

ВЛИЯНИЕ КОМПЛЕКСНОГО НАГРУЖЕНИЯ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ УЗЛОВ КАЧАНИЯ РУЛЕВЫХ АГРЕГАТОВ ЖРД НА МОМЕНТ ТРЕНИЯ

© 2023

- В. Б. Балякин** доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой основ конструирования машин; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; 029-029@mail.ru
- А. В. Лаврин** кандидат технических наук, доцент кафедры основ конструирования машин; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; okm@ssau.ru
- Д. Е. Долгих** аспирант кафедры основ конструирования машин; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; i@dolgih-work.ru

Рассмотрена методика определения моментов трения узлов качания наиболее массовых отечественных рулевых агрегатов ЖРД. Это является актуальной темой, требующей исследований для улучшения эффективности и надёжности узлов качания. Показана причина возникновения дополнительного осевого усилия в радиальных подшипниках шарнирных узлов, приводящего к завышению фактических значений моментов относительно теоретических значений. Приведён порядок расчёта максимального осевого усилия и сопутствующего ему прироста момента, который был подтверждён анализом результатов стендового испытания экспериментального рулевого агрегата ЖРД. Выполнена оценка диапазона осевых усилий в отсутствие блокировки осевого перемещения подшипника с одновременным анализом пригодности существующих методик расчёта прироста момента трения при полученных соотношениях осевой и радиальной нагрузок. Определено направление дальнейшего исследования низкооборотных радиальных подшипников, направленного на повышение достоверности расчётов и разработку мероприятий по снижению момента трения в серийных узлах качания.

Рулевой агрегат ЖРД; узлы качания; момент трения; радиальный подшипник; осевая нагрузка; радиальная нагрузка

Цитирование: Балякин В.Б., Лаврин А.В., Долгих Д.Е. Влияние комплексного нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД на момент трения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 2. С. 21-32. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-21-32

Введение

Момент трения в шарнирных узлах качания рулевых агрегатов (РА) ЖРД является одной из основных характеристик, определяющих их работоспособность. Действующими техническими условиями момент трения жестко ограничивается по верхнему установленному пределу. Его превышение снижает быстродействие системы управления ракеты-носителя (РН), что в худшем случае может привести к срыву полетного задания. Разработка мероприятий по адаптации РА с повышенным моментом в существующую систему управления сопряжена со значительными трудностями из-за необходимости изменения кинематических и энергетических характеристик имеющихся рулевых машин.

Типичным примером исполнения рассматриваемой конструкции является РА ЖРД РД-107А/108А. Несмотря на стабильность конструктивно-компоновочной схемы и массовый выпуск, проблема повышенных значений момента трения имеет большую актуальность для данного агрегата ЖРД. Относительное количество РА, превысивших по результатам огневых испытаний (ОИ) верхний предел по моменту трения, может составлять до 4% от годового выпуска. Каждый такой случай превышения влечёт за собой дополнительные временные и материальные затраты, связанные с приостановкой производства до выяснения причин такого превышения, которые не всегда очевидны, и проведением повторных ОИ.

Специфической особенностью шарнирных узлов качания является их совмещение с магистралями подвода компонентов топлива (в том числе криогенных), в которых, помимо подшипников, применяются торцовые и радиальные уплотнения. Для выявления «узких» мест и выработки рекомендаций по снижению момента трения в РА был проведён обширный комплекс исследований по входящим в узлы качания элементам. Он включал следующие направления:

- а) разработка методики расчёта и мероприятий по уменьшению момента трения в мембранных торцовых контактных уплотнениях [1];
- б) разработка методики расчёта и мероприятий по уменьшению момента трения в радиальных подшипниках [2; 3];
- в) разработка методики расчёта и мероприятий по уменьшению момента трения в радиально-упорных бессепараторных подшипниках [4];
- г) разработка методики расчёта и мероприятий по уменьшению момента трения в радиальных усовых манжетных уплотнениях [5].

Полученная в результате исследований комплексная методика определения момента трения в РА являлась более точной, а имевшаяся до того момента расчётная схема по ряду позиций демонстрировала двукратную ошибку относительно эмпирических данных.

Апробация предложенной методики проводилась в виде проверочного расчёта серийных узлов качания РА, уже имеющих фактическую моментную характеристику по результатам испытаний. Была получена удовлетворительная сходимость расчётных и экспериментальных данных, доказавшая пригодность методики для проектировочных и инженерных расчётов. Однако, если по отдельным узлам качания расхождения не превышали 5%, что являлось хорошим результатом, то по РА в сборе расхождение было более существенное, составляющее 17%. Фактическое значение превышало расчётное, что указывало на наличие дополнительной составляющей в совокупном моменте трения. Было предположено, что не был учтён дополнительный момент трения в опорных радиальных подшипниках, возникающий за счёт осевого усилия.

В настоящей работе приведён анализ условий возникновения дополнительного осевого усилия в подшипниковых опорах шарнирных узлов качания РА с последующей оценкой степени его влияния на величину прироста совокупного момента трения РА ЖРД.

Постановка задачи

Современная гарантийная документация рассматривает только радиальную составляющую нагрузки в подшипниковой опоре узлов качания. Причины возникновения осевого усилия связаны с термическим воздействием криогенного компонента ракетного топлива на один из узлов качания РА ЖРД.

На рис. 1, а представлена схема шарнирного РА. Указанную составную конструкцию условно можно заменить двухопорным валом, одна из подшипниковых опор кото-

рого имеет возможность перемещаться в пределах осевого зазора (рис. 1, б). Получение осевого зазора L (рис. 2) должно быть гарантировано техпроцессом на сборку РА.

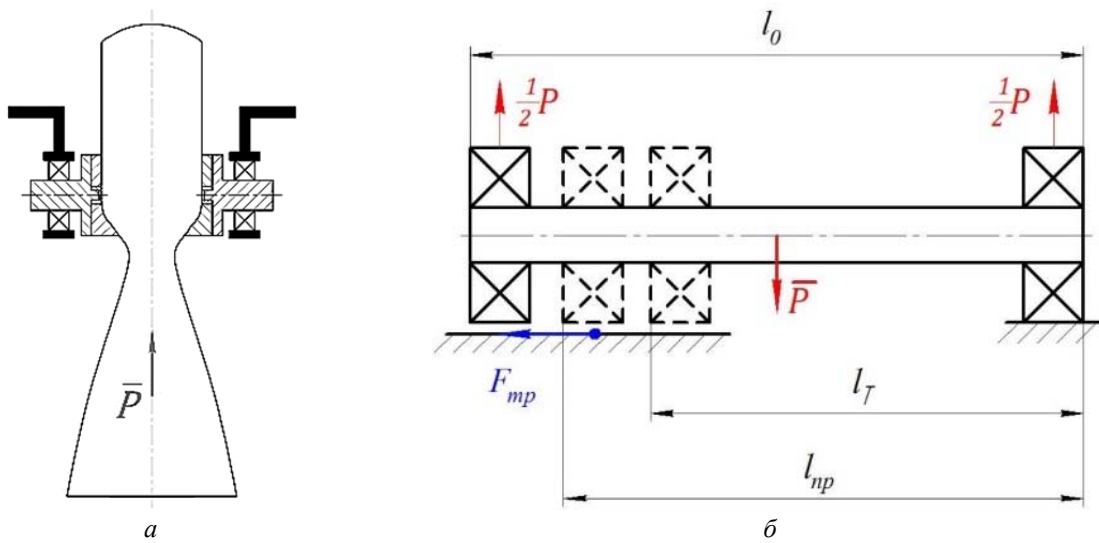


Рис. 1. Шарнирный рулевой агрегат: а – схема; б – эквивалентный вал

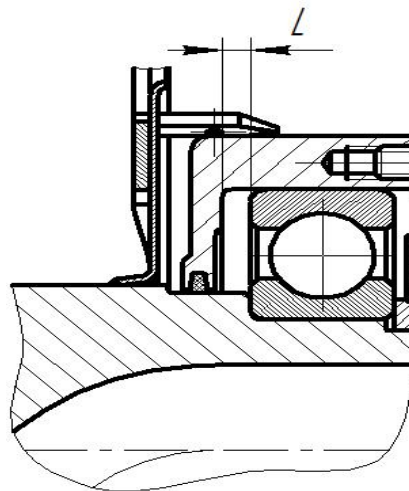


Рис. 2. Положение зазора L

Цапфы узлов качания являются элементами, образующими тракт. При выходе на главную ступень тяги через полость одной из цапф прокачивается криогенный компонент, что приводит к её интенсивному захлаживанию. Вследствие термического сжатия холодного участка межопорное расстояние вала сокращается. При отсутствии противодействия (торможения) опора цапфы примет положение, соответствующее размеру l_T . Очевидно, что при жесткой фиксации плавающей опоры в валу появляются растягивающие усилия F_a , пропорциональные возникающему напряжению σ :

$$\sigma = E \frac{l_0 - l_T}{l_0},$$

где l_0 – начальная длина цапфы.

На рис. 3 приведено типичное исполнение цапфы в сборе с подшипником. Из условий монтажа принимается, что при всех условиях нагружения внутреннее кольцо подшипника находится в упоре к бурту *A* цапфы, а осевой зазор в подшипнике полностью выбран. Тогда перемещение подшипника будет совпадать с перемещением бурта *A* цапфы.

При выполнении расчётов целесообразно произвести замену цапфы, имеющей сложную геометрическую форму, эквивалентным ей полым ступенчатым цилиндром, имеющим идентичные площади поперечных сечений F_i .

Рассмотрим случай, когда по какой-либо причине осевой зазор $L = 0$. Ввиду конструктивных особенностей узла качания осевая нагрузка, приложенная к подшипнику и направленная на растяжение цапфы, воспринимается участком цапфы длиной x_Σ :

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 + \dots + x_i,$$

где x_i – длина *i*-го участка цапфы.

На рис. 3 изображен пример цапфы, состоящей из четырёх участков.

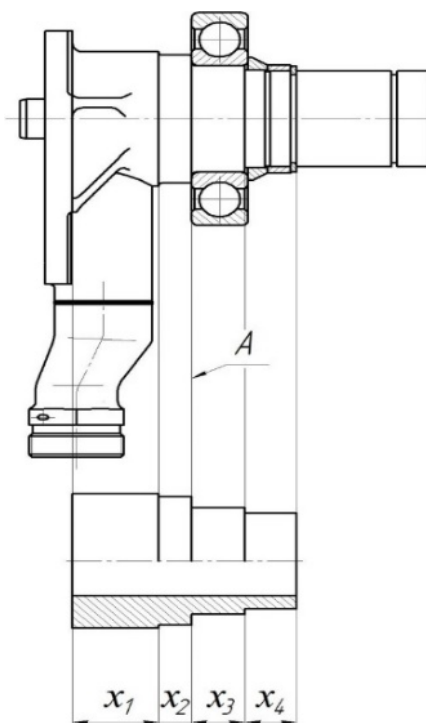


Рис. 3. Цапфа с подшипником и эквивалентный ей по жёсткости ступенчатый цилиндр

В процессе захлаживания перемещение бурта *A* при отсутствии сопротивления со стороны других элементов узла качания будет определяться выражением:

$$\delta l = (x_1 + x_2) \alpha \Delta t, \tag{1}$$

где α – коэффициент линейного сжатия; Δt – разница температур начала и конца захлаживания.

При отсутствии зазора L (см. рис. 2) в бурте цапфы, ограничивающем осевое перемещение подшипника, возникнут напряжения сдвига. Усилие F_a , определяемое в дальнейшем из разрешающей системы уравнений, будет препятствовать перемещению подшипника (бурта цапфы A) на ранее вычисленную величину δl . В результате в цапфе возникнут растягивающие напряжения, бурт A цапфы переместится на величину $\delta l_1 < \delta l$, вычисляемую по формуле:

$$\delta l_1 = \frac{F_a}{E} \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{F_i},$$

где E – модуль упругости материала цапфы; x_i и F_i – длины и площади поперечных сечений соответствующих растянутых ступенчатых участков; n – число эквивалентных участков цапфы.

Вследствие воздействия наружного кольца подшипника на ограничивающий бурт корпуса (рис. 4) произойдет его деформация на величину

$$\delta l_2 = \frac{F_a a}{G S},$$

где a – толщина кольца подшипника; S – поперечная кольцевая площадь бурта, воспринимающая напряжение сдвига; G – модуль упругости материала цапфы при сдвиге.

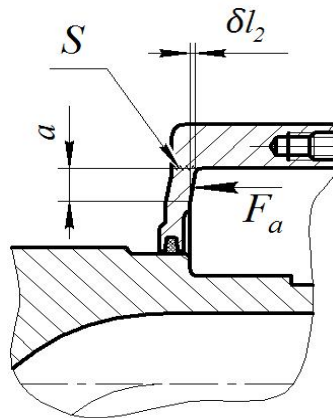


Рис. 4. Усилия и перемещения в бурте корпуса, ограничивающего положение подшипника

Суммарная деформация системы «цапфа + бурт цапфы» не может превышать перемещения δl (перемещения подшипника в отсутствие противодействия). При достижении равновесного состояния, когда растягивающее усилие в цапфе равно сдвигающему усилию в ограничивающем бурте корпуса, очевидно неравенство

$$\delta l \geq \delta l_1 + \delta l_2.$$

Таким образом, для нахождения максимально возможного усилия $F_{a \max}$, дополнительно нагружающего подшипник в осевом направлении, необходимо решить систему линейных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \delta l &= \delta l_1 + \delta l_2, \\ \delta l_1 &= \frac{F_{a \max}}{E} \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{F_i}, \\ \delta l_2 &= \frac{F_{a \max} a}{GS}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

При рассмотрении работы РА в сборе очевидно, что вычисленная нагрузка будет перераспределена между подшипниками узлов качания. При симметричных геометрических размерах и, следовательно, жесткостях цапф и корпусов, каждый подшипник будет воспринимать половину нагрузки $F_{a \max}$. Это следует из того, что при включении в работу второй незахоложенной цапфы относительная деформация условного составного вала уменьшится вдвое с пропорциональным уменьшением напряжений и растягивающих усилий. Таким образом, осевое усилие каждого подшипника

$$F_{ai} = \frac{1}{2} F_{a \max}. \quad (3)$$

Радиальная нагрузка F_R на каждый подшипник составляет половину тяги РА. Эквивалентная нагрузка в подшипнике при одновременном воздействии F_{ai} и F_R вычисляется по известной эмпирической зависимости [6]:

$$P = 0,56F_R + YF_{ai}, \quad (4)$$

где Y – коэффициент, при $F_{ai} / F_R > 0,44$ $Y = 1$, $F_R = \frac{1}{2}P$, P – тяга РА.

При наличии осевой и радиальной нагрузки момент трения также вычисляется по эмпирической формуле [6]:

$$M = 0,0009 \left(\frac{P}{C_0} \right)^{0,55} (2F_{ai} - 0,1F_R) D_0, \quad (5)$$

где D_0 – средний диаметр подшипника; C_0 – статическая грузоподъемность подшипника.

Предположение о том, что радиальные подшипники РА могут подвергаться комбинированному нагружению со значительным приростом момента трения, было подтверждено при натурном испытании. Был изготовлен экспериментальный РА в компоновке, соответствующей РА центрального блока РН. Однако при полноресурсном огневом испытании он продемонстрировал неудовлетворительный результат: момент трения при переключках РА превысил верхний установленный предел на $6,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($0,62 \text{ кгс} \cdot \text{м}$), что ставило под сомнение возможность применения установленных подшипников. Проведённые с использованием зависимостей (1) – (5) расчёты показали, что теоретический прирост момента может составлять $6,02 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ($0,614 \text{ кгс} \cdot \text{м}$). Хорошая сходимость результатов (расхождение менее 1%) и исключение исходного состояния подшипников из первопричины повышенного момента позволили принять решение

о повторном испытании РА в первоначальной компоновке без замены подшипников. После проведения монтажа с полным соблюдением технологии, РА продемонстрировал соответствие моментной характеристики требованиям нормативной документации.

Рассмотренный случай комбинированного нагружения является предельным из числа возможных. Работа подшипников в таких условиях нетипична, что подтверждает статистика испытаний. Зарегистрированные величины превышения заданных моментов серийных РА только однократно достигли значения 5,4 Н·м (0,55 кгс·м) за двадцатилетний период. В остальных случаях превышения были существенно меньшими. Таким образом, механизм комбинированного нагружения радиальных подшипников в подавляющем большинстве случаев не был связан с нулевым технологическим зазором L . Его происхождение можно пояснить схемой рис. 1, б. При сокращении длины условного составного вала перемещение подшипника будет тормозиться силой трения наружного кольца. При достижении некоторой длины l_{np} возникнет равновесное состояние, при котором сила трения покоя в паре «подшипник + корпус» уравнивает растягивающее усилие условного вала. С учётом известного закона Амонтона-Кулона [7] при принятом ранее перераспределении нагрузок между подшипниками захоложенной и незахоложенной цапфы

$$F_{ai} = \frac{1}{2} F_{mp} = \frac{1}{2} F_R \mu, \quad (6)$$

где μ – коэффициент трения в паре «подшипник – корпус», F_{ai} – осевое усилие, приходящееся на каждый из подшипников.

Данное утверждение справедливо при посадке подшипника в корпус с зазором, в том числе при захоложенной конструкции. В данном случае требуется уточнённая методика расчёта момента трения в подшипнике, так как зависимости (4) и (5) мало пригодны для решения указанной задачи. Это связано с тем, что ожидаемое отношение F_{ai}/F_R меньше 0,44, а сама формула (5) оптимальна для высокооборотных подшипников, работающих в условиях жидкостной смазки.

Эмпирические значения коэффициентов трения при применяемых материалах АЛ-4 (для корпуса) и 95Х18 (для подшипника) составляют величину 0,18 при условиях применения консистентной смазки и 0,33 – для сухого трения. Для РА ЖРД РД-108А при работе на номинальном режиме в земных условиях $F_R = 16$ кН. Рассчитанная в соответствии с выражением (6) осевая нагрузка каждого подшипника в зависимости от условий смазывания будет находиться в диапазоне $F_{ai} = (1,41...2,59)$ кН.

Более сложным является случай беззазорной посадки подшипника в корпус, так как при этом при захлаживании вследствие разницы коэффициентов линейного сжатия возникает натяг в сопряжении. Для определения рабочей температуры было выполнено её экспериментальное определение в стендовых условиях.

При этом был использован серийный узел качания, дополнительно оснащённый двумя терпарами типа ХК, расположенными в секторе $\sim 90^\circ$ симметрично относительно вертикальной плоскости узла.

Испытание проводилось при температуре окружающего воздуха 15°C , что соответствует стандартной атмосфере. Получена близкая к линейной зависимость, хорошо аппроксимируемая прямой (рис. 5). Наличие только отрицательных значений температур объясняется тем, что начало регистрации параметров совпадало с получением стабильного протока криогенного компонента через узел без разрыва струи и выхода паргазовых пузырей. Время проведения эксперимента составило 15 минут. Данный

временной интервал заведомо являлся избыточным, так как максимальное время работы РА как при стендовых испытаниях, так и в эксплуатации не превышает 5,5 минут.

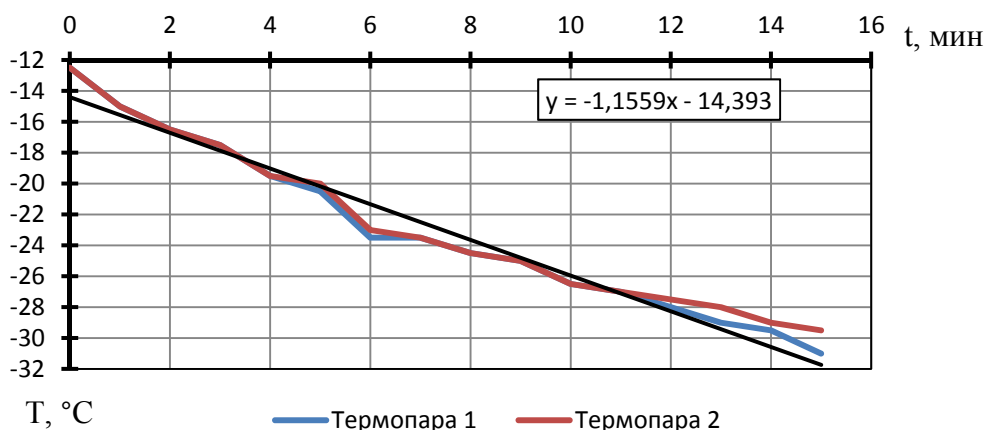


Рис. 5. Зависимость температуры корпуса от времени захлаживания и аппроксимирующая прямая

С использованием графических зависимостей рис. 5 получено расчётное значение температуры окончания захлаживания, соответствующее полноресурсному воздействию, которое составило минус 20°C.

Значение диаметрального размера захлаженного алюминиевого корпуса было вычислено по зависимости

$$d_k = d(1 - \alpha \Delta t),$$

где α – коэффициент линейного сжатия, для АЛ-4 $\alpha = 2,17 \cdot 10^{-7}$ град⁻¹ [8]; d – номинальный диаметр отверстия корпуса до захлаживания, $d = 0,08$ м; Δt – абсолютное значение разницы температур, $\Delta t = 35$ °C.

Расчётное значение уменьшения посадочного диаметра (по корпусу) составило 61 мкм.

Ввиду отсутствия справочных данных по коэффициенту линейного сжатия для подшипникового сплава 95X18 были выполнены соответствующие замеры непосредственно на серийном подшипнике 6-208Ю2. Предварительный диаметр выбранного подшипника составил 79,992 мм (при 15°C). После четырёхчасовой выдержки в приборе ПХД-2 при температуре -30 ± 2 ° среднее значение диаметра составило 79,962 мм. С учётом линейности функции интерполированием получим, что для температуры полноресурсного захлаживания -20 °C ($\Delta t = 35$ °C) уменьшение диаметра составит 23 мкм. Таким образом, в соединении реализуется натяг 38 мкм.

Согласно [9] контактное напряжение, возникающее в сопряжении, вычисляется по формуле:

$$q = \frac{\Delta}{2(\lambda_1 + \lambda_2)}, \tag{7}$$

где Δ – величина натяга, м; λ_1 – коэффициент радиальной податливости охватываемой детали (наружного кольца подшипника); λ_2 – коэффициент радиальной податливости охватывающей детали (наружного диаметра корпуса).

Схема нагружения и характерные размеры сопряжения представлены на рис. 6. Контактные напряжения q при соединении деталей с натягом в общем случае распределены по длине соединения неравномерно, так как равномерной деформации препятствуют выступающие части деталей. Однако для предварительного расчёта принимаем, что контактные напряжения одинаковы во всех точках поверхностей контакта. Это эквивалентно допущению о сопряжении двух цилиндров одинаковой длины.

Коэффициенты радиальной податливости зависят от радиальных размеров и материалов деталей [10]:

$$\lambda_1 = \frac{d}{2E_1} \left[\frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \right], \quad (8)$$

$$\lambda_2 = \frac{d}{2E_2} \left[\frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2 \right], \quad (9)$$

где d , d_1 , d_2 – характерные диаметры, приведённые на рис. 6; μ_1 , E_1 , μ_2 , E_2 – коэффициенты Пуассона и модули Юнга соответственно для охватываемой и охватывающей деталей.

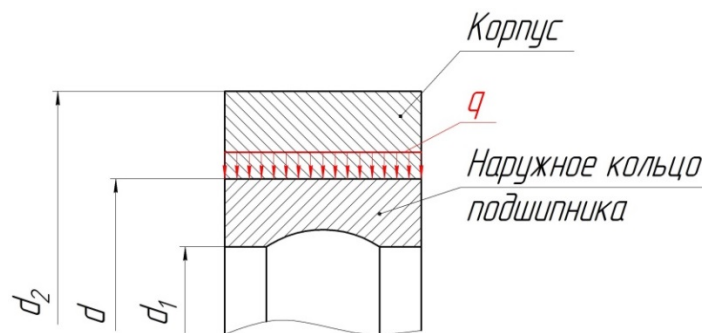


Рис. 6. Расчётная схема сопряжения «подшипник – корпус» с натягом

Согласно имеющимся справочным данным [11] для наружного кольца подшипника (сталь 95X18):

$$\mu_1 = 0,275; E_1 = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па} .$$

Для корпуса (алюминиевый сплав АЛ-4):

$$\mu_2 = 0,34; E_2 = 0,72 \cdot 10^{11} \text{ Па} .$$

Номинальные характерные диаметры для узла качания РА ЖРД РД-108А:

$$d = 0,08 \text{ м}; d_1 = 0,0676 \text{ м}; d_2 = 0,096 \text{ м} .$$

С учётом вышеприведённых конструкционных, справочных и расчётных данных выражения (7), (8), (9) принимают значения:

$$q = 4,273 \text{ МПа}; \lambda_1 = 1,089 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н}; \lambda_2 = 3,358 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Н} .$$

Для серийного подшипника 6-208Ю2 с известными диаметром и шириной наружного кольца полученное значение нормального давления q сравнительно просто трансформируется в дополнительную величину силы трения покоя, которая может быть суммирована с ранее определенной силой трения при посадке с зазором. Выполненные с учётом (6) вычисления при заявленных выше коэффициентах трения 0,18 и 0,33 показали значения суммарной осевой нагрузки F_{ai} на один подшипник 3,15 кН и 5,78 кН соответственно.

Проведённая расчётная оценка подтверждает, что для найденного диапазона F_{ai} , лежащего в интервале (1,41...5,78)кН, соотношение $F_{ai}/F_R > 0,44$ не выполняется. Поэтому зависимости (4) и (5) не могут быть использованы. Таким образом, разработка методики расчёта момента трения в подшипнике в условиях комбинированного нагружения является весьма актуальной задачей.

В настоящее время такая методика разрабатывается на базе Самарского университета. Завершение работ по созданию и подтверждению методики расчёта момента трения комбинированно нагруженных низкооборотных радиальных подшипников даст возможность повысить достоверность расчётов РА ЖРД, что в перспективе позволит разработать мероприятия по минимизации момента трения в типовой конструкции узлов качания.

Заключение

Установлена причина систематического занижения расчётного значения момента трения узла качания рулевого агрегата ЖРД РД-107А/108А относительно экспериментальных данных. Показано, что при типичных условиях нагружения термическое воздействие приводит к возникновению дополнительной составляющей нагрузки, приходящейся на опорный подшипник узла качания. Обосновано предположение о характере перераспределения нагрузок между подшипниками захолаживаемого узла и узла, работающего при нормальной температуре.

Теоретически определено соотношение радиальных и осевых нагрузок в подшипниковых опорах узлов качания, которое может быть использовано как при экспериментальных отработках, так и при разработке методики расчёта трения в подшипниковой опоре узла качания РА ЖРД.

Библиографический список

1. Балякин В.Б., Лаврин А.В., Оссиала В.Б.А. Определение зависимости усилия в уплотняющем элементе торцового мембранного уплотнения от общей нагрузки // Известия Самарского научного центра РАН. 2017. Т. 19, № 6. С. 18-22.
2. Балякин В.Б., Жильников Е.П., Косенок Б.Б., Лаврин А.В. Исследование влияния перекося колец подшипников качения на момент трения и долговечность опор // Трение и износ. 2016. Т. 37, № 6. С. 693-698.
3. Королев А.В., Королев А.А. Экспериментальное исследование влияния геометрии контакта тел и дорожек качения шариковых подшипников на момент трения качения // Трение и износ. 2016. Т. 37, № 2. С. 156-161.
4. Жильников Е.П., Балякин В.Б., Лаврин А.В. Методика расчёта момента трения в бесшариковых подшипниках // Трение и износ. 2019. Т. 40, № 5. Р. 553-559.
5. Балякин В.Б., Лаврин А.В., Оссиала В.Б.А. Методика определения момента трения в усом манжетном уплотнении // Известия Самарского научного центра РАН. 2018. Т. 20, № 4-1. С. 31-36.

6. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: справочник. М.: Машиностроение, 1992. 608 с.
7. Трофимова Т.И. Курс физики: учеб. пособие для вузов. М.: Издательский центр «Академия», 2006. 560 с.
8. ОСТ 92-0904-72. Металлы холодностойкие. Назначение и основные свойства при температурах минус 196 и минус 253°С. 171 с.
9. Иосилевич Г.Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
10. Галахов М.А., Бурмистров А.И. Расчёт подшипниковых узлов. М.: Машиностроение, 1988. 272 с.
11. Авиационные материалы: справочник в 9 т. Т. 4. Алюминиевые и бериллиевые сплавы. Ч. 2. Литейные алюминиевые сплавы / под общ. ред. А.Т. Туманова. М.: ОНТИ, 1986. 131 с.

INFLUENCE OF COMPLEX LOADING OF RADIAL BEARINGS OF THE OSCILLATION GROUPS OF LIQUID PROPELLANT ENGINE STEERING GEAR ON THE FRICTIONAL MOMENT

© 2023

- V. B. Balyakin** Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of the Department of Machine Design Principles; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; 029-029@mail.ru
- A. V. Lavrin** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Machine Design Principles; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; okm@ssau.ru
- D. E. Dolgikh** Postgraduate Student of the Department of Machine Design Principles; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; i@dolgih-work.ru

The paper presents a method for determining the frictional moments of the oscillation groups of the most widespread domestically made liquid propellant engine steering units. This is a topical issue requiring investigation to improve the efficiency and reliability of oscillation groups. The reason for the occurrence of an additional axial force in the radial bearings of the articulated joints that leads to an overestimation of the actual values of the moments relative to the theoretical values is shown. The procedure for calculating the maximum axial force and the accompanying increase in the moment, confirmed by the analysis of the results of the bench test of the experimental steering unit, is presented. An assessment of the range of axial forces in the absence of blocking of the axial movement of the bearing was carried out with a simultaneous analysis of the suitability of the existing methods for calculating the increase in the frictional moment for the obtained ratios of axial and radial loads. The direction of further research of low-speed radial bearings is determined, aimed at increasing the reliability of calculations and developing measures to minimize the frictional moment of production oscillation units.

Liquid propellant engine steering assembly; oscillation group; frictional moment; radial bearing; axial load; radial load

Citation: Balyakin V.B., Lavrin A.V., Dolgikh D.E. Influence of complex loading of radial bearings of the oscillation groups of liquid propellant engine steering gear on the frictional moment. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 2. P. 21-32. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-2-21-32

References

1. Balyakin V.B., Lavrin A.V., Ossiala V.B.A. Determination of the dependence of forces in the condensing element of the end membrane seal from the total load. *Izvestiya Samarskogo Nauchnogo Tsentra RAN*. 2017. V. 19, no. 6. P. 18-22. (In Russ.)
2. Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Kosenok B.B., Lavrin A.V. Study of the influence of ring misalignment in rolling bearings on frictional torque and the fatigue life of. *Journal of Friction and Wear*. 2017. V. 38, Iss. 1. P. 7-12. DOI: 10.3103/S1068366616060027
3. Korolev A.V., Korolev A.A. Experimental study of the balls and raceways contact geometry effect on the rolling-friction torque. *Journal of Friction and Wear*. 2016. V. 37, Iss. 2. P. 119-123. DOI: 10.3103/S1068366616020094
4. Zhilnikov E.P., Balyakin V.B., Lavrin A.V. Method of calculating the friction moment in cageless bearings. *Journal of Friction and Wear*. 2019. V. 40, Iss. 5. P. 425-430. DOI: 10.3103/S1068366619050210
5. Balyakin V.B., Lavrin A.V., Ossiala V.B.A. The method of determining the friction torque in whisker lip seals. *Izvestiya Samarskogo Nauchnogo Tsentra RAN*. 2018. V. 20, no. 4-1. P. 31-36. (In Russ.)
6. Perel' L.Ya., Filatov A.A. *Podshipniki kacheniya: Raschet, proektirovanie i obsluzhivanie opor: spravochnik* [Roller bearings. Calculation, design and servicing of supports]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1992. 608 p.
7. Trofimova T.I. *Kurs fiziki: ucheb. posobie dlya vuzov* [Course in physics: study guide for universities]. Moscow: Izdatel'skiy Tsentr «Akademiya» Publ., 2006. 560 p.
8. OST 92-0904-72. Cold-resistant metals. Purpose and basic properties at temperatures of minus 196°C and minus 253°C. 171 p. (In Russ.)
9. Iosilevich G.B. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. 368 p.
10. Galakhov M.A., Burmistrov A.I. *Raschet podshipnikovyx uzlov* [Calculation of bearing systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988. 272 p.
11. *Aviatsionnye materialy: spravochnik v 9 t. T. 4. Alyuminievye i berillievye splavy. Ch. 2. Liteynye alyuminievye splavy / pod obshch. red. A.T. Tumanova* [Aviation materials: reference book in 9 volumes. V. 4. Aluminum and beryllium alloys. Part 2. Casting aluminum alloys / ed. by A.T. Tumanov]. Moscow: ONTI Publ., 1986. 131 p.