Используя результаты экспериментальных исследований, уравнение (3.30) приводится к виду

$$Q_{\text{р}} = \frac{E_{\text{уп}} \cdot \varepsilon}{1-\varepsilon}(1-1{,}1\rho_{\text{з}})K_1K_2 + C_{\text{пер}} \cdot \left(p - 0{,}36E_{\text{уп}} \cdot \rho_{\text{з}}K_3\right), \quad (3.31)$$

где $\rho_{\text{з}}$ – коэффициент зазора, величина которого определяется как $\rho_{\text{з}} = V_{\text{к}}/V_{\text{пр}}$, $V_{\text{к}}$ – величина свободного объема между прокладкой в сжатом состоянии и стенкой канавки со стороны, противоположной действию давления уплотняемой среды;

$V_{\text{пр}}$ – объем прокладки.

Новые синтетические материалы для прокладок (фторопласт, капрон, полиэтилен, полиамидные смолы и др.), обеспечивающие по сравнению с резиной повышенную долговечность уплотнительных прокладок и меньшую чувствительность к колебаниям температуры, применяются наряду с резиной в качестве материала для уплотнений.

4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ

Повышение производительности агрегатов технологического оборудования требует сокращения времени рабочих операций, выполняемых гидроприводом, поэтому гидропривод должен максимально повысить скорость движения исполнительных механизмов (гидромоторов или гидроцилиндров) при одновременном ограничении допустимых ускорений (перегрузок), действующих на груз в процессе рабочих операций. Однако эта задача является противоречивой, так как повышение скорости движения создает ухудшение условий для обеспечения плавного подъема или перемещения груза. При обосновании оптимального значения скорости движения груза необходимо учитывать характер динамических процессов гидропривода, поскольку ускорения при неустановившемся движении зависят от установившихся скоростей. Следовательно, уже на стадии проектирования важно определить параметры переходных про-

цессов, оценить устойчивость гидропривода и определить влияние на устойчивость и динамические качества гидропривода его отдельных конструктивных параметров, что и решается с помощью динамического расчета гидропривода.

Рассмотрим влияние силы трения и утечек в уплотнениях подвижных соединений на динамику силового гидроцилиндра.

Динамические процессы, протекающие в силовом гидроцилиндре, могут быть описаны уравнением неразрывности потока рабочей жидкости

$$\frac{dx}{dt}D^2 + Q_{сж} + Q_{ут} = Q_{н} \qquad (4.1)$$

и уравнением действующих на поршень сил

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + |F_{тр}|sign\frac{dx}{dt} + F(t) = \Delta pD_x^2, \qquad (4.2)$$

где x – текущая координата поршня;

t – время;

D_x – номинальный характерный размер гидроцилиндра; согласно теории подобия объемных гидравлических машин каждый образец силового гидроцилиндра определяется размером $D = \sqrt{S}$ (S – активная площадь поршня, получаемая для каждой конструктивной схемы с помощью элементарного гидростатического расчета), размером эквивалентного по потерям зазора δ, а также тремя показателями режима работы: скоростью перемещения поршня $v = \frac{dx}{dt}$, перепадом давления на поршне Δp и динамической вязкостью рабочей жидкости в зазоре $\upsilon_{д}$;

$Q_{сж}, Q_{ут}$ – потери расхода на сжатие и утечки рабочей жидкости;

$Q_{н}$ – массовый расход рабочей жидкости, поступающей в нагнетательную полость гидроцилиндра в единицу времени;

m – масса подвижных частей гидроцилиндра с нагрузкой, приведенная к поршню;

$|F_{тр}|sign\frac{dx}{dt}$ – нелинейная характеристика сил трения в уплотнениях гидроцилиндра;

$F(t)$ – внешние силы, приложенные к поршню;

Δp – перепад давления между нагнетательной и сливной полостями гидроцилиндра.

При этом

$$Q_{сж} = \frac{W}{x_{пр}}\frac{dp}{dt}, \quad (4.3)$$

где W – объем сжимаемой жидкости;

$x_{пр}$ – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости.

Полагая поток утечек рабочей жидкости через эквивалентный зазор ламинарным, утечки вычисляются по формуле

$$Q_{ут} = K_{у}\frac{\Delta p}{\upsilon_{д}}\delta^3 = C_{у}D_x^3, \quad (4.4)$$

где $K_{у}$ – коэффициент потерь на утечки;

$\upsilon_{д}$ – динамическая вязкость рабочей жидкости в зазоре δ;

$C_{у} = K_{у}\left(\frac{\delta}{D}\right)^3$ – укрупненный коэффициент потерь на утечки.

Потери на трение в уплотнениях силового гидроцилиндра определяются по формуле

$$|F_{тр}|sign\frac{dx}{dt} = C_f\Delta pD_x^2 + \upsilon_{д}C_bD_x\frac{dx}{dt}, \quad (4.5)$$

где C_f – коэффициент потерь на граничное трение;

C_b – укрупненный коэффициент потерь на вязкое трение.

Установлено, что коэффициенты $C_{у}$, C_f, C_b, которые называются также коэффициентами демпфирования, постоянны вблизи оптимальных по КПД режимов работы гидроцилиндра. Эта область

на универсальной (топографической) характеристике гидроцилиндра называется областью квазилинейного режима работы гидроцилиндра.

Индикаторная мощность и потери мощности в гидроцилиндре в долях индикаторной мощности определяются следующими выражениями:

индикаторная мощность гидроцилиндра

$$N_i = \Delta p D_x^2 \frac{dx}{dt}; \tag{4.6}$$

потери мощности на утечки

$$N_{\text{у}} = Q_{\text{ут}} \Delta p = C_{\text{у}} D^3 \frac{\Delta p^2}{\mu} = C_{\text{у}} \frac{N_i}{\delta}, \tag{4.7}$$

где $\delta = \dfrac{\upsilon_{\text{д}} \dfrac{dx}{dt}}{Dx\Delta p}$ – безразмерный параметр, представляющий собой критерий, оценивающий характер потока в узкой щели. Параметр δ называют также критерием изогональности, потому что если в двух геометрически подобных по номинальным размерам гидромашинах значения δ окажутся одинаковыми, то в эквивалентных зазорах этих гидромашин суммарные профили скоростей потоков фрикционного и просачивания окажутся подобными.

Сжатие рабочей жидкости влияет на величину ее объема, проходящего через гидроцилиндр, однако потери мощности на сжатие до давления 32,0 МПа практически равны нулю.

Потери мощности, обусловленные граничным трением,

$$N_f = F_f \frac{dx}{dt} = C_f \Delta p D_x^2 \frac{dx}{dt} = C_f N_i. \tag{4.8}$$

Потери мощности, обусловленные вязким трением,

$$N_b = F_b \frac{dx}{dt} = C_b \upsilon_{\text{д}} Dx \frac{dx}{dt} \frac{dx}{dt} = C_b \delta N_i. \tag{4.9}$$

Для установившегося (статического $\frac{dx}{dt} = v = const$) режима работы гидроцилиндра его объемный $\eta_{\text{о}}$, механический $\eta_{м}$ и полный η КПД определяются выражениями

$$\eta_{\text{о}} = 1 - \frac{N_{\text{у}}}{N_i + N_{\text{у}}} = \frac{1}{1 + \frac{C_{\text{у}}}{\sigma}}, \tag{4.10}$$

$$\eta_{м} = 1 - \frac{N_f + N_b}{N_i} = 1 - C_f - C_b\sigma, \tag{4.11}$$

$$\eta = \frac{N_i - N_f - N_b}{N_i + N_{\text{у}}} = \frac{1 - C_f - C_b\sigma}{1 + \frac{C_{\text{у}}}{\sigma}}. \tag{4.12}$$

В области квазилинейного режима работы гидроцилиндра выражение (4.12) полного КПД гидроцилиндра является функцией одного безразмерного коэффициента σ, при некотором значении которого $\sigma = \sigma^*$ КПД η принимает наибольшее значение.

Значение σ^* определяем, взяв производную от η в выражении (4.12) по σ и приравняв ее нулю

$$\sigma^* = C_{\text{у}}\left(\sqrt{\frac{1 - C_f}{C_{\text{у}}C_b} + 1} - 1\right). \tag{4.13}$$

Поскольку для лучших образцов гидроцилиндров значение под корнем в выражении (4.13) достигает 1000 и более, то можно пользоваться приближенным значением σ^*, получаемым отбрасыванием единиц под радикалом и вне радикала

$$\sigma^{**} = \sqrt{\frac{C_{\text{у}}}{C_b}(1 - C_f)}. \tag{4.14}$$

В паспортных данных завод-изготовитель гидроцилиндров часто приводит значения η^* и $\eta_{\text{о}}{}^*$, относящиеся к номинальному (оп-

тимальному) режиму работы, значение σ^* для этого же режима работы определяется как $\sigma^* = \dfrac{\upsilon_д^* v^*}{D_x \Delta p^*}$, поэтому значения $C_у$, C_f, C_b могут быть определены из выражений (4.12), (4.13), (4.14):

$$\eta_о{}^* = \frac{1}{1+\dfrac{C_у}{\sigma^*}}; \tag{4.15}$$

$$\eta^* = \frac{1-C_f-C_b\sigma^*}{1+\dfrac{C_у}{\sigma^*}}; \tag{4.16}$$

$$\sigma^* = \sqrt{\frac{C_у}{C_b}(1-C_f)}. \tag{4.17}$$

Из выражения (4.15)

$$C_у = \sigma^*\left(\frac{1}{\eta_о{}^*}\right). \tag{4.18}$$

Исключив из выражений (4.12) и (4.13) C_b, получим

$$C_f = 1-\frac{\eta^* + C_у}{\sigma^* - C_у}. \tag{4.19}$$

Из выражения (4.17) находим

$$C_b = \frac{C_у(1-f)}{\left(\sigma^*\right)^2}. \tag{4.20}$$

Полученные формулы применимы для расчета коэффициенов потерь $C_у$, C_f, C_b силовых гидроцилиндров в квазилинейном режиме работы.