

Список литературы

- 1 Кильчевский, Н. А. Аналитическая механика континуальных систем / Н. А. Кильчевский, Г. А. Кильчинская, Н. Е. Ткаченко. – Киев : Наук. думка, 1979. – 188 с.
- 2 Био, М. Вариационные принципы в теории теплообмена / М. Био. – М. : Энергия, 1975. – 209 с.
- 3 Векуа, И. Н. Некоторые общие методы построения различных вариантов теории оболочек / И. Н. Векуа. – М. : Наука, 1982. – 282 с.
- 4 Кильчевский, Н. А. Основы аналитической механики оболочек / Н. А. Кильчевский. – Киев : Изд-во АН УССР, 1963. – 354 с.
- 5 Lord, H. W. A generalized dynamical theory of elasticity / H. W. Lord, Y. A. Shulman // J. Mechanics and Physics of Solids. – 1967. – Vol. 15. – P. 299–309.
- 6 Жаворонок, С. И. Обобщенные уравнения Лагранжа второго рода расширенной трехмерной теории N-го порядка анизотропных оболочек / С. И. Жаворонок // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2015. – Т. 21, № 3. – С. 370–381.
- 7 Жаворонок, С. И. Вариационная формулировка теории N-го порядка неоднородных анизотропных обобщенно-термоупругих пластин / С. И. Жаворонок, Е. Л. Кузнецова // Станки и Инструмент. – 2024. – № 12. – С. 34–37.
- 8 Жаворонок, С. И. Обобщенные уравнения Лагранжа второго рода континуальных диссипативных систем в теории оболочек N-го порядка / С. И. Жаворонок // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2024. – Т. 30, № 3. – С. 375–386.
- 9 Григорьянц, Н. М. Вариационные принципы обобщенной теплопроводности / Н. М. Григорьянц, С. К. Киклевич // Прикладная механика. – 1977. – Т. XIV, № 1. – С. 34–38.
- 10 Жаворонок, С. И. Осесимметричная задача нестационарного взаимодействия акустической волны давления с упругой оболочкой вращения / С. И. Жаворонок, Л. Н. Рабинский // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2006. – Т. 12, № 4. – С. 541–554.
- 11 Численно-аналитические методы решения задач дифракции акустических волн на абсолютно твердых телах и оболочках / С. И. Жаворонок, М. Ю. Куприков, А. Л. Медведский, Л. Н. Рабинский. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2010. – 192 с.
- 12 Zhavoronok, S. I. The Generalized Routh equations in the plate theory of Nth order and their use in problems of normal wave dispersion in heterogeneous waveguides / S. I. Zhavoronok, A. S. Kurbatov, L. N. Rabinskii // Lobachevskii Journal of Mathematics. – 2022. – Vol. 43, № 7. – P. 66–74.
- 13 Жаворонок, С. И. Обобщенные уравнения Рауса в теории пластин N-го порядка и их приложение к задачам о дисперсии нормальных волн в неоднородных волноводах / С. И. Жаворонок, А. С. Курбатов // Механика композиционных материалов и конструкций. – 2022. – Т. 28, № 3. – С. 399–431.
- 14 Zhavoronok, S. I. On various equations of the analytical mechanics of thick-walled heterogeneous shells and some of their applications in wave dispersion problems / S. I. Zhavoronok, A. S. Kurbatov, O. V. Egorova // Lobachevskii Journal of Mathematics. – 2023. – Vol. 44, № 6. – P. 2501–2517.

УДК 621.225.4

О ФУНКЦИОНАЛЬНОМ НОРМИРОВАНИИ ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРЕЦИЗИОННЫХ ПАР ГИДРОПРИВОДА

Г. С. КУЛЬГЕЙКО

Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого, Республика Беларусь

М. П. КУЛЬГЕЙКО

Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

Гидравлический привод находит широкое применение в автомобильной и аэрокосмической промышленности, в горных и дорожно-строительных машинах, в станкостроении и других отраслях машиностроения. Широкое использование гидропривода определяется рядом существенных преимуществ, прежде всего, возможностью получения больших усилий и мощностей при малых размерах и весе, повышенной жесткости и долговечности, а также надежности в эксплуатации и достаточно высоком значении КПД.

Ограничивают применение гидропривода присущие ему недостатки. Это потери на трение и утечки, особенно при высоких давлениях в гидросистеме, снижающие КПД гидропривода и вызывающие разогрев рабочей жидкости. Увеличение давления в гидросистемах требует повышения герметичности прецизионных соединений в основном за счет повышения точности изготовления сопрягаемых деталей.

Целью работы является анализ методики определения функциональной точности элементов прецизионных пар гидропривода.

Одним из путей повышения надежности гидропривода является установление оптимальных зазоров в прецизионных парах трения, таких как плунжер-втулка, золотник-корпус и т. п. Наименьшая величина зазора зависит от коэффициента линейного расширения деталей, диапазона рабочих температур, рабочей жидкости, точности формы сопрягаемых поверхностей и др. При уменьшении зазоры становятся соизмеримыми с изменением размеров от температурных воздействий, что может привести к заклиниванию подвижных деталей при нагреве. Увеличение зазоров вызывает значительное возрастание утечек жидкости и ухудшение работы гидропривода. Ситуация усложняется тем, что детали нагреваются неравномерно и изготавливаются из материалов с различным коэффициентом линейного расширения. Таким образом, определение оптимальных зазоров представляет неоднозначную противоречивую задачу.

Минимизировать влияние указанных факторов возможно при правильном конструировании, изготовлении и эксплуатации гидроприводов. При этом принимается во внимание изготовление унифицированных узлов гидропривода централизованного производства специализированными предприятиями, а также типовых узлов специального назначения. В современных технологиях размерной обработки осуществляется переход от размерной стандартизации к функциональному нормированию в зависимости от точности функциональных параметров [1].

Функциональный допуск каждого элемента прецизионной (плунжерной или золотниковой) пары равен сумме конструкторского T_k и эксплуатационного T_ε допусков:

$$T_\Phi = T_k + T_\varepsilon = T_k + T_t + T_p, \quad (1)$$

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

Начальный зазор ε_0 в сопряжении определяется в нерабочем состоянии гидросистемы. Он формируется конструктивной точностью сопряжения и может принимать значения в пределах конструкторских допусков. Функциональные зазоры ε_Φ образуются в процессе эксплуатации гидропривода от температурных деформаций и деформации от перепада давления. В результате температурной деформации в зависимости от материала сопрягаемых деталей минимальный функциональный зазор ε_Φ^{\min} может быть как больше, так и меньше первоначального конструкторского зазора ε_0^{\min} , а увеличение зазора в связи с перепадом давления следует учитывать при больших давлениях рабочей жидкости (до 100 МПа и больше) [2].

Радиальный зазор в прецизионном сопряжении с учетом изменения давления и температуры определяется 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.

В развернутой форме с учетом известных соотношений [2, 3] после некоторых преобразований получим выражение

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + 2r\Delta\alpha\Delta t + \frac{pr}{E_k} \left(\mu_k + \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \right) + \frac{pr}{E_n} (1 - \mu_n), \quad (3)$$

где $\Delta\alpha = \alpha_k - \alpha_n$ – разность коэффициентов линейного расширения материалов сопрягаемых деталей корпуса α_k и плунжера (золотника) α_n ; Δt – разность между температурой материала сопрягаемых деталей и исходной (начальной) температурой $\Delta t = t - t_0$; p – давление рабочей жидкости; r и R – соответственно наружные радиусы плунжера (золотника) и корпуса; E_k , E_n , μ_k , μ_n – модули упругости и коэффициенты Пуассона материала корпуса (гильзы) и плунжера (золотника) соответственно.

На основе канонической формулы [3] определения удельных утечек, получим выражение для определения утечки жидкости через зазор шириной πd в цилиндрической паре диаметром d и длиной рабочей поверхности l :

$$Q = \frac{\pi \Delta p \varepsilon^3 d}{12 \mu l}. \quad (4)$$

В соответствии с положениями теории погрешностей технических измерений, определив частные производные от выражения (4) по функциональным геометрическим параметрам, получим зависимость для определения допуска δQ на величину выходного параметра. Далее, используя выражения для частных производных, фиксируя последовательно допуски частных значений параметров на нулевом уровне, получим зависимости для определения допусков на основные функциональные параметры прецизионной пары:

$$\delta d = \frac{12 \mu l \delta Q}{\pi \Delta p \varepsilon^3}, \quad \delta \varepsilon = \frac{4 \mu l \delta Q}{\pi \Delta p \varepsilon^2 d}, \quad \delta l = -\frac{12 \mu l^2 \delta Q}{\pi \Delta p \varepsilon^3 d}. \quad (5)$$

Таким образом, применение принципов функционального нормирования точности при проектировании и изготовлении основных элементов прецизионной пары позволит обоснованно подойти к назначению допусков на основные геометрические параметры, оценить правильность назначения допусков, выявить технологические возможности взаимозаменяемости и повышения стабильности работы сопряжения.

Список литературы

- 1 Высокие технологии размерной обработки в машиностроении : учеб. / А. Д. Никифоров, А. Н. Ковшов, Ю. Ф. Назаров, А. Г. Схиртладзе. – М. : Высш. шк., 2007. – 327 с.
- 2 Лазовецкий, В. В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин / В. В. Лазовецкий. – М. : Лань, 2012. – 555 с.
- 3 Шейпак, А. А. Гидравлика и гидропневмопривод. Ч. 1. Основы механики, жидкости и газа / А. А. Шейпак. – М. : МГИУ, 2005. – 192 с.

УДК 539.3

ФОРМУЛИРОВКА ТЕОРИИ ОБОЛОЧЕК С ПАМЯТЬЮ ФОРМЫ В ОБОБЩЕННЫХ СИЛАХ И РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ О ФАЗОВЫХ И СТРУКТУРНЫХ ПЕРЕХОДАХ В ТОНКОСТЕННЫХ АДАПТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ

А. С. КУРБАТОВ, С. И. ЖАВОРОНОК

Институт прикладной механики Российской академии наук, г. Москва

Адаптивные элементы систем различного назначения, построенные на использовании эффекта памяти формы, нередко представляют собой тонкие оболочки. Так, актуаторы, демпферы колебаний могут быть выполнены в виде сильфонов [1], клапаны – в форме тонких пологих оболочек [2], рабочие элементы эластокалорических тепловых насосов – в виде тонких цилиндрических труб [3]. Однако несмотря на очевидную необходимость теории тонких оболочек из сплавов с памятью, описывающая по крайней мере основные наблюдаемые явления до сего дня не разработана. Трудности, связанные с физически нелинейным деформированием сплавов с памятью [4], в том числе с отсутствием в общем случае конечных уравнений состояния и с записью инкрементальных определяющих соотношений в форме, разрешенной относительно малых приращений фазово-структурных деформаций, требующей либо сложной процедуры аналитического обращения [5], либо численного обращения матрицы касательной податливости в точке диаграммы деформирования [6], препятствуют формулировке модели оболочки в обобщенных перемещениях. Данное затруднение может быть преодолено путем перехода ко «внутренним» кинематическим переменным – компонентам тензоров тангенциальной и изгибной деформации, связанным уравнениями совместности [7], и постановке краевой задачи для уравнений равновесия и совместности относительно обобщенных усилий, не требующих обращения определяющих соотношений.

Такая теория тонких оболочек с памятью [8–10], основанная на однократно связной модели термоупругих фазово-структурных превращений [4], построена путем редукции пространственной