

УДК 621.225.4

ЗНАЧЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ТОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ ПОРШНЕВОЙ ПАРЫ АКСИАЛЬНЫХ РОТОРНО-ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Г. С. КУЛЬГЕЙКО, М. П. КУЛЬГЕЙКО

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Ключевые слова: гидравлический привод, аксиально-поршневая машина, утечки жидкости, поршневая пара, функциональная точность.

Введение

Гидравлический привод находит все более широкое применение во всех отраслях народного хозяйства, в том числе в различных отраслях машиностроения. Широкое внедрение гидропередатчиков вызвано их преимуществами перед другими типами передатчиков: широкий диапазон бесступенчатого регулирования скоростей рабочих органов, малая инерционность, малый удельный вес на единицу мощности, высокий КПД, способность воспринимать значительные нагрузки. Одним из основных элементов гидравлического привода является насос, от надежности и долговечности работы которого во многом зависит работоспособность всего гидропривода.

В настоящее время в машиностроении большое распространение получили гидромашины объемного типа, в том числе поршневые насосы и, прежде всего, аксиально-поршневые. Аксиально-поршневые насосы отличаются компактностью, высоким КПД при высоких давлениях, большими числами оборотов, сравнительно малой инерционностью, большой энергоемкостью на единицу веса и простотой конструкции. Их самому широкому распространению способствовали такие качества, как высокие характеристики по массе и габаритным размерам, компактность, незначительные потери мощности и малая величина момента инерции вращающихся масс [1]–[3].

Одним из путей повышения эксплуатационных характеристик поршневых машин является определение оптимальных зазоров в парах трения, в частности, между поршнями и отверстиями в блоке цилиндров. Величина конструктивного зазора между поршнем и корпусом выбирается из двух взаимно противоречивых требований [2], [4]: обеспечение минимальной величины силы трения, малых утечек и высокого КПД.

Утечки жидкости через зазор между поршнем и цилиндром наряду с утечками через систему распределения, сферический шарнир поршня и гидростатический башмак относятся к непосредственным наружным утечкам. Они зависят от величины давления нагнетания, влияют на коэффициент подачи и в различных видах аксиально-поршневых гидромашин оказывают различную роль на их характеристики [2]. Величина утечки жидкости через зазоры зависит от температуры жидкости, обратно пропорциональна ее вязкости и прямо пропорциональна величине перепада давления.

Наименьшая величина зазора зависит от коэффициента линейного расширения материалов блока цилиндров и поршня, диапазона рабочих температур, точности изготовления сопряженных поверхностей, рабочей жидкости. Однако уменьшение зазора может привести к заклиниванию поршней в отверстиях блока цилиндров при изменении температурного режима эксплуатации гидропривода [5].

Таким образом, существенное значение для работы поршней насоса имеют температурные изменения размеров сопряженных деталей: сильное нагревание поршней при малых зазорах может вызвать резкое уменьшение зазоров и заедание; значительное увеличение зазоров вызывает резкое возрастание утечки жидкости и ухудшение работы гидропривода. Кроме того, ситуация осложняется тем, что поршень нагревается сильнее, чем цилиндр, и зачастую они изготавливаются из различных материалов с неодинаковым коэффициентом линейного расширения. Применение различных материалов объясняется стремлением уменьшить величину износа пары трения. В связи с вышеизложенным определение оптимальных зазоров представляет неоднозначную противоречивую задачу, решению которой посвящена данная работа.

Целью работы является установление зависимостей для определения функциональных геометрических параметров поршневой пары аксиально-поршневых гидромашин.

Основная часть

Повышение качества гидромашин может быть обеспечено не только совершенствованием их конструкций, применением новых технологических процессов и материалов, но также путем использования принципов функциональной взаимозаменяемости. Функциональная взаимозаменяемость способствует получению стабильных значений выходных параметров машин.

В современных технологиях размерной обработки осуществляется переход от размерной стандартизации к функциональному нормированию по выполнению изделием определенных функций в зависимости от точности функциональных параметров [6]. Для выполнения служебного назначения изделия в работоспособном состоянии определяют функциональные границы параметров, разность между которыми определяет функциональный допуск. Нормирование точности проводится по величине этого допуска с последующим распределением его от верхнего уровня (изделие) до конечной детали нижнего уровня [6].

В машиностроении современное понятие о точности рассматривается в четырех аспектах: функциональном, конструкторском, технологическом и метрологическом [7]. Соответственно, различают функциональные, конструкторские и технологические допуски. Функциональные допуски устанавливают, исходя из надежного функционирования машины в соответствии с функциональными границами параметров.

Функциональный допуск T_{ϕ} равен разности между наибольшим L_{ϕ}^{\max} и наименьшим L_{ϕ}^{\min} допустимыми значениями параметра, определенными с учетом допустимого изменения эксплуатационных показателей машины, т. е. допустимых функциональных отклонений. В функциональный допуск T_{ϕ} входят эксплуатационный $T_{\text{эк}}$ и конструкторский $T_{\text{к}}$ допуски [8]. Эксплуатационный допуск характеризует запас точности, обеспечивающий сохранение требуемых функциональных свойств изделия в процессе эксплуатации. Конструкторский допуск учитывает погрешности изготовления деталей, соединения и изделия в целом.

Конструкторский аспект точности связан с реализацией функционального аспекта [7], т. е. с определением точности геометрических форм деталей и их взаимного расположения. Так, в данном случае гидравлическая схема – функциональный аспект, гидропривод, реализующий эту схему, – конструкторский аспект. Конструкторские допуски также связаны с функциональным (служебным) назначением машины и условиями ее работы. Их устанавливают на основе анализа работы машины с учетом затрат на ее изготовление и последующую эксплуатацию.

Допуски на промежуточные размеры, возникающие в ходе технологического процесса, называются технологическими. Они связаны с возникающими погрешностями и имеют множество значений в соответствии с построением конкретного технологического процесса изготовления деталей.

Метрологический аспект точности связан с решением задачи максимального приближения оценочного значения параметра его действительному значению. Это требует непрерывного совершенствования методов и средств контроля вплоть до наноразмерного уровня.

На рис. 1 представлена схема расположения допусков для отдельной поверхности (размера) детали, исходя из функционального аспекта точности.

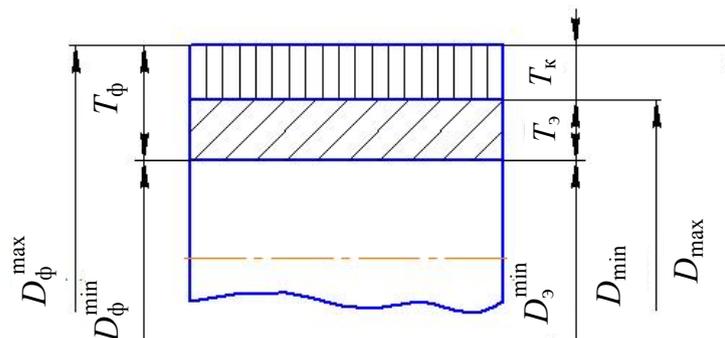


Рис. 1. Схема расположения полей допусков охватываемой детали

Конструкторский допуск T_k характеризует точность номинального размера детали и равен разности между наибольшим D_{\max} и наименьшим D_{\min} размерами детали в соответствии с конструкторским чертежом, т. е. это эталонное значение точности размера детали. Конструкторский допуск включает погрешности изготовления деталей, а в случае сопрягаемой поверхности, кроме того, учитывает погрешности сборки соединений, их регулировки, а также компенсирует прочие погрешности. Конструкторские допуски также соответствуют функциональному (служебному) назначению поверхности детали, назначению собственно детали и условиям ее работы. Устанавливают их на основе анализа работы машины с учетом затрат на ее изготовление и последующую эксплуатацию. При этом также принимаются во внимание показатели технологичности машины, соединения и собственно детали, т. е. анализируется экономичность достижения заданной точности в процессе изготовления детали. В этом смысле существует относительная взаимосвязь конструкторских допусков с технологическими допусками.

Эксплуатационный допуск $T_э$ обеспечивает сохранение требуемых функциональных свойств в условиях возможных изменений, происходящих в машине в процессе эксплуатации, а следовательно, связан с изменением точности деталей и соединений. Например, он может учитывать температурные деформации деталей, износ поверхностей и т. п. В общем случае явления, лежащие в основе формирования эксплуатационного допуска, оказывают различное влияние на его величину как по абсолютному значению, так и по направлению.

Для охватываемых деталей максимальный функциональный размер D_{ϕ}^{\max} равен максимальному конструкторскому размеру D_{\max} . Минимальный функциональный размер D_{ϕ}^{\min} соответствует минимальному эксплуатационному размеру D_3^{\min} . При выходе размера за пределы D_3^{\min} соответствующая деталь (соединение) переходит

в состояние, при котором изделие не способно выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией, т. е. теряет свою работоспособность.

На рис. 2 представлена схема расположения допусков поршневой пары аксиально-поршневой гидромашины. Функциональный допуск каждого элемента пары равен сумме конструкторского T_k и эксплуатационного T_s допусков:

$$T_\phi = T_k + T_s = T_k + T_t + T_p, \quad (1)$$

где T_t – допуск температурной деформации элемента; T_p – допуск на деформацию элемента в результате перепада давления.

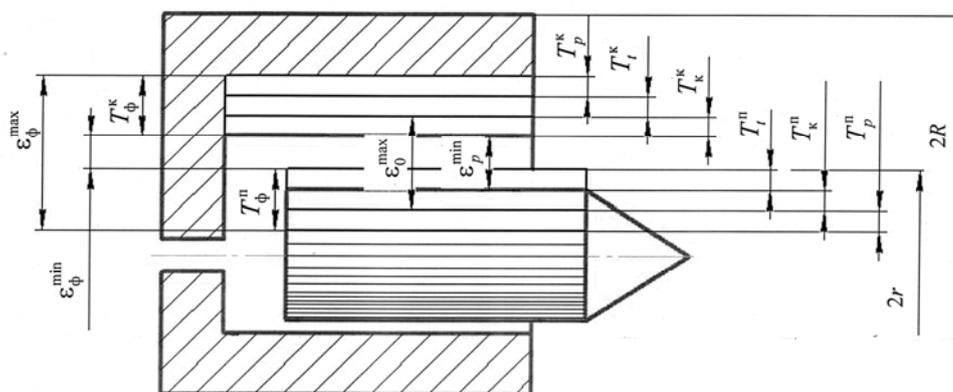


Рис. 2. Схема расположения допусков поршневой пары аксиально-поршневой гидромашины

Начальный зазор ε_0 в поршневой паре определяется в нерабочем состоянии гидромашины. Он формируется конструктивной точностью сопряжения и может принимать значения от ε_0^{\min} до ε_0^{\max} в пределах конструкторских допусков. Функциональные зазоры ε_ϕ образуются в процессе эксплуатации гидромашины. В результате температурной деформации в зависимости от материала элементов поршневой пары [9] минимальный функциональный зазор ε_ϕ^{\min} может быть как больше, так и меньше первоначального конструктивного зазора ε_0^{\min} . Увеличение зазора в связи с перепадом давления следует учитывать при больших давлениях рабочей жидкости в гидросистеме, до 100 МПа и больше [10].

Таким образом, радиальный зазор в поршневой паре аксиально-поршневой гидромашины с учетом изменения давления и температуры можно определить по формуле

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon_t + \Delta\varepsilon_p, \quad (2)$$

где ε_0 – конструктивный зазор, исходя из конструкторской точности сопряжения; $\Delta\varepsilon_t$ и $\Delta\varepsilon_p$ – изменение зазора в зависимости от температуры и давления рабочей жидкости, соответственно.

Изменение зазора в связи с нагревом элементов поршневой пары [11] можно определить по формуле

$$\Delta\varepsilon_t = d[\beta(t_k - t_0) - \alpha(t_n - t_0)], \quad (3)$$

где d – диаметр поршня; β и α – коэффициенты температурного расширения материала корпуса (гильзы) и поршня; t_k и t_n – средние температуры корпуса и поршня; t_0 – первоначальная исходная температура, при которой был получен конструктивный зазор по конструкторским допускам T_k^k и T_k^n .

Так как имеются сложности при определении средних температур t_k и t_n , расчет изменения зазора $\Delta\varepsilon_t$ можно вести по упрощенной формуле

$$\Delta\varepsilon_t = d\Delta\alpha\Delta t, \quad (4)$$

где $\Delta\alpha = \alpha_k - \alpha_n$ – разность коэффициентов линейного расширения материалов сопряженных деталей корпуса (α_k) и поршня (α_n), значения которых относятся к средней температуре $+20$ °С; $\Delta t = t - t_0$ – разность между температурой материала сопряженных деталей ($t_k = t_n = t$, т. е. медленное нагревание или охлаждение) и исходной (начальной) температурой.

Изменение зазора в поршневой паре от действия давления рабочей жидкости можно определить аналогично определению зазора цилиндрической щели [10]:

$$\Delta\varepsilon_p = \frac{pr}{E_k} \left(\mu_k + \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \right) + \frac{pr}{E_n} (1 - \mu_n), \quad (5)$$

где p – давление рабочей жидкости; r и R – соответственно, наружные радиусы поршня и корпуса (гильзы) гидромашин; E_k , E_n , μ_k , μ_n – модули упругости и коэффициенты Пуассона материала корпуса (гильзы) и поршня, соответственно.

Подставляя (4) и (5) в формулу (2), получим выражение для определения функционального зазора поршневой пары:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + 2r\Delta\alpha\Delta t + \frac{pr}{E_k} \left(\mu_k + \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \right) + \frac{pr}{E_n} (1 - \mu_n). \quad (6)$$

Тогда каноническая формула [12] определения удельных утечек на единицу ширины зазора примет вид:

$$Q' = \frac{\Delta p \varepsilon^3}{12\mu l}, \quad (7)$$

где Δp – перепад давлений; μ – абсолютная вязкость жидкости; l – длина зазора (рабочей части поршня).

Так как полная ширина зазора равна πd , где d – диаметр зазора (поршня), то утечки жидкости через зазор между поршнем и цилиндром можно определить по формуле

$$Q = \frac{\pi \Delta p \varepsilon^3 d}{12\mu l}. \quad (8)$$

Расчет допусков на основные геометрические параметры в выражении (8) можно выполнить в соответствии с методикой [13], которая предполагает, что, если между выходными параметрами какого-либо соединения y и его размерами x_1, x_2, \dots, x_n имеется аналитическая зависимость вида $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, и она, дифференцируемая

до n -го порядка для всех значений аргументов x_1, x_2, \dots, x_n в промежутках $z_1 \pm \delta_1, z_2 \pm \delta_2, \dots, z_n \pm \delta_n$, где z_1, z_2, \dots, z_n – частные значения аргументов, соответствующие рассматриваемым характеристикам, то допуск на величину y определится из выражения

$$\delta y = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1}\right)_{x_1=z_1}^2 \delta_1 k_1^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}\right)_{x_2=z_2}^2 \delta_2 k_2^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n}\right)_{x_n=z_n}^2 \delta_n k_n^2}, \quad (9)$$

где $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ – соответствующие допуски на величины x_1, x_2, \dots, x_n ; k_1, k_2, \dots, k_n – коэффициенты рассеяния, значения которых определяются законами распределения величин x_1, x_2, \dots, x_n .

Определим частные производные от выражения (8) для утечек жидкости по функциональным геометрическим параметрам.

По диаметру поршня:

$$\frac{\partial Q}{\partial d} = \frac{\pi \Delta p \varepsilon^3}{12 \mu l}. \quad (10)$$

По зазору в поршневой паре:

$$\frac{\partial Q}{\partial \varepsilon} = \frac{\pi \Delta p \varepsilon^2 d}{4 \mu l}. \quad (11)$$

По длине рабочей части поршня:

$$\frac{\partial Q}{\partial l} = -\frac{\pi \Delta p \varepsilon^3 d}{12 \mu l^2}. \quad (12)$$

Тогда воспользовавшись равенством (9) и считая $k_1 = k_2 = \dots = k_n = 1$, в общем случае можно записать:

$$\delta Q = \sqrt{\left(\frac{\partial Q}{\partial d}\right)^2 \delta^2 d + \left(\frac{\partial Q}{\partial \varepsilon}\right)^2 \delta^2 \varepsilon + \left(\frac{\partial Q}{\partial l}\right)^2 \delta^2 l}. \quad (13)$$

Из уравнения (13) при $\delta \varepsilon = \delta l = 0$ с использованием равенства (10) получим:

$$\delta d = \frac{12 \mu l \delta Q}{\pi \Delta p \varepsilon^3}. \quad (14)$$

При $\delta d = \delta l = 0$ с использованием равенства (11):

$$\delta \varepsilon = \frac{4 \mu l \delta Q}{\pi \Delta p \varepsilon^2 d}. \quad (15)$$

При $\delta d = \delta \varepsilon = 0$ с использованием равенства (12):

$$\delta l = -\frac{12 \mu l^2 \delta Q}{\pi \Delta p \varepsilon^3 d}. \quad (16)$$

Таким образом, полученные выражения (14)–(16) позволяют определить допуски на основные функциональные геометрические параметры поршневой пары.

Заключение

На основе принципов функциональной взаимозаменяемости, исходя из функциональных допусков, установлено выражение для определения радиального зазора в поршневой паре аксиально-поршневой машины. Представленное выражение получено с учетом начального конструкторского допуска и эксплуатационных допусков на изменение зазора в зависимости от температуры в соединении и давления рабочей жидкости. Из уравнения для учета утечек жидкости выведены выражения для определения допусков на основные функциональные геометрические параметры поршневой пары.

Применение принципов функциональной взаимозаменяемости при проектировании и изготовлении основных элементов поршневой пары позволит обоснованно подойти к назначению допусков на основные геометрические параметры, оценить правильность назначения допусков, выявить технологические возможности взаимозаменяемости и повышения стабильности работы соединения.

Литература

1. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. – М. : Машиностроение, 2008. – 640 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. – М. : Альянс, 2010. – 424 с.
3. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод / Т. В. Артемьева [и др.] ; под ред. С. П. Стесина. – М. : Академия, 2006. – 336 с.
4. Филиппова, Е. М. Математическое моделирование утечек в аксиально-плунжерных гидромашинах / Е. М. Филиппова, И. М. Макаркин // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 3. – С. 24–25.
5. Семенова, Т. В. Исследование влияния трения на напряженно-деформированное состояние поршня аксиально-поршневого насоса / Т. В. Семенова, Т. В. Корочкина, В. В. Мешков // Трение и износ. – 2000. – Т. 21, № 3. – С. 291–294.
6. Высокие технологии размерной обработки в машиностроении / А. Д. Никифоров [и др.]. – М. : Высш. шк., 2007. – 327 с.
7. Суслов, А. Г. Научные основы технологии машиностроения / А. Г. Суслов, А. М. Дальский. – М. : Машиностроение, 2002. – 684 с.
8. Технология машиностроения : в 2 т. / В. М. Бурцев [и др.] ; под ред. А. М. Дальского. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – Т. 1. Основы технологии машиностроения. – 564 с.
9. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи / А. Ф. Андреев [и др.] ; под ред. В. В. Гуськова. – Минск : Выш. шк., 1987. – 310 с.
10. Уплотнения и уплотнительная техника : справочник / Л. А. Кондаков [и др.] ; под общ. ред. А. И. Голубева и Л. А. Кондакова. – М. : Машиностроение, 1994. – 448 с.
11. Лазовецкий, В. В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин / В. В. Лазовецкий. – М. : Лань, 2012. – 555 с.
12. Шейпак, А. А. Гидравлика и гидропневмопривод / А. А. Шейпак. – М. : МГИУ, 2005. – Ч. 1. Основы механики, жидкости и газа. – 192 с.
13. Жуков, В. К. Теория погрешностей технических измерений / В. К. Жуков. – Томск : ТПУ, 2009. – 180 с.

Получено 26.04.2018 г.