давление масла создается не от специальных на-

сосов, а при перемещении запрессовываемого вала и жестко связанного с ним поршня несколько меньшего размера, т. е.  $d_b > d_n$ .

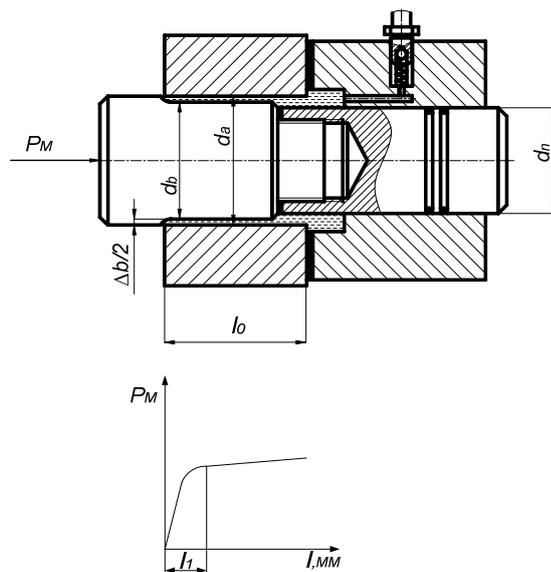


Рис. 8. Схема дифференциального способа создания масляной прослойки

Разница в размерах вала и поршня обеспечивает создание избыточного объема масла в полости между охватывающей деталью 3 и поршнем. Последний перемещается в направляющем цилиндре 4. По достижении необходимого давления в полости создается масляная прослойка между сопрягаемыми деталями по всей длине сопряжения.

Вследствие того, что давление масла образуется в процессе запрессовки за счет разницы размеров вала и поршня, возникает вопрос о выборе оптимального диаметра поршня, который обеспечит бы автоматическое создание масляной прослойки. Эта задача была успешно решена на кафедре технологии машиностроения. Диаметр поршня определялся теоретическим путем с последующей экспериментальной проверкой. Из известных уравнений [11, 12] движения поршня и вытеснения жидкости из полости получено уравнение

$$r_n = \sqrt{r_b^2 - \left(2r_b \cdot h + \frac{Q}{\pi \cdot v}\right) \frac{q + E_M}{E_M}}. \quad (1)$$

Из уравнения следует, что

- с увеличением скорости запрессовки  $v$  величина радиуса поршня  $r_n$  уменьшается;
- при постоянной скорости запрессовки  $v$  величину радиуса  $r_n$  следует определить по максимальному натягу.

Представляет практический интерес выбор оптимальной скорости  $v$  запрессовки, так как наличие между сопрягаемыми поверхностями масляной прослойки создает благоприятные условия для ее увеличения.

Для решения задачи об установившемся ламинарном течении несжимаемой жидкости в зазоре применялись известные уравнения гидродинамики [12] с учетом деформации сопрягаемых деталей и изменения вязкости при высоких давлениях. Уравнения Навье – Стокса для потока вязкой несжимаемой жидкости в цилиндрической системе координат с осями  $z, r, \theta$  имеют вид

$$\left. \begin{aligned} & \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} = F_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial q}{\partial r} + \\ & + \eta \left( \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} - \frac{v_r}{r^2} \right), \\ & \frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} = F_\theta - \frac{1}{r\rho} \frac{\partial q}{\partial \theta} + \\ & + \eta \left( \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta}{r^2} \right), \\ & \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial q}{\partial z} + \\ & + \eta \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right), \\ & \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $v_z, v_r, v_\theta$  – составляющие скоростей жидкости по соответствующим координатам;  $F_z, F_r, F_\theta$  – составляющие объемных сил, действующих на жидкость;  $t$  – время;  $\rho$  – плотность;  $\eta$  – кинематическая вязкость;  $\mu_e$  – динамическая вязкость,  $\mu_e = \eta \cdot \rho$ ;  $q$  – давление.

Последнее уравнение представляет собой уравнение неразрывности потока жидкости.

Совместив ось  $z$  с осью поршня, поступательное движение последнего и вала можно записать в виде

$$m \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = -P_{M\partial} + \pi \cdot q \left[ (r_b^2 - r_n^2) + 2r_b \cdot \Delta b \right] + 2\pi \cdot r_b \cdot l \cdot \eta(q) \left( \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)_{r=r_b}. \quad (3)$$

Уравнение связи, выраженное через равенство расходов жидкости, непосредственно вытекает из процесса запрессовки, т. е. объем жидкости, протекающей через зазор, непрерывно замещается валом, движущимся с постоянной скоростью

$$v = \frac{\partial z}{\partial t},$$

$$Q = -2\pi \int_{r_b}^{r_a} v_z \cdot r \cdot dr. \quad (4)$$

На основании предположения о точных геометрических формах вала и отверстия ступицы, их коаксиального расположения в силу полной симметрии, ламинарного течения жидкости, малых числах Рейнольдса [11] и пренебрегая влиянием действия внешних сил на жидкость, систему уравнений (2) можно представить в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial q}{\partial r} &= 0 \\ \frac{\partial q}{\partial z} &= \eta(q) \left( \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \\ P_{M\partial} &= \pi \cdot q \cdot \left[ (r_b^2 - r_n^2) + 2r_b \cdot \Delta b \right] + 2\pi \cdot r_b \cdot l \cdot \eta(q) \left( \frac{\partial v_z}{\partial z} \right)_{r=r_b} \\ Q &= -2\pi \int_{r_b}^{r_a} v_z \cdot r \cdot dr \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Второе уравнение системы (5) при поступательном движении вала и постоянном распределении давления жидкости по кольцевому зазору  $\left( \frac{\partial q}{\partial \theta} = 0 \right)$  утрачивает смысл.

Из системы уравнений (5) определяем скорость  $v_z$  движения жидкости в зазоре, утечку  $Q$  и усилие запрессовки  $P_{M\partial}$ . Кроме того, первое уравнение системы (5) дает нам независимость давления от координаты  $r$ .

Из второго уравнения системы (5), после некоторых преобразований, скорость движения жидкости  $v_z$  в зазоре будет равна

$$v_z = \frac{1}{4\eta(q)} \frac{\partial q}{\partial z} \left[ r^2 - r_a^2 - \frac{r_a^2 - r_b^2}{\ln r_a - \ln r_b} \cdot (\ln r - \ln r_a) \right] r_a^2 - v \frac{\ln \frac{r}{r_b}}{\ln \frac{r_a}{r_b}}. \quad (6)$$

Равенство (6) устанавливает распределение скоростей жидкости по ширине зазора. Первый член правой части равенства соответствует обычному параболическому распределению скоростей между двумя коаксиально расположенными цилиндрическими поверхностями вала и ступицы, второй – отражает изменение скорости, вызванное движением вала.

Выражение (6) громоздко и неудобно в практических расчетах. Если принять допущение, что зазор между сопрягаемыми деталями  $h = r_a - r_b$  достаточно мал по сравнению с радиусом вала, т. е.  $\frac{h}{r_b} = 0$ , то его можно представить в виде

$$v_z = \frac{1}{2\eta(q)} \frac{\partial q}{\partial z} (y^2 - h \cdot y) - v \left( \frac{y}{h} - 1 \right). \quad (7)$$

Отсюда найдем величину утечки масла  $Q$  через зазор  $h$

$$Q = \pi \cdot r_b \cdot h \left[ \frac{h^2}{6\eta(q)} \cdot \frac{\partial q}{\partial z} - v \right]. \quad (8)$$

Полученное выражение расхода через кольцевой зазор является решением задачи о течении жидкости между цилиндром и круглым поршнем при низких давлениях масел [12].

В случае гидропрессовой сборки высокие давления (до 200 МПа) оказывают существенное влияние на вязкость применяемого масла и деформацию сопрягаемых деталей. Следовательно, величину давления масла, необходимого для получения зазора, следует определять из условия получения жидкостного трения между деталями. Зазор  $h$  будем считать независимым от давления масла  $q$ . Его минимальная величина  $h = h_{\min}$  определяется из соотношения критической толщины масляной пленки согласно гидродинамической теории смазки проф. Н. П. Петрова [13].

$$h_{\min} \geq 1,1(\gamma_a \cdot Rz_a + \gamma_b \cdot Rz_b). \quad (9)$$

Максимальное значение зазора  $h_{\max}$  находится из условия появления пластических деформаций.

$$2h_{\max} = 0,58 \cdot \sigma_{2T} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right] \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) d - \delta. \quad (10)$$

Изменение вязкости  $\eta_0$  от давления  $q$  примем по экспоненциальному закону

$$\eta(q) = \eta_0 \cdot e^{cq}. \quad (11)$$

С учетом высказанных положений расход  $Q$  через кольцевой зазор при высоких давлениях выразится соотношением

$$Q = \pi \cdot r_b \left[ \frac{h^3}{6\eta_0 \cdot l_0 \cdot c} \left( 1 - \frac{1}{e^{cq}} \right) - v \cdot h \right]. \quad (12)$$

Из полученного соотношения (12) видно, что величина утечки  $Q$  при постоянных геометрических размерах зависит от зазора  $h$ , скорости запрессовки  $v$ , первоначальной вязкости  $\eta_0$  и пьезокоэффициента  $c$ .

Очевидно, что наибольшую скорость запрессовки можно достичь при прочих равных условиях, применяя масла меньшей начальной вязкости  $\eta_0$  и меньшим пьезокоэффициентом  $c$ , т. е. с меньшим изменением вязкости от давления. При увеличении скорости  $v$  до некоторого значения утечка масла может быть равна нулю. В этом случае вытесняемый валом объем масла  $\Delta V$  идет только на создание масляной прослойки в соединении.

Уравнения гидродинамики (5) позволяют найти силу запрессовки при гидропрессовой сборке.

Авторами [10] установлено, что сила запрессовки при торцевой схеме подвода масла в зону контакта на примере дифференциального способа создания масляной прослойки (рис. 9) равна

$$P_M = \pi \cdot q \left[ (r_b^2 - r_n^2) + 2r_b \cdot \Delta b \right] + 2\pi \cdot r_b \left( \frac{q \cdot h}{2} + \eta_0 \cdot e^{cq} \frac{v}{h} l \right). \quad (13)$$

Равенство (13) определяет требуемое усилие запрессовки при торцевом способе подвода масла в зону контакта. При этом трением на заходных кромках пренебрегаем.

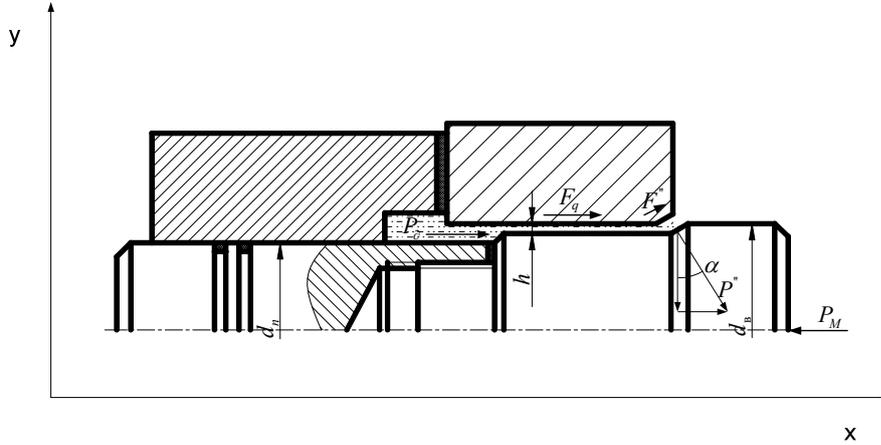


Рис. 9. К расчету силы запрессовки при дифференциальном способе создания масляной прослойки

Зависимость (13) можно получить другим путем из рассмотрения системы сил, действующих на сопрягаемые детали в процессе сборки, для любой схемы подвода масла.

Силу трения  $T$  представим в обычном виде, принятом для инженерных расчетов, положив напряжение силы трения  $\tau$  равным

$$\tau = q \cdot f_q. \quad (14)$$

Тогда сила трения  $T$  выразится соотношением

$$T = 2\pi \cdot r \cdot q \cdot l \cdot f_q. \quad (15)$$

При торцевом способе подвода масла (рис. 9) сумма проекций действующих сил на ось  $X$  будет равна

$$\sum F_{XT} = T + P_\phi + P'' \cdot \sin \alpha + F'' \cdot \cos \alpha - P_M = 0. \quad (16)$$

Сила запрессовки  $P_M$  принимает следующую зависимость:

$$P_M = \sum F_{XT} = T + P_\phi + P'' \cdot \sin \alpha + F'' \cdot \cos \alpha. \quad (17)$$

Раскрывая в (13) значения входящих величин, получим расчетную зависимость усилия запрессовки  $P_M$  при торцевом подводе масла:

$$P_M = \pi \cdot q \left[ (r_b^2 - r_n^2) + 2r_b \cdot \Delta b \right] + 2\pi \cdot r_b \cdot q \cdot f_M (\Delta b \cdot \operatorname{ctg} \alpha + l). \quad (18)$$

При подводе масла через распределительную канавку, тангенциальное или эксцентричное отверстие (рис. 10) сумма проекций на ось X выразится равенством

$$\sum F_{xT} = T + (P' + P'') \sin \alpha + (F' + F'') \cos \alpha - P_{MK} = 0. \quad (19)$$

Окончательно получена следующая расчетная зависимость силы запрессовки  $P_{MK}$  при нагнетании масла через распределительную канавку, тангенциальное или эксцентричное отверстие:

$$P_{MK} = \pi \cdot d \cdot q \left[ (\delta + h) + (\delta \cdot \operatorname{ctg} \alpha + l) f_q \right]. \quad (20)$$

Из сравнения зависимостей (1.38) и (1.46) можно заключить, что сила запрессовки зависит от схемы подвода масла в зону контакта.

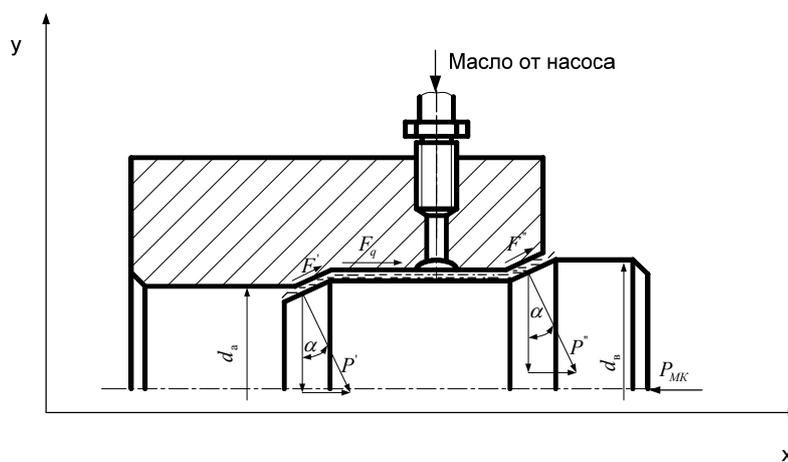


Рис. 10. К расчету силы запрессовки при подводе масла через канавку

При нагнетании масла через маслораспределительную канавку, тангенциальное и эксцентричное отверстие требуется дополнительная сила  $P'$  для расширения втулки.

При торцевом способе подвода масла возникает дополнительная сила по кольцевой площадке  $P_o$ .

Качественный анализ сил, действующих на сопрягаемые детали, дает зависимости (18) и (20). Для уменьшения силы трения следует выбирать масла с меньшей вязкостью и меньшим ее изменением от давления.

Дальнейшие исследования были направлены на совершенствование технологии гидропрессового метода сборки при повышенных скоростях формирования дифференциальным способом. В работе К. А. Глуховой найдены эмпирические зависимости для определения давления жидкости в масляном зазоре при условии симметричности и постоянстве зазора вдоль оси соединения. Для обоснования граничных условий, принятых при теоретических исследованиях движения жидкости в зазоре,

экспериментально, с помощью специальных образцов (рис. 11), определено действительное распределение давления масла по длине зазора. Постоянная величина зазора определялась через давление масла.

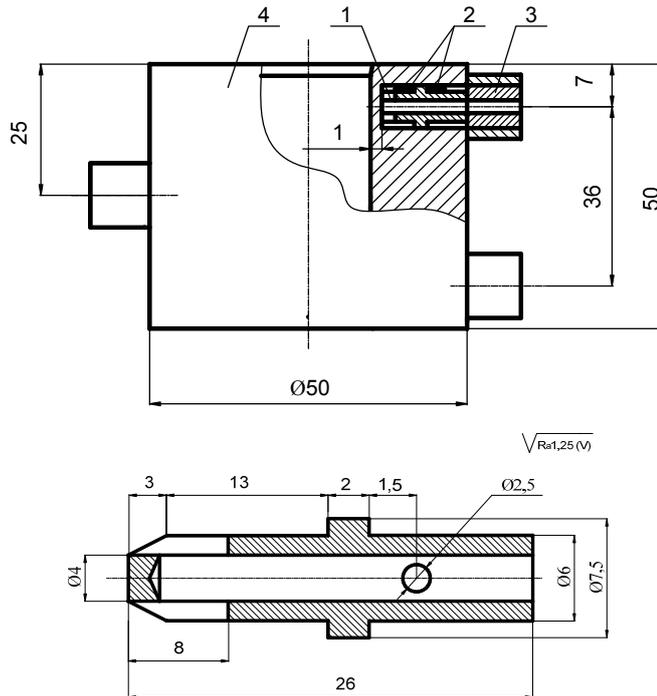


Рис. 11. Втулка и датчик давления для определения давления масла в зоне контакта

На рис. 12 приведены в виде графиков показания датчиков давления I–IV в процессе запрессовки-пропрессовки вала через втулку. Датчики I, II, III установлены во втулке, датчик IV показывает давление масла в полости приспособления. Первая часть графиков (до  $l \leq 50$  мм) показывает изменение давления в зазоре в процессе запрессовки вала во втулку, вторая ( $l > 50$  мм) – в процессе пропрессовки этого же вала через втулку. Сплошные вертикальные линии на графиках соответствуют положению датчиков I–III, горизонтальная – контактному давлению.

Из графиков следует, что пока вал при своем движении не перекрывает датчик давления во втулке, последний показывает такое же давление, как и датчик в полости приспособления. Когда вал перекрывает датчик втулки, его показания некоторое время почти постоянны. Затем по мере продвижения вала во втулку давление в этой точке начинает снижаться и падает до нуля, когда верхняя кромка вала проходит мимо датчика. Когда вал пропрессовывается насквозь через втулку, в полости приспособления вновь устанавливается начальное давление, равное 25 МПа.

На рис. 13 приведены графики изменения давления масла в зазоре в зависимости от длины запрессовки для различных положений вала относительно втулки. Из анализа графиков на рис. 13 сделан вывод, что распределение давления масла в зазоре может быть принято линейным без большой погрешности. В работе сдела-

но предположение, что характер изменения зазора по длине запрессовки будет соответствовать изменению давления масла.

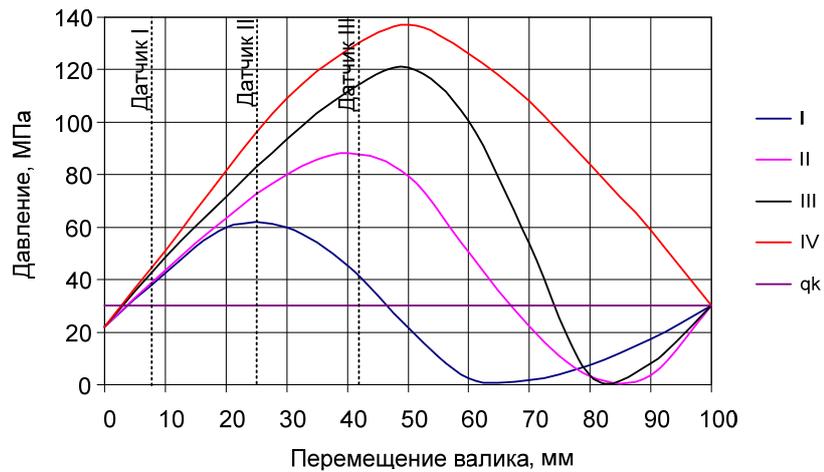


Рис. 12. Графики показания датчиков I–IV в процессе запрессовки-пропрессовки вала через втулку ( $\gamma = 0,93$ ;  $V = 120$  мм/с)

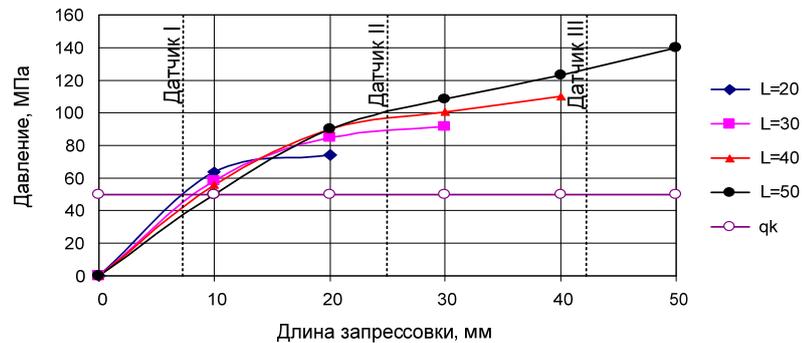


Рис. 13. Графики изменения давления масла в зазоре в зависимости от длины запрессовки ( $\gamma = 0,93$ ;  $V = 120$  мм/с)

По предложению предприятий на кафедре «Технология машиностроения» В. Б. Федоровым были проведены работы по автоматизации процесса гидропрессовой сборки редукторов РЦД-250. Создано и апробировано в промышленных условиях автоматическое устройство (рис. 14), получены результаты, подтверждающие высокую нагрузочную способность гидропрессовых соединений.

Дальнейшие исследования, выполненные под руководством И. В. Абрамова, были основаны на применении численных методов расчета [14, 15] для задач механики деформированного твердого тела и механики жидкости. Важнейшей составляющей следующих исследований была разработка механизма распространения

масла в зоне контакта между деталями соединения, собираемыми с натягом в условиях упругих и пластических деформаций.

В работе Э. В. Соснович с помощью метода конечных элементов [16] определены напряженно-деформированное состояние деталей соединения и формы зазора в условиях гидропрессовой сборки (рис. 15, 16).

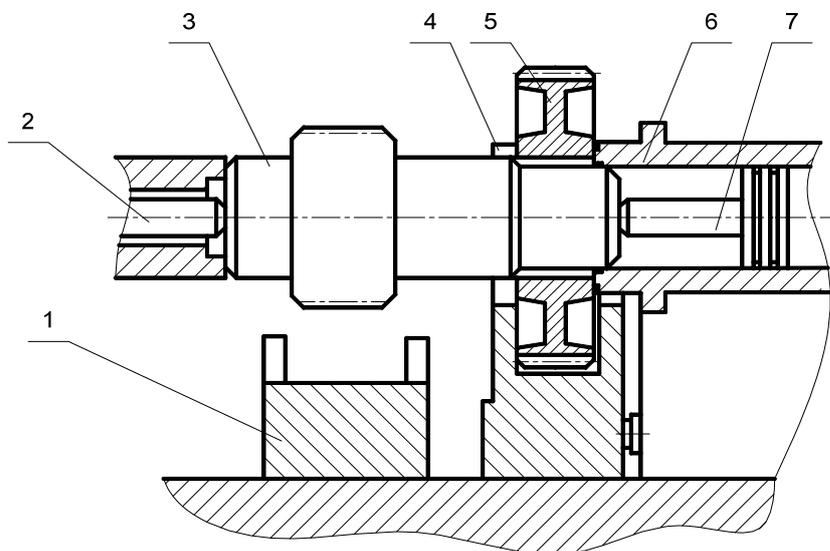


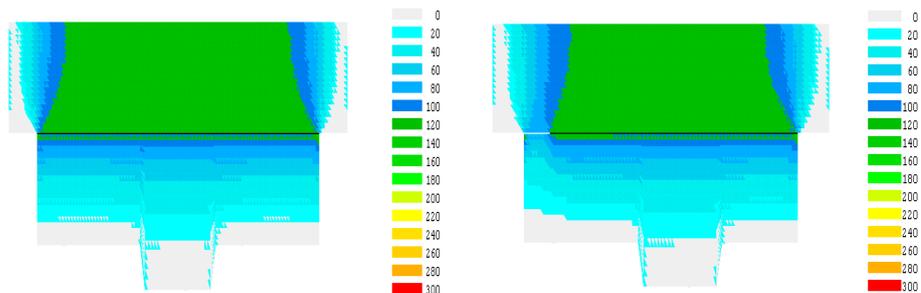
Рис. 14. Схема автоматического устройства для формирования соединения с натягом гидропрессовым методом

В результате проведения экспериментов установлено, что давление прорыва масла из зоны контакта наружу зависит от расположения маслораспределительной канавки относительно торца. Чем ближе канавка к торцу, тем меньше давление прорыва масла в сторону ближнего торца. С уменьшением расстояния от канавки до торца в два раза давление прорыва снижается в 1,2...1,5 раза в зависимости от сорта масла (вязкости). Это объясняется изменением НДС втулки в ее подрезанной части.

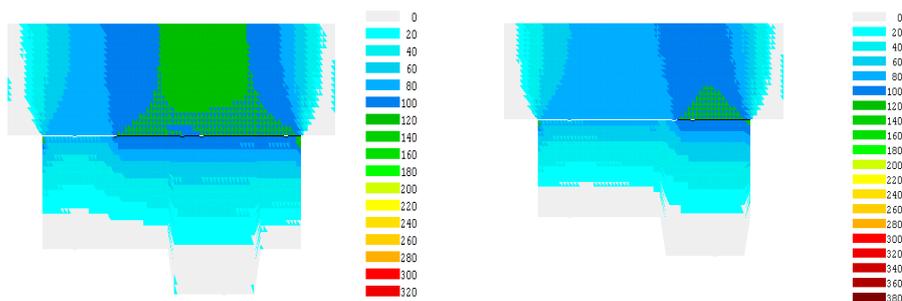
В то же время замечено, что масло распространяется и в сторону дальнего торца. Величина распространения жидкости зависит от сорта масла и производительности маслоподающей станции.

Схема образования масляной прослойки, представленная на рис. 16, получена с использованием математической модели гидропрессовой сборки.

Исследования проводились при условии незначительных потерь масла. Как только величина зазора становилась больше величины, определенной по зависимости (9), расчеты прекращались. Считалось, что давление масла по длине зоны контакта постоянно.

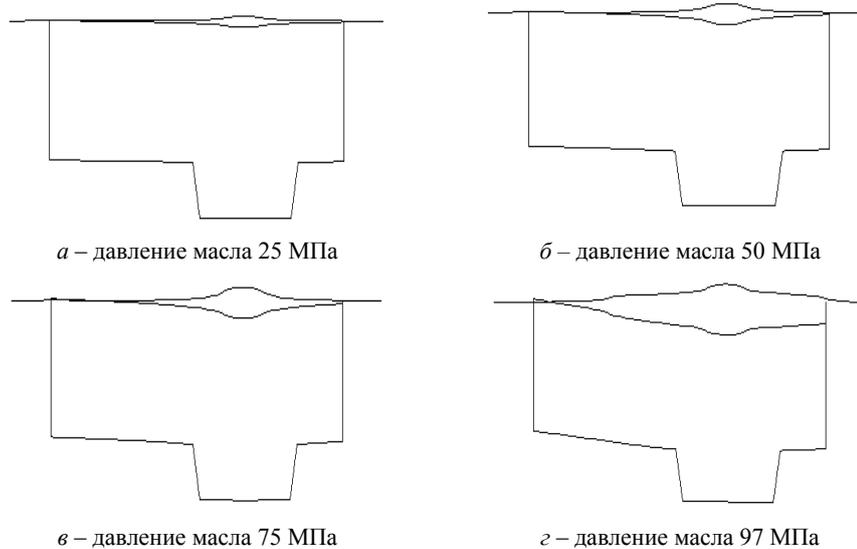


*a* – расстояние до правого торца 60 мм, давление масла 108 МПа      *б* – расстояние от канавки до торца 45 мм, давление 106 МПа



*в* – расстояние от канавки до торца 30 мм, давление 100 МПа      *г* – расстояние от канавки до торца 15 мм, давление масла 92 МПа

*Рис. 15.* Распределение полей радиальных напряжений в момент раскрытия стыка от давления масла И20А



*Рис. 16.* Схема образования масляной прослойки (расстояние до торца 30 мм; натяг 0,05 мм; масло И20А)

В последующих работах [17, 18] реализация уравнений гидродинамики для дискретной области, разбитой на конечные элементы [14], позволила свести систему (5) к виду:

$$\left. \begin{aligned}
 & \sum_{n=1}^N \left\langle \delta_{kj} \left[ \left( \frac{\partial N_i}{\partial r} \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} + \frac{N_i N_j}{r^2} \right) \mu_{ef} v_{r\Omega} - p_i \left( N_i \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{N_i N_j}{r} \right) \right] 2\pi r A \right\rangle_n = \\
 & = \sum_{n=1}^N \left\langle \delta_{kj} [\rho f_r N_j] 2\pi r A \right\rangle_n + \sum_{s=1}^S \left\langle \delta_{kj} [p_0 n_s l_j] 2\pi r_s L \right\rangle, \\
 & \sum_{n=1}^N \left\langle \delta_{kj} \left[ \left( \frac{\partial N_i}{\partial r} \frac{\partial N_j}{\partial r} + \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} \right) \mu_{ef} v_{z\Omega} - p_i \left( N_i \frac{\partial N_j}{\partial z} \right) \right] 2\pi r A \right\rangle_n = \\
 & = \sum_{n=1}^N \left\langle \delta_{kj} [\rho f_z N_j] 2\pi r A \right\rangle_n + \sum_{s=1}^S \left\langle \Omega_j^k [p_0 n_s l_j] 2\pi r_s L \right\rangle, \\
 & \sum_{n=1}^N \left\langle \delta_{kj} \left[ \left( \frac{\partial N_i}{\partial r} N_j + \frac{N_i N_j}{r} \right) v_{ri} + \frac{\partial N_i}{\partial z} N_j v_{zi} \right] 2\pi r A \right\rangle_n = 0, \\
 & (n = 1, N; k = 1, K; i, j = 1, 3)
 \end{aligned} \right\} (21)$$

Вариационный подход позволяет учесть реальное распределение давления в зоне контакта и его влияние на коэффициент трения. Кроме того, предложенный подход [125, 153] дает возможность учесть влияние технологического фактора на величину натяга и коэффициент трения. Зависимости, для расчета нагрузочной способности соединения, будут иметь вид:

при передаче осевой нагрузки

$$A = \begin{cases} \sum_{i=1}^n \pi r_i p_{K_i} f_{\tau p_i} (l_{i-1} + l_i), & \text{если } \sigma_Z \leq \tau_{Cp}, \\ \sum_{i=1}^n \pi r_i \tau_{Cp} (l_{i-1} + l_i), & \text{если } \sigma_Z > \tau_{Cp}, \\ \sum_{i=1}^m \pi r_i p_{K_i} f_{\tau p_i} (l_{i-1} + l_i) + \sum_{j=m+1}^n \pi r_j \tau_{Cp} (l_{j-1} + l_j), & \text{при наличии смешанных участков,} \end{cases} (22)$$

где  $n$  – общее число узлов зоны контакта;  $p_{K_i}$  – контактное давление на  $i$ -м участке зоны контакта;  $f_{\tau p_i}$  – коэффициент трения на соответствующем участке;  $r_i$  – радиальная координата  $i$ -го узла;  $l_{i-1}$  ( $l_i$ ) – расстояние между  $i-1$  и  $i$  узлами ( $i$  и  $i+1$ );  
при передаче крутящего момента

$$T = \begin{cases} \sum_{i=1}^n \pi r_i^2 p_{K_i} f_{\text{Тр}_i} (l_{i-1} + l_i), & \text{если } \sigma_z \leq \tau_{Cp}, \\ \sum_{i=1}^n \pi r_i^2 \tau_{Cp} (l_{i-1} + l_i), & \text{если } \sigma_z > \tau_{Cp}, \\ \sum_{i=1}^m \pi r_i^2 p_{K_i} f_{\text{Тр}_i} (l_{i-1} + l_i) + \sum_{j=m+1}^n \pi r_j^2 \tau_{Cp} (l_{j-1} + l_j), & \\ \text{при наличии смешанных участков;} \end{cases} \quad (23)$$

при сложном нагружении

$$F = \sqrt{A^2 + \left(\frac{T}{r}\right)^2}. \quad (24)$$

Необходимо отметить, что контактное давление  $p_{K_i}$  определяется после сборки соединения. Сначала определяются тензоры деформаций  $T_{\varepsilon}^{\text{C6}}(x, y, z)$  и напряжений  $T_{\sigma}^{\text{C6}}(x, y, z)$ , возникающие в процессе сборки соединения. Затем находится величина зазора между деталями (высота масляной прослойки). В соответствии с теоремой упругой разгрузки, рассчитываются тензоры деформаций  $T_{\varepsilon}^P(x, y, z)$  и напряжений  $T_{\sigma}^P(x, y, z)$ , соответствующие разгрузке. Тензоры остаточных деформаций и напряжений, ввиду неполной разгрузки, определяются:

$$T_{\varepsilon}^O(x, y, z) = T_{\varepsilon}^{\text{C6}}(x, y, z) - T_{\varepsilon}^P(x, y, z), \quad (25)$$

$$T_{\sigma}^O(x, y, z) = T_{\sigma}^{\text{C6}}(x, y, z) - T_{\sigma}^P(x, y, z). \quad (26)$$

На последнем этапе определяются давление  $p_{K_i}$  в соединении после сборки и снятия давления масла:

$$p_{K_i} = \sigma_r^O. \quad (27)$$

Коэффициент трения  $f_{\text{Тр}_i}$  выбирается в соответствии с экспериментальными данными. При отсутствии таковых, принимается равным  $0,9 f_{\text{Тр}_i}$  термической сборки.

Конечно-элементная реализация и дальнейшие исследования, показали, что давление масла при его течении в зазоре переменной формы изменяется по определенному закону. Исследования проводились на образцах, представленных на рис. 17.

Установлено, что с увеличением длины запрессовки давление масла, изменяющееся нелинейно вдоль оси соединения, возрастает (рис. 18).

В процессе экспериментов определено, что параметры приспособления, например длина полости с маслом, оказывают существенное влияние на давление в слое жидкости (рис. 19).

Проведенные численные и натурные эксперименты показали, что давление масла в зоне контакта, при подводе жидкости с торца, зависит от параметров фасок охватывающей детали (рис. 20).

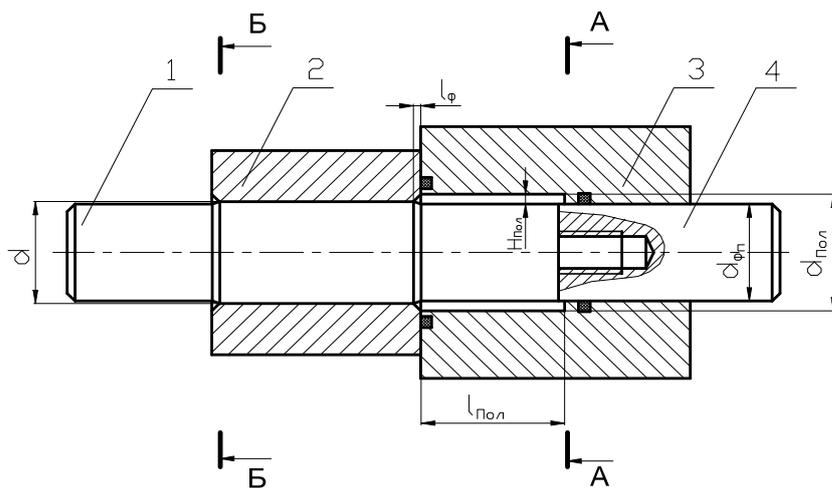


Рис. 17. Параметры полости приспособления для гидропрессовой сборки:  
1 – вал; 2 – втулка; 3 – приспособление; 4 – фальшвал

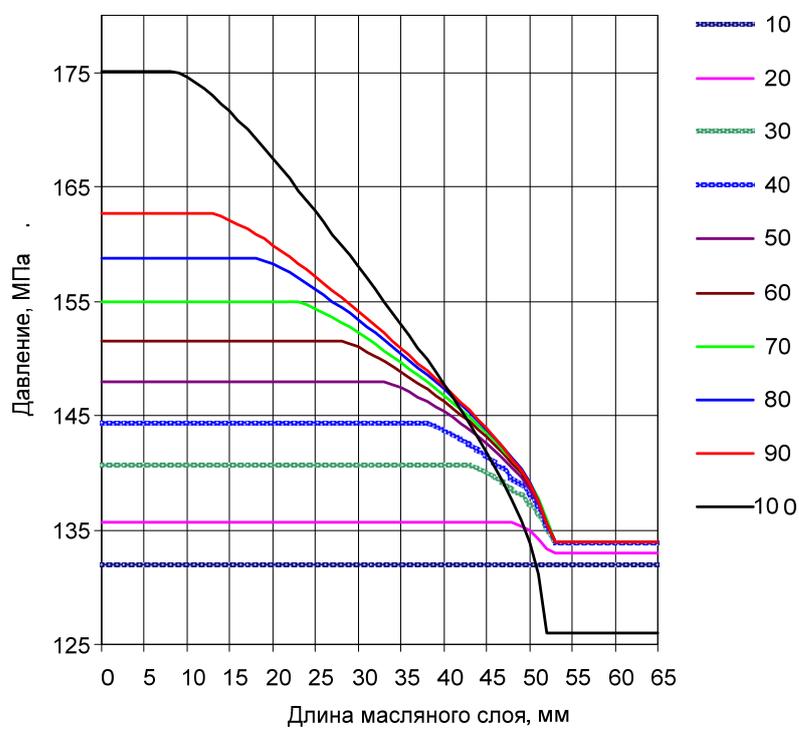


Рис. 18. Распределение давления по длине смазочного слоя при различной величине запрессовки

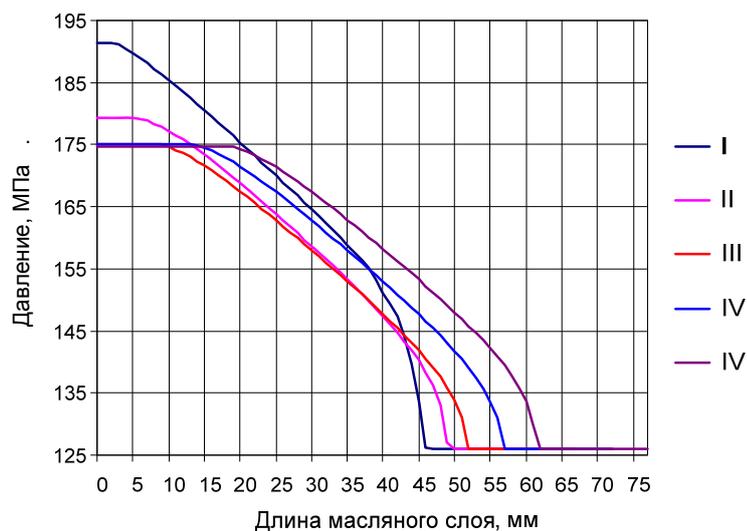


Рис. 19. Влияние длины полости приспособления на распределение давления в смазочном слое при длине полости: I – 0 мм; II – 5 мм; III – 10 мм; IV – 15 мм; V – 20 мм

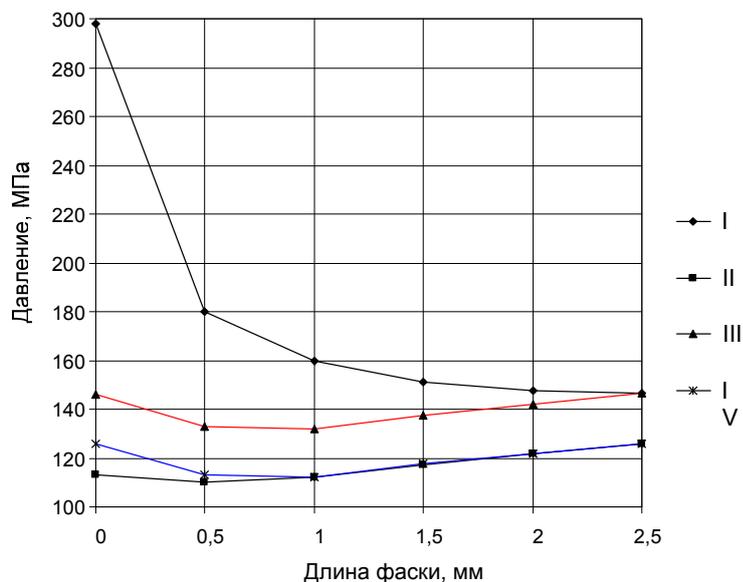


Рис. 20. Влияние фасок охватываемой детали на давление масла (длина полости  $l_{пол} = 5$  мм; производительность  $Q = 0,37 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ ; скорость сборки  $v_{сб} = 4,0 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$ ; вязкость  $\mu = 40 \text{ Па с}$ ): I – на входе, изменяются обе фаски; II – на выходе, изменяются обе фаски; III – на входе, изменяется одна фаска; IV – на выходе, изменяется одна фаска

Расчет нагрузочной способности соединения осуществляется по зависимостям (22–24). Контактное давление  $p_k$  определялось после сборки соединения по зависимости (27).

Коэффициент трения  $f_{тр}$  выбирается в соответствии с экспериментальными данными. При отсутствии таковых принимается равным  $0,9 f_{тр}$  тепловой сборки.

С течением времени масло постепенно выжимается из зоны контакта. Экспериментально это было проверено следующим образом. В собранное соединение, контактное давление которого было определено расчетным и расчетно-экспериментальным путем, через маслораспределительные канавки под давлением подавалась рабочая жидкость (МС-20, И-40, И-20). Давление масла на входе было меньше контактного давления. Через 12–18 часов гигроскопичный материал, нанесенный на торец соединения, пропитывался маслом. Следовательно, масло через шероховатости протекало по всей длине соединения. Таким образом, в гидропрессовых соединениях шероховатость положительно сказывается на удалении масла из зоны контакта. Изучение влияния оксидной пленки, образующейся при контакте масла с деталями соединения, на коэффициент трения не проводилось.

Исследования нагрузочной способности ГПС показали, что только при сборке с большими натягами, когда давление в слое смазки превышает предел текучести материала хотя бы одной детали, происходит изменение остаточного натяга и контактного давления. Нагрузочная способность ГПС (рис. 21) будет несколько ниже, чем у соединения, собранного тепловым способом.

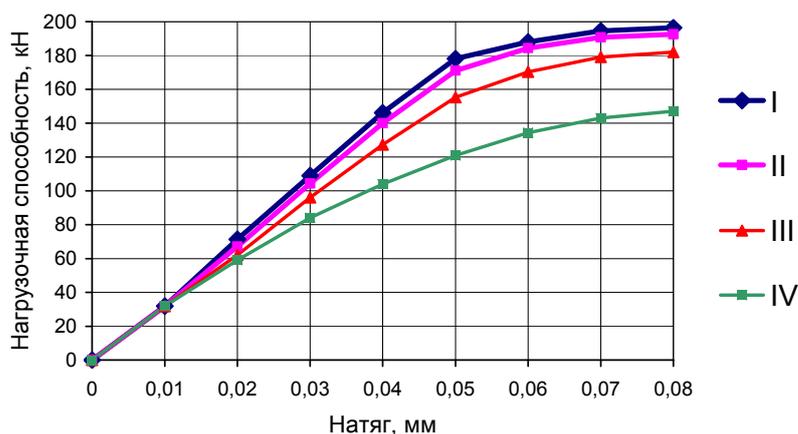


Рис. 21. Зависимость нагрузочной способности соединений от натяга и метода сборки: I – термический метод; II – гидропрессовый метод,  $Q = 1,2310^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ ; III – гидропрессовый метод,  $Q = 2,618 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ ; IV – гидропрессовый метод,  $Q = 0,094 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$

Анализ графиков показывает, что характер изменения нагрузочной способности от натяга у гидропрессовых соединений изменяется раньше, чем у соединений, собираемых термическим методом. Это явление обусловлено тем, что в ГПС пластические деформации возникают раньше, так как сказывается влияние масляной прослойки. Чем выше вязкость масла, тем больше влияние и меньше нагрузочная спо-

способность, обусловленная остаточным натягом. В соответствии с молекулярно-механической теорией трения Крагельского уменьшается и молекулярная составляющая коэффициента трения, которая обусловлена материалом смазки.

#### **Заключение**

Краткий обзор за более чем 50-летний период научных исследований показал, что идея, предложенная профессором Б. Ф. Федоровым в области гидропрессового метода сборки, оказалась плодотворной и востребованной промышленностью. Результаты выполненных исследований являются основой технологии сборки соединений с натягом гидропрессовым методом. Идеи воплощены в жизнь и получили признание научной и технической общественности.

Проведенный анализ показал, что современные возможности позволили перейти на более качественное и точное решение, от деталей простой формы к реальным и соединениям, получить новые представления о течении жидкости в неравномерном зазоре между двумя деформируемыми деталями соединения, которые обладают переменной жесткостью по длине. Простые зависимости преобразованы в системы уравнений, позволяющие решать практически любые задачи для гидропрессовых соединений.

Закономерным на наш взгляд будет создание в ближайшие годы системы автоматизированного проектирования гидропрессовых соединений и технологии их сборки.

#### **Список литературы**

1. *Андреев, Г. Я.* Тепловая сборка колесных пар / Г. Я. Андреев. – Харьков : Изд-во Харьк. ун-та, 1965.
2. *Попов, В. А.* Технология тяжелого машиностроения / В. А. Попов, Б. Ф. Федоров. – М. : Машгиз, 1952.
3. *Федоров, Б. Ф.* Рациональный способ распрессовки и запрессовки деталей / Б. Ф. Федоров. – М. : Машгиз ; Свердловск : Машгиз, Урал.-Сиб. отд-ние, 1955. – 68 с. : ил.
4. *Федоров, Б. Ф.* Новый технологический процесс распрессовки и запрессовки деталей / Б. Ф. Федоров // Тр. ИМИ. – Ижевск, 1959.
5. *Федоров, Б. Ф.* Сборка машин / Б. Ф. Федоров // Технология тяжелого машиностроения. – М. : Машиностроение, 1967.
6. *Бобровников, Г. А.* Расчет натягов для соединений, осуществляемых при низких температурах / Г. А. Бобровников, А. С. Зенкин // Вестн. машиностроения. – 1971. – № 4. – С. 55–57.
7. *Бежелукова, Е. Ф.* Расчет поправки на смятие и срез микронеровностей в соединении с натягом деталей при их продольной запрессовке / Е. Ф. Бежелукова, В. А. Белашев // Изв. вузов. – 1973. – № 10. – С. 31–34.
8. *Федоров, Б. Ф.* Сборка и демонтаж соединений с гарантированным натягом гидропрессовым методом / Б. Ф. Федоров, И. В. Абрамов // Вопросы совершенствования технологических процессов в машиностроении : сб. / ИМИ. – Вып. 2. – Ижевск, 1970.
9. *Серенсен, С. В.* Динамическая прочность в машиностроении / С. В. Серенсен, И. М. Тетельбаум, Н. И. Пригоровский. – 2-е изд. – М., 1945.
10. *Федоров, Б. Ф.* Усилия, возникающие при формировании соединений с натягом гидропрессовым методом / Б. Ф. Федоров, И. В. Абрамов // Вопросы совершенствования технологических процессов в машиностроении : сб. / ИМИ. – Вып. 2. – Ижевск, 1970.
11. *Башта, М. Т.* Машиностроительная гидравлика / М.Т. Башта. – М. : Машгиз, 1953.
12. *Жоховский, М. К.* Теория и расчет приборов с неуплотненным поршнем / М. К. Жоховский. – М. : Изд-во стандартов, 1965.
13. *Коровчинский, М. В.* Теоретические основы работы подшипников скольжения / М. В. Коровчинский. – М. : Машгиз, 1959.

14. *Зенкевич, О.* Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич ; пер. с англ. ; под ред. Б. Е. Победри. – М. : Мир, 1975. – 541 с.
15. *Сьярле, Ф.* Метод конечных элементов для эллиптических задач / Ф. Сьярле ; пер. с англ. ; под ред. Н. Н. Яненко. – М. : Мир, 1980. – 512 с.
16. *Абрамов, И. В.* К вопросу моделирования гидропрессовой сборки методом конечных элементов / И. В. Абрамов, А. В. Щенятский, Э. В. Соснович // Избранные ученые записки ИжГТУ. В 3 т. Т. 2. Моделирование технических объектов и систем. Приборостроение. Измерительная техника. Экономика. Системология. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 1998. – С. 37–41.
17. *Соснович, Э. В.* Определение технологических параметров гидропрессовой сборки с учетом механизма распространения масляной прослойки / Э. В. Соснович, А. В. Щенятский // Вестн. ИжГТУ. – Вып. 2. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 1998. – С. 22–23.
18. *Щенятский, А. В.* Исследование давления в смазочном слое в условиях гидропрессовой сборки соединений с натягом / А. В. Щенятский, И. В. Абрамов, Э. В. Соснович // Вестн. Ижев. гос. техн. ун-та. – 2001. – № 4. – С. 8–11.

УДК 678.046

*И. Е. Беневоленский*, доктор технических наук, профессор  
Ижевский государственный технический университет

## ИССЛЕДОВАНИЕ И ПРИМЕНЕНИЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПЛАСТМАСС ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА УЗЛОВ МАШИН

*В работе рассматриваются вопросы совершенствования конструкции и технологии изготовления металлопластмассовых конструкций. Дается комплексная оценка возможности применения полимерных композиционных материалов в качестве исполнительных поверхностей типовых узлов машин.*

### **Введение**

Служебные функции изделий определяются качественными характеристиками их исполнительных поверхностей. Традиционные конструктивно-технологические решения характеризуются низкой технологичностью, недостаточной жесткостью, большой материалоемкостью и номенклатурой деталей, высокой трудоемкостью производства машиностроительных изделий.

Одним из принципиально новых направлений в решении этих задач является применение пластмасс в качестве исполнительных поверхностей машин. Пластмасса одновременно выступает в роли компенсаторов погрешностей составляющих размерных цепей при сборке изделий [1]. В последние годы широко применяют изготовление металлопластмассовых конструкций, которые обладают значительными технико-экономическими преимуществами.

Технологический процесс изготовления таких конструкций заключается в следующем. Рабочие поверхности выполняют из композиционных полимерных материалов. При этом в результате адгезионных связей получается монолитная деталь с покрытием из композиционного полимера. Исполнительная поверхность имеет требуемые геометрические и качественные характеристики. Способ исключает методы предварительной и отделочной механической обработки.

Рассмотрим области применения композиционных полимерных материалов в машиностроительных изделиях в качестве их исполнительных поверхностей.

### **1. Металлопластмассовые карданные шарниры**