Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. XLVII, вып. 1, 1962 г.

О ВЛИЯНИИ ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ НА К. П. Д. ВИНТОВЫХ СООСНЫХ МЕХАНИЗМОВ

В. Д. Зиневич

Трехзвенные винтовые механизмы, преобразующие поступательное движение во вращательное, широко распространены благодаря компактности конструкции. Они используются в пневматических бурильных молотках и перфораторах, ежегодное производство которых для горнорудной и строительной промышленности только нашей страны насчитывает сотни тысяч единиц.

Развитие народного хозяйства выдвигает задачи увеличения производительности этого оборудования и повышения коэффициента полезного действия механизмов перфораторов.

Предельные отклонения формы и размеров деталей устанавливаются условиями сборки перфораторов. Однако перфораторы, собранные из подобных деталей, часто имеют невысокий механический коэффициент полезного действия. Поэтому в предлагаемой работе исследовано влияние погрешностей звеньев на зависимость к. п. д. от геометрических параметров винтового механизма. Предельные значения механического к. п. д. найдены в предположении, что максимум отвечает отсутствию погрешностей у звеньев поворотного механизма, а минимум — наличию предельно допустимых погрешностей.

На рис. 1 и 2 приведены схемы двух конструктивных исполнений поворотного механизма перфораторов. Звено *1* — корпус с неподвижным винтом (рис. 1) или с неподвижной гайкой (рис. 2). Звено *2* — поршень-ударник с гайкой (рис. 1) или с винтом (рис. 2). Поршень-ударник имеет шлицы для сопряжения со звеном *3* — поворотной шлицевой буксой, охватывающей ударник и свободно вращающейся в корпусе. Эта кинематическая цепь включается в действие с помощью храпового устройства (на схемах не показано) во время обратного хода поршня-ударника.

Максимальное значение к. п. д. При идеальном соприкосновении поверхностей звеньев в поворотном механизме возникают пары сил и потери на трение становятся минимальными (см. рис. 1, *а* и 2, *а*). Поршень-ударник подвергается действию только трех сил: P — равнодействующей давления воздуха и веса; P_1 — парных реакций на витках винтового сопряжения; P_4 — парных реакций на шлицах в сопряжении поршня-ударника с поворотной буксой. В цилиндрическом сопряжении поршня-ударника со стволом потерь на трение не должно быть, так как рассматриваемая система сил симметрична относительно оси поршня. Силы P_1 и P_4 действуют на плечах ρ_1 и ρ_2 относительно оси поршня (ось OX,

рис. 1 и 2). По отношению к плоскости ZOY эти силы направлены под углом $90° - \alpha + \varphi$ (α — угол подъема винтовой линии витка или шлица, для которого $\alpha = 90°$; φ — угол трения, $\varphi \approx 5°$)

Равновесие поршня-ударника можно выразить двумя уравнениями: равенством нулю проекций сил на ось OX и равенством нулю суммы моментов всех сил относительно той же оси

$$-P + 2P_1 \cos(\alpha - \varphi) + 2P_4 \sin\varphi = 0,$$
$$-2P_1\rho_1 \sin(\alpha - \varphi) + 2P_4\rho_2 \cos\varphi = 0, \qquad (1)$$

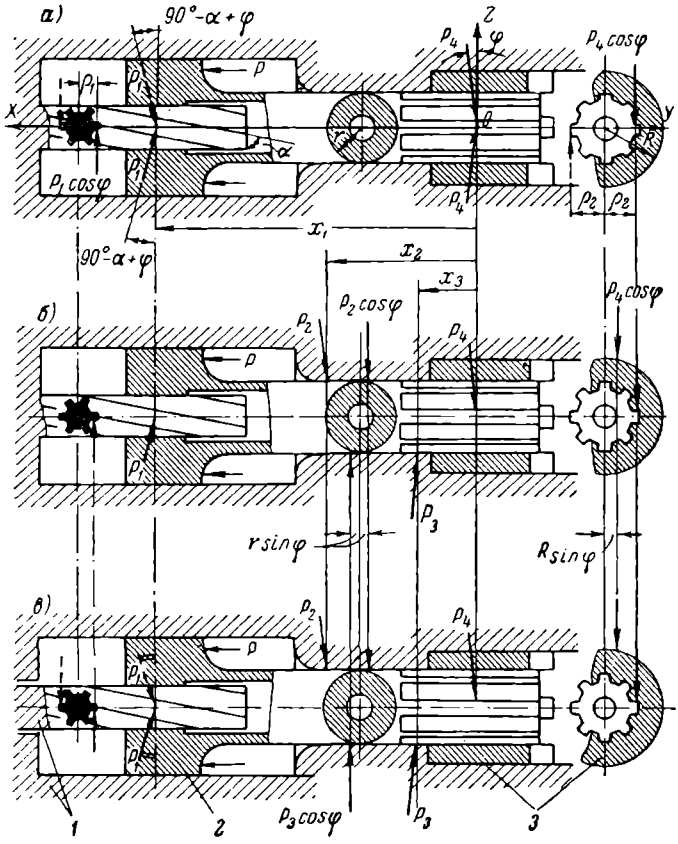


Рис. 1. Винтовой механизм поворота бура с застопоренным винтом *1*. Схемы сил, действующих на звено *2*, при изготовлении:

а — идеально точном; *б* — грубом, допускающем сборку механизма, но с перекосом звена *2*; *в* — допускающем центрирование винта *1* по отверстию в звене *2*

откуда следует

$$2P_4 = P \frac{\rho_1 \sin(\alpha - \varphi)}{\rho_1 \sin\varphi \sin(\alpha - \varphi) + \rho_2 \cos\varphi \cos(\alpha - \varphi)} \qquad (2)$$

Находим крутящий момент, переданный от поршня поворотной буксе

$$M_{\varphi_{max}} = 2P_4\rho_2 \cos\varphi = P \frac{\rho_2\rho_2 \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}{\rho_1 \operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + \rho_2} \qquad (3)$$

При отсутствии трения этот же крутящий момент

$$M_{0_{max}} = P \frac{\rho_1\rho_2 \sin\alpha}{\rho_2 \cos\alpha} = P\rho_1 \operatorname{tg}\alpha. \qquad (4)$$

Определим механический к. п. д. выразив его через отношение крутящих моментов, переданных от поршня поворотной буксе при наличии и при отсутствии трения в механизме,

$$\eta_{\max} = \frac{M_{\varphi_{\max}}}{M_{0_{\text{пр}}}} = \frac{\rho_2 \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}{[\rho_1 \operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + \rho_2] \operatorname{tg}\alpha}. \qquad (5)$$

Минимальное значение к. п. д. рассматриваемого механизма обусловлено такими погрешностями звеньев, при которых у собранного механизма войдут в контакт один виток винтовой пары и один шлиц шлицевой пары. Поршень будет по-прежнему испытывать осевое давление P_r

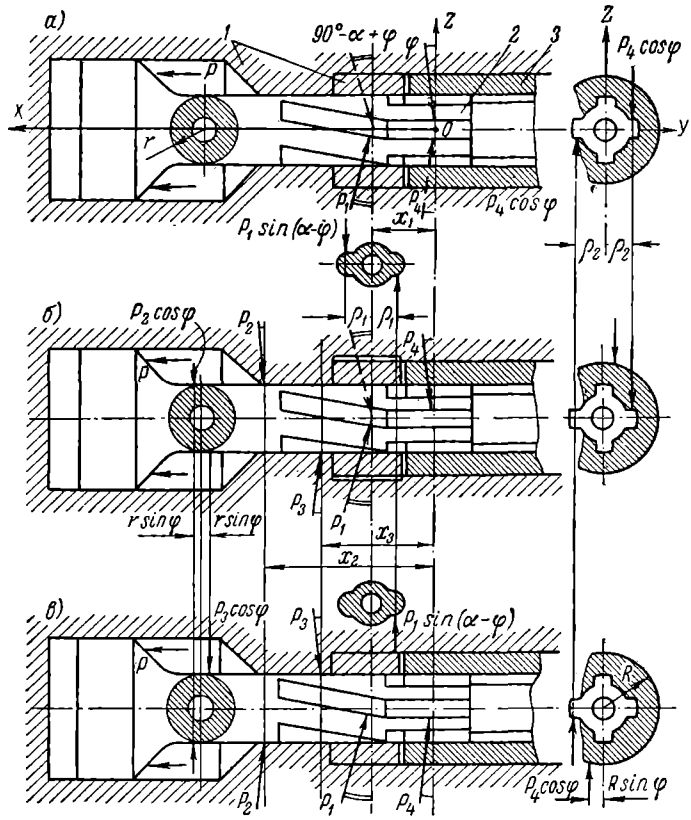


Рис. 2. Винтовой механизм поворота бура с застопоренной гайкой *1*. Схемы сил, действующих на звено *2* при изготовлении:

а — идеально точном; *б* — грубом, вызывающем перекос звена *2*; скающем центрирование гайки *1* по звену *2*

но вместо парных возникнут одиночные реакции P_1 и P_4. Для механизма с застопоренным винтом направление реакций показано на рис. 1, *б*, для механизма с неподвижной гайкой — на рис. 2, *б*. Силы P_1 и P_4 будут перекашивать поршень-ударник, в результате чего возникнут еще две реакции в цилиндрической направляющей — P_2 и P_3. Каждая из реакций из-за сил трения во вращательной паре действует на плече, равном радиусу круга трения $r\sin\varphi$, относительно оси вращения OX.

Допустим, что коэффициенты трения на поверхностях вращательной, винтовой и шлицевой пар одинаковы, а трение между торцовыми поверх-

ностями не учитывается, чтобы иметь расчетную схему, сопоставимую с принятой для вывода формулы максимального значения к. п. д.

Для системы сил, действующих на поршень-ударник, можно записать уравнения статики в виде равенства нулю суммы проекций всех сил на осях OX и OZ и суммы моментов тех же сил относительно осей OX и $OУ$ Получаются две системы четырех уравнений для механизма, представленного на рис. 1, *б* и 2, *б*.

$$\left.\begin{aligned} P - P_1\cos(\alpha-\varphi) - P_2\sin\varphi - P_3\sin\varphi - P_4\sin\varphi = 0 \\ P_1\sin(\alpha-\varphi) - P_2\cos\varphi + P_3\cos\varphi - P_4\sin\varphi = 0 \\ -P_1\sin(\alpha-\varphi)\rho_1 + P_2\cos\varphi r\sin\varphi + \\ - P_3\cos\varphi r\sin\varphi + P_4\cos\varphi\rho_2 = 0 \\ P_1\sin(\alpha-\varphi)x_1 - P_2\cos\varphi x_2 + P_3\cos\varphi x_3 = 0 \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

$$\left.\begin{aligned} P - P_1\cos(\alpha-\varphi) - P_2\sin\varphi - P_3\sin\varphi - P_4\sin\varphi = 0 \\ P_1\sin(\alpha-\varphi) + P_2\cos\varphi - P_3\cos\varphi + P_4\cos\varphi = 0 \\ -P_1\sin(\alpha-\varphi)\rho_1 + P_2\cos\varphi r\sin\varphi + \\ + P_3\cos\varphi r\sin\varphi + P_4\cos\varphi\rho_2 = 0 \\ P_1\sin(\alpha-\varphi)x_1 + P_2\cos\varphi x_2 - P_3\cos\varphi x_3 = 0 \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Каждая система уравнений содержит четыре неизвестных (P_1, P_2, P_3 и P_4) и позволяет определить давление на шлиц поворотной буксы P_4 в виде зависимости от геометрических параметров и давления P на поршень

$$P_4 = f(P,\ \rho_1,\ \rho_2,\ r,\ x_1,\ x_2,\ x_3).$$

Для решения системы уравнений (6) и (7) пользуемся правилом Крамера, составляя определители из коэффициентов при неизвестных и свободных членах, затем приводим определители четвертого порядка к определителям третьего порядка и раскрываем их по правилу диагоналей. После некоторого упрощения алгебраических выражений получаем для усилия на шлице механизма с неподвижным винтом.

$$P_4 = P\frac{\sin(\alpha-\varphi)\,[r\sin\varphi(2x_1 - x_2 - x_3) - \rho_1(x_2 - x_3)]}{\cos(\alpha-\varphi)\cos\varphi\,[x_3(\rho_2 - r\sin\varphi) - x_2(\rho_2 + r\sin\varphi)] -} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{-\sin(\alpha-\varphi)\sin\varphi\,[2\rho_1 x_1 + (2x_1 - x_2 - x_3)(\rho_2 - r\sin\varphi)]} \quad (8)$$

Таким же путем получаем формулу для усилия на шлице механизма неподвижной гайкой

$$P_4 = P\frac{\sin(\alpha-\varphi)\,[(x_3 + x_2 - 2x_1)\,r\sin\varphi - \rho_1(x_2 - x_3)]}{\cos(\alpha-\varphi)\,[(\rho_2 - r\sin\varphi)x_3 - (\rho_2 - r\sin\varphi)x_2]\cos\varphi +} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{+\sin(\alpha-\varphi)\sin\varphi\,[(\rho_2 - r\sin\varphi)(2x_1 - x_2 - x_3) - 2\rho_1 x_2]} \quad (9)$$

Найдем теперь крутящий момент, который может отдать поворотная букса, нагруженная усилием P_4. Между цилиндрическими поверхностями буксы и ствола возникает трение, создающее момент, равный $P_4\cos\varphi R\sin\varphi$, так что букса может отдать лишь крутящий момент

$$M_\varphi = P_4(\rho_2 - R\sin\varphi)\cos\varphi, \quad (10)$$

где P_4 определяется уравнениями (8) и (9).

Если бы трение отсутствовало ($\varphi = 0$), крутящий момент, определяемый уравнениями (8)—(10), получил бы следующее выражение через давление P и параметры механизма:

$$M_0 = P\rho_1\operatorname{tg}\alpha. \quad (11)$$

К. п. д. можно выразить отношением крутящих моментов поворотной буксы, вычисленных при наличии трения в механизме и отсутствии трения. Для механизма с неподвижным винтом (рис. 1, *б*) получаем таким путем минимальное значение к. п. д.

$$\eta_{в} = \frac{M_{\varphi}}{M_0} = \frac{\sin(\alpha - \varphi)\,[r \sin\varphi\,(2x_1 - x_2 - x_3) - \rho_1 \operatorname{tg}\alpha\,\{\cos\varphi\cos(\alpha-\varphi)\,[x_3(\rho_2 - r\sin\varphi) - x_2(\rho_2 + r\sin\varphi)] - \rightarrow}{\rightarrow - \rho_1(x_2 - x_3)]\,(\rho_2 - R\sin\varphi)\cos\varphi - \sin(\alpha-\varphi)\sin\varphi\,[2\rho_1 x_1 + (2x_1 - x_2 - x_3)(\rho_2 - r\sin\varphi)]\}} \quad (12)$$

Аналогично получаем минимальное значение к. п. д. для механизма с неподвижной гайкой (рис 2, *б*)

$$\eta_{г} = \frac{\sin(\alpha - \varphi)\,[(x_3 + x_2 - 2x_1)\,r\sin\varphi - \rho_1 \operatorname{tg}\alpha\,\{\cos\varphi\cos(\alpha-\varphi)\,[(\rho_2 - r\sin\varphi)x_3 - (\rho_2 + r\sin\varphi)x_2] + \rightarrow}{\rightarrow - \rho_1(x_2 - x_3)]\,(\rho_2 - R\sin\varphi)\cos\varphi + \sin(\alpha-\varphi)\sin\varphi\,[(\rho_2 - r\sin\varphi)(2x_1 - x_2 - x_3) - 2\rho_1 x_2]\}} \quad (13)$$

Минимальное значение к. п. д. при центрировании винтовой пары по нарезке. Для уменьшения влияния погрешностей изготовления звеньев, входящих в рассматриваемый механизм, на к. п. д. механизма можно использовать компенсацию погрешностей за счет зазора между корпусом и винтом (рис. 1, *в*) или за счет зазора между корпусом и гайкой (рис. 2, *в*). «Плавающая» посадка отмеченных звеньев в корпусе устранит асимметрию сил P_1, создающих крутящий момент на поршне-ударнике, и тем уменьшит реакции P_2 и P_3, связанные с потерями на трение. Практически необходимо знать, какой выигрыш в к. п. д. обеспечивается рациональным выбором посадки в корпусе для закрепленного (застопоренного) элемента винтовой пары. Для этого выведем формулу к. п. д. механизма, рассматривая равновесие поршня-ударника, находящегося под действием системы сил, показанных на рис. 1, *в*. Выбрав начало координат в центре поворотной буксы, получаем возможность одной и той же системой уравнений статики отразить условия равновесия поршня-ударника сразу для систем сил рис. 1, *в* и 2, *в*.

$$\left.\begin{aligned} P - 2P_1\cos(\alpha - \varphi) - P_2\sin\varphi - P_3\sin\varphi - P_4\sin\varphi = 0 \\ - P_2\cos\varphi + P_3\cos\varphi - P_4\cos\varphi = 0 \\ - 2P_1\sin(\alpha - \varphi)\rho_1 + P_2\cos\varphi r\sin\varphi + \\ + P_3\cos\varphi r\sin\varphi + P_4\cos\varphi\rho_2 = 0 \\ - P_2\cos\varphi x_2 + P_3\cos\varphi x_3 = 0. \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

В уравнениях пользуемся обозначениями, смысл которых ясен из рис. 1 и 2.

Эту систему решаем, пользуясь, как и раньше, правилом Крамера, относительно усилия P_4 на шлице поворотной буксы

$$P_4 = P\frac{\sin(\alpha - \varphi)\,\rho_1(x_3 - x_2)}{\cos(\alpha - \varphi)\,[(\rho_2 - r\sin\varphi)x_3 - (\rho_2 + r\sin\varphi)x_2]\cos\varphi - \sin(\alpha - \varphi)\sin\varphi\rho_1 x_2} \quad (15)$$

Полученное буксой усилие P_4 передается далее в форме крутящего момента M_{φ} по формуле (10)

Если бы трение отсутствовало, то крутящий момент имел бы значение, характеризуемое формулой (11). В результате определения к. п. д. по формулам (10), (11) и (15) получаем

$$\eta_{п} = \frac{\sin(\alpha - \varphi)\,\rho_1(x_3 - x_2)(\rho_2 - R\sin\varphi)\cos\varphi}{\rho_1 \operatorname{tg}\alpha\,\{\cos(\alpha - \varphi)\,[(\rho_2 - r\sin\varphi)x_3 - (\rho_2 + r\sin\varphi)x_2]\cos\varphi - \rightarrow}$$

$$\rightarrow \frac{}{- \sin(\alpha - \varphi)\sin\varphi\rho_1 x_2\}}. \quad (16)$$

Это и есть формула минимального значения к. п. д. винтового соосного механизма, изготовленного с погрешностями, допускаемыми условиями сборки, но с конструктивной особенностью, — «плавающая посадка» одного из элементов винтовой пары относительно корпуса.

Сравнение численных значений к. п. д., определяемых по выведенным формулам. В формулах (5), (12), (13) и (16) содержатся геометрические параметры трехзвенного винтового соосного механизма, от которых зависит к. п. д.,

$$\eta = \eta(r, R, \rho_1, \rho_2, x_1, x_2, x_3, d).$$

Чаще всего в качестве аргумента, определяющего изменение к. п. д., используется уголь подъема винтовой линии α: например, для наклонной плоскости и отдельно взятой винтовой пары. Приняв линейные геометрические параметры постоянными, выразим их в безразмерном виде по отношению к одному из них — радиусу шлицевого стержня r Для современных перфораторов характерны следующие относительные значения линейных геометрических параметров: а) когда механизм выполнен с застопоренным винтом (например, перфоратор ПРЗОЛ), $r = 1$; $R = 1{,}8$; $\rho_1 = 0{,}6$; $x_1 = 8$; $x_2 = 3{,}5$; $x_3 = 1{,}5$; б) когда механизм имеет застопоренную гайку (например, перфоратор фирмы «Атлас-Копко»), $r = 1$; $R = 2$; $\rho_1 = 1$; $x_1 = 1{,}3$; $x_2 = 3$; $x_3 = 2$. Принимаем угол $\varphi = 5°$

При этих значениях линейных параметров по формулам (5), (12), (13) и (16) построены графики на рис. 3. Они сходны с кривой зависимости к. п. д. винтовой пары от угла подъема винтовой линии.

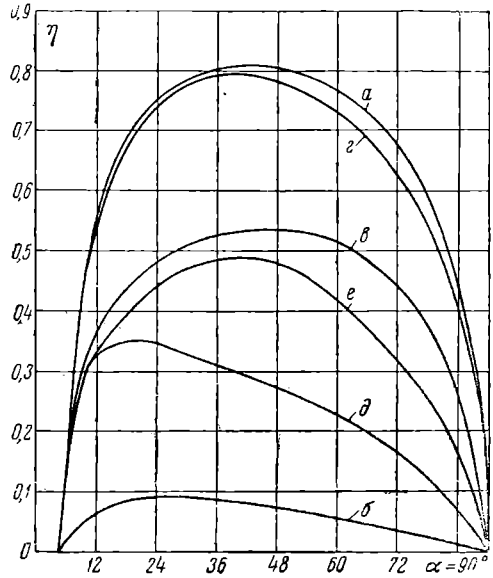


Рис. 3. Зависимость к. п. д. винтового механизма от угла подъема винтовой линии: *а, б, в* — для механизмов схемы рис. 1; *г, д, е* — для механизмов схемы рис. 2

Максимальные значения к. п. д., подсчитанные по формуле (5) для механизмов, собранных из деталей, не имеющих никаких погрешностей, оказались весьма близкими при застопоренном винте и застопоренной гайке. Меньшее значение к. п. д. у механизма с неподвижной гайкой обусловлено большей величиной ρ_1 — радиуса винтового сопряжения. Физическая основа этого влияния состоит в следующем: на витках винтовой пары под действием осевого давления P, уменьшенного на величину силы трения в шлицевой паре, возникают парные силы P_1, создающие крутящий момент; силы в шлицевой паре, а следовательно, и трение тем меньше, чем меньше радиус винтовой пары; поэтому потери на трение в механизме уменьшаются с уменьшением радиуса винтового сопряжения.

Предельные погрешности деталей механизма, допускаемые условиями собираемости сопряжений, в разной мере вызывают понижение к. п. д. у механизмов с застопоренным винтом и с застопоренной гайкой: у первых к. п. д. в четыре-пять раз ниже, чем у вторых. Однако и у механизмов с застопоренной гайкой к. п. д. под влиянием погрешностей сни-

жается примерно в пять раз против максимально возможного, достигаемого при полном отсутствии погрешностей изготовления и сборки. Очень низкие значения к. п. д. у механизма с застопоренным винтом связаны с тем, что поршень-ударник выдвигается из своей цилиндрической направляющей и увеличивает плечо усилия P_1 винтовой пары, вследствие чего возрастают давление и трение в цилиндрических направляющих. Это плечо при движении поршня-ударника изменяется, и в соответствии с ним изменяется и к. п. д. механизма с застопоренным винтом.

Значения к. п. д. для трехзвенного винтового механизма, собранного из деталей, имеющих погрешности:

$\frac{x_1}{\rho_2}$	5	6	6,5	7	7,5	8	9,35
$\eta_в$	0,0670	0,0407	0,0303	0,0237	0,0171	0,0115	0,0

Этот механизм выполнен с застопоренным винтом и углом подъема винтовой нарезки $\alpha = 85°$ Остальные параметры были приняты:

$$r = 1;\ R = 1{,}8;\ \rho_1 = 0{,}6;\ x_2 = 3{,}5;\ x_3 = 1{,}5;\ \rho_2 = 1.$$

Как следует из приведенных значений к. п. д., при большом ходе поршня-ударника $\left(\frac{x_1}{\rho_2} \geqslant 9{,}35\right)$ возможно даже заклинивание механизма.

Такое конструктивное мероприятие, как «плавающая» посадка одного из элементов винтовой пары, при которой облегчается центрирование винтового сопряжения, может повысить минимальное значение к. п. д. При этом к. п. д. механизма с застопоренным винтом начинает превышать к. п. д. механизма с застопоренной гайкой более чем в полтора раза, несмотря на наличие погрешностей изготовления и сборки. Этот эффект вызван отмеченным выше влиянием на к. п. д. винтового соосного механизма относительной величины радиуса винтового сопряжения: с уменьшением радиуса винтового сопряжения уменьшаются силы, действующие в шлицевом и гладком цилиндрическом сопряжениях, вследствие чего уменьшаются потери на трение по механизму в целом.

Выводы

1. Погрешности изготовления и сборки трехзвенных винтовых соосных механизмов вызывают асимметричное распределение давлений в винтовой и шлицевой парах, а также перекос стержня в цилиндрическом сопряжении с корпусом, вследствие чего возникают настолько значительные силы трения, что механический к. п. д. может понизиться более чем в пять раз.

2. Для определения к. п. д. трехзвенных соосных механизмов выведены формулы, позволяющие установить предельные значения к. п. д. в функции геометрических параметров механизма, когда погрешности изготовления и сборки равны нулю и когда эти погрешности достигают максимума, допускаемого условиями собираемости. Формулы выводились в предположении, что звенья абсолютно жестки. Упругие деформации звеньев в реальных механизмах будут уменьшать асимметрию распределения давлений в винтовой и шлицевой парах и тем способствовать увеличению действительного к. п. д. относительно его нижнего предела, найденного по формулам (12), (13) и (16). Однако сборка механизма в производственных условиях может происходить и при наличии погрешностей, превосходящих пределы, допускаемые условиями собираемости механизма, за счет дополнительных деформаций в процессе

сборки. Такие деформации будут связаны с дополнительными давлениями и потерями на трение в сопряжениях, которые не учитывались при выводе формул.

Для рассмотренных винтовых механизмов, собранных с наиболее вероятными — средними погрешностями, наиболее вероятное значение к. п. д. будет, очевидно, средним между максимальным (5) и одним из минимальных (12), (13) или (16), соответствующих конкретной конструкции механизма.

3. Существенное повышение нижней границы к. п. д. винтовых соосных механизмов может быть достигнуто за счет компенсации погрешностей изготовления и сборки с помощью «плавающей» посадки в корпусе одного из элементов, образующих винтовую пару. Для определения нижней границы к. п. д. таких механизмов выведена формула (16). Расчеты показали, что при компенсации погрешностей только в винтовой паре к. п. д. увеличивается в два-три раза.

4. Из двух рассмотренных вариантов выполнения механизмов поворота бура у перфораторов более высоким к. п. д. обладает механизм с застопоренным винтом винтовой пары. Однако этот механизм настолько чувствителен к неточностям изготовления, что практически нельзя ожидать стабильных показателей у партии перфораторов непосредственно после сборки.

5. Более глубокий анализ передачи энергии винтовыми механизмами обязывает увязывать вопросы теории механизмов и машин с вопросами точности изготовления и сборки этих механизмов.