



Условия динамического нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД

Д. Е. Долгих | аспирант кафедры основ конструирования машин;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
email: i@dolgih-work.ru

Сделан краткий обзор существующих и вновь разработанных методик расчёта момента трения радиальных подшипников узлов качания на примере наиболее массовых отечественных шарнирных рулевых агрегатов ЖРД. Проведён анализ кинематической схемы рулевого привода, ведущим элементом которого является вал рулевой машины ракеты-носителя. Получены аналитические зависимости переменного во времени усилия, приходящего на исполнительный элемент рулевого агрегата, которое в последующем было сопоставлено с аналогичной экспериментальной характеристикой, зарегистрированной при полноразмерном огневом испытании. Приведена аналитическая и графическая зависимость нагрузки на исполнительный элемент в виде временной функции при заданных угловых скоростях перекадки рулевого агрегата, показан порядок преобразования указанного усилия в радиальную нагрузку на подшипник. Определена область применения полученных уточнённых данных при исследовании моментных характеристик низкооборотных радиальных подшипников рулевых агрегатов.

Ключевые слова: рулевой агрегат ЖРД; узлы качания; радиальная сила; подшипники качения; моментные характеристики

Цитирование: Долгих, Д. Е. Условия динамического нагружения радиальных подшипников узлов качания рулевых агрегатов ЖРД / Д. Е. Долгих // Динамика и виброакустика. – 2025. – Т. 11, №2. – С. 46-55. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-46-55

Введение

Момент трения в шарнирных узлах качания рулевых агрегатов (РА) ЖРД является одной из основных характеристик, определяющих их работоспособность и возможность применения по назначению [1–7]. В качестве одного из компонентов совокупного момента трения рассматривается момент трения радиальных подшипников, установленных на цапфах и непосредственно передающих усилие тяги РА через корпусные элементы на силовой шпангоут ракеты-носителя (РН). В подавляющем большинстве случаев в узлах качания используются шариковые радиальные однорядные подшипники, так как они могут эффективно эксплуатироваться при умеренных осевых нагрузках в сочетании с небольшими перекосами. Кроме того, они имеют наименьшие массогабаритные характеристики.

По теме изучения моментных характеристик радиальных шарикоподшипников на базе Самарского Университета выполнен значительный объём работ, результатом которого стало создание методики расчётов подшипников, работающих в условиях перекоса [7–9]. В настоящее время выполняются расчётно-экспериментальные исследования аналогичных подшипников при комбинированных (осевых и радиальных) нагружениях [10]. Завершение указан-

ных исследований позволит создать обобщённую методику расчёта момента трения шарнирного РА, которая может быть востребована как при проектировании новых подобных конструкций, так и при совершенствовании серийно изготавливаемых изделий. Очевидно, что в данном случае подразумевается всемерная минимизация реализуемых моментов трения с увеличением быстродействия системы управления и снижением энергетических затрат в соответствующих приводах.

Все перечисленные исследования проводились при осреднённых величинах тяги РА, в условиях постоянно действующих нагрузок, с фиксированными значениями перекося, то есть в статических условиях. В настоящее время представляет интерес определение динамической составляющей радиальной нагрузки подшипников, которая может возникать внутри существующей кинематической схемы привода. В условиях фактического производства и испытаний указанный прирост не определяется и не учитывается, а реализуемая при натурных стендовых испытаниях нестабильность величины момента относится на счёт несовершенства или погрешности замера, искажения регистрируемого результата сопутствующим вибро-пульсационным режимом работы камеры РА, наличия монтажных или технологических погрешностей внутри схемы привода и тому подобных причин. Применительно к радиальной нагрузке выявление дополнительной динамической составляющей позволит уточнить условия работы подшипников, определить максимальные значения нагружения с уточнением и повышением достоверности методики расчёта по моментам трения.

Для повышения прикладной ценности планируемого исследования целесообразно рассмотреть схему привода РА центрального блока РН «Союз-2», которая является одной из самых массовых в современном отечественном ракетостроении. В качестве граничных условий принята методика проведения стандартного полноразмерного огневого испытания РА, осуществляемого при заданных угловых перемещениях с фиксированным значением частоты ($\pm 45^\circ$ и $\sim 1/3$ Гц соответственно).

Цель работы – определение дополнительной динамической составляющей радиальной нагрузки подшипника РА с оценкой её влияния на момент сопротивления подшипника и РА в целом.

Определение сил, действующих в рулевом агрегате

Для определения нагрузки на подшипниковую опору со стороны органов управления необходимо провести кинематический анализ рычажного механизма, схема которого приведена на рисунке 1. Пружинный механизм в данной схеме необходим для демпфирования сил инерции, действующих со стороны рулевого агрегата.

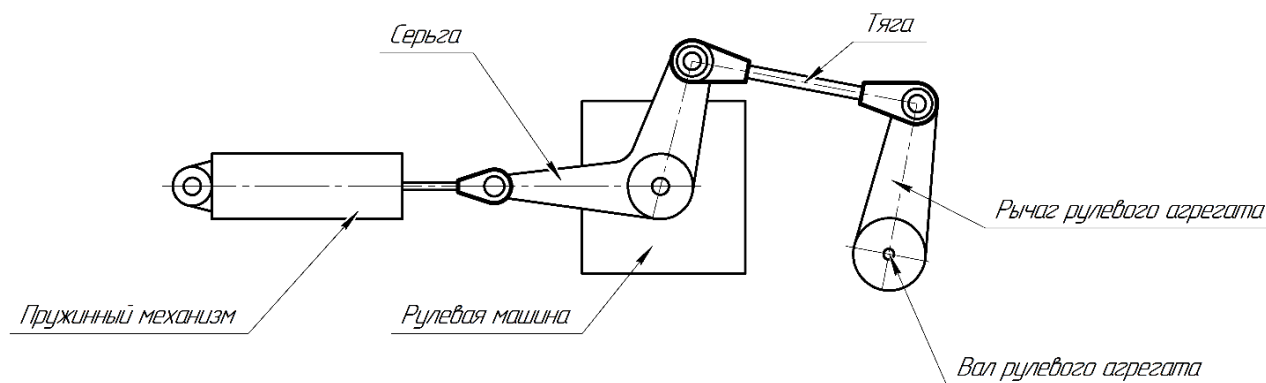


Рисунок 1 – Кинематическая схема узла качания рулевого агрегата

Для удобства решения схема рулевого агрегата разделена на две части (рисунки 2 и 3). Реакция R_{PA} , полученная в первой части схемы, равна по модулю и противоположна по направлению усилию F_{PA} , действующему на вторую часть.

Запишем уравнение равновесия для системы, изображённой на рисунке 2:

$$R_{PA} \cdot L_{PM2} + M_{ПР} - M_{PM} = 0, \\ R_{PA} = \frac{M_{PM} - M_{ПР}}{L_{PM2}}, \quad (1)$$

где M_{PM} – крутящий момент, создаваемый рулевой машиной; L_{PM2} – длина второго плеча рулевой машины,

Так как M_{PM} и L_{PM2} заранее известны, для определения R_{PA} необходимо вычислить момент создаваемый пружиной $M_{ПР}$.

$$M_{ПР} = F_{ПР}^{\perp} \cdot L_{PM1}, \quad (2)$$

где $F_{ПР}^{\perp}$ – тангенциальная составляющая силы упругости пружины $F_{ПР}$, действующей на рулевую машину.

L_{PM1} – длина первого плеча рулевой машины.

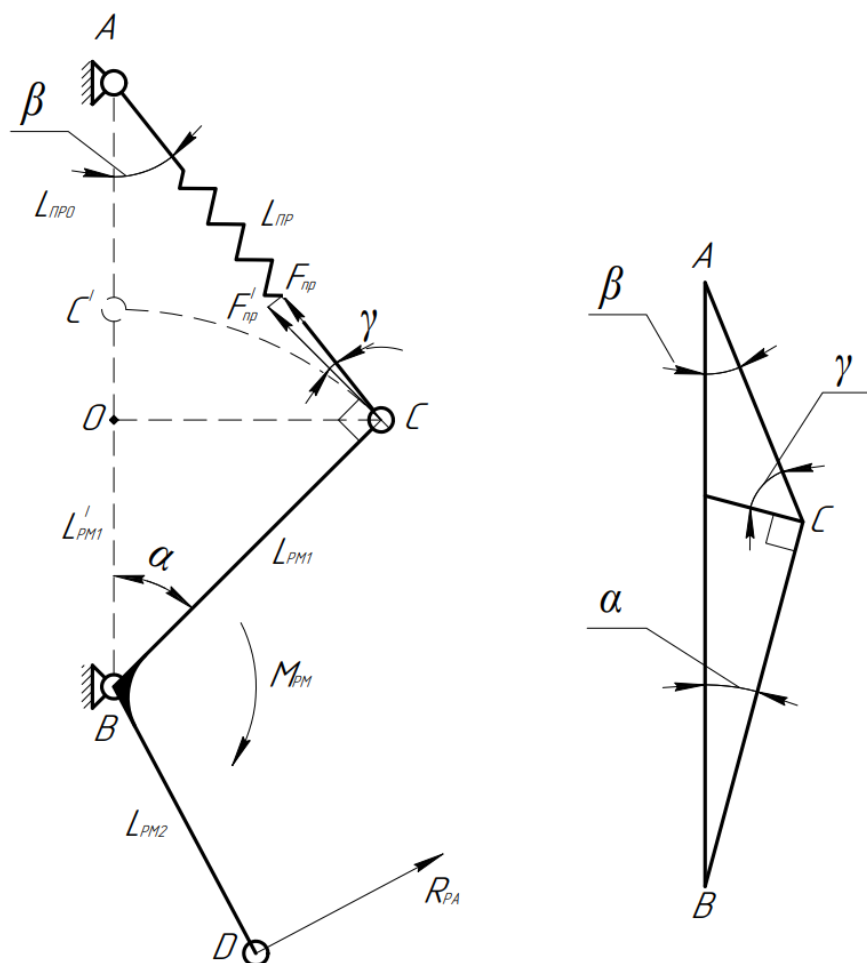


Рисунок 2 – Схема ведущей части рулевого агрегата

$$F_{\Pi P}^{\cdot} = F_{\Pi P} \cdot \cos \gamma, \quad (3)$$

где γ – угол между $F_{\Pi P}$ и $F_{\Pi P}^{\cdot}$.

Из треугольника на рисунке 2 видно, что угол γ можно вычислить как:

$$\gamma = 180^{\circ} - \beta - (180^{\circ} - (180^{\circ} - 90^{\circ} - \alpha)) = 90^{\circ} - \beta - \alpha, \quad (4)$$

где β – угол отклонения пружины; α – угол поворота рулевой машины.

Угол β определим из прямоугольного треугольника ACO :

$$\begin{aligned} \tan \beta &= \frac{CO}{AO}; \\ CO &= L_{PM1} \cdot \sin \alpha; \\ AO &= L_{\Pi P0} + (L_{PM1} - L_{PM1}^{\cdot}); \\ L_{PM1}^{\cdot} &= L_{PM1} \cdot \cos \alpha; \\ AO &= L_{\Pi P0} + (L_{PM1} - L_{PM1} \cdot \cos \alpha) = L_{\Pi P0} + L_{PM1}(1 - \cos \alpha); \\ \beta &= \operatorname{atan}\left(\frac{L_{PM1} \cdot \sin \alpha}{L_{\Pi P0} + L_{PM1}(1 - \cos \alpha)}\right), \end{aligned} \quad (5)$$

где $L_{\Pi P0}$ – длина пружины в начальном положении; $L_{PM1}^{\cdot}$ – проекция L_{PM1} на AB .

Подставляя уравнение (5) в (4), получим:

$$\gamma(\alpha) = 90^{\circ} - \alpha - \operatorname{atan}\left(\frac{L_{PM1} \cdot \sin \alpha}{L_{\Pi P0} + L_{PM1}(1 - \cos \alpha)}\right). \quad (6)$$

Из закона Гука получим силу упругости пружины:

$$F_{\Pi P} = -k \cdot (L_{\Pi P0} - L_{\Pi P}(\alpha)), \quad (7)$$

где k – коэффициент жёсткости пружины.

Из треугольника ACO вычислим длину пружины в зависимости от угла поворота рулевой машины α :

$$L_{\Pi P}(\alpha) = \sqrt{CO^2 + AO^2} = \sqrt{(L_{PM1} \cdot \sin \alpha)^2 + (L_{\Pi P0} + L_{PM1}(1 - \cos \alpha))^2}. \quad (8)$$

Подставляя уравнение (8) в (7), получим зависимость силы упругости пружины от α :

$$F_{\Pi P}(\alpha) = k \left(\sqrt{(L_{PM1} \cdot \sin \alpha)^2 + (L_{\Pi P0} + L_{PM1}(1 - \cos \alpha))^2} - L_{\Pi P0} \right). \quad (9)$$

Путём последовательной подстановки (6), (3) и (2) получим:

$$\begin{aligned} M_{\Pi P}(\alpha) &= F_{\Pi P}(\alpha) \cdot L_{PM1} \cdot \cos \left(90^{\circ} - \alpha - \operatorname{atan}\left(\frac{L_{PM1} \cdot \sin \alpha}{L_{\Pi P0} + L_{PM1}(1 - \cos \alpha)}\right) \right) = \\ &= F_{\Pi P}(\alpha) \cdot L_{PM1} \cdot \sin \left(\alpha + \operatorname{atan}\left(\frac{L_{PM1} \cdot \sin \alpha}{L_{\Pi P0} + L_{PM1}(1 - \cos \alpha)}\right) \right). \end{aligned}$$

Таким образом, уравнение (1) примет вид:

$$R_{PA}(\alpha) = \frac{M_{PM}}{L_{PM2}} - F_{\Pi P}(\alpha) \cdot \frac{L_{PM1}}{L_{PM2}} \cdot \sin \left(\alpha + \operatorname{atan}\left(\frac{L_{PM1} \cdot \sin \alpha}{L_{\Pi P0} + L_{PM1}(1 - \cos \alpha)}\right) \right). \quad (10)$$

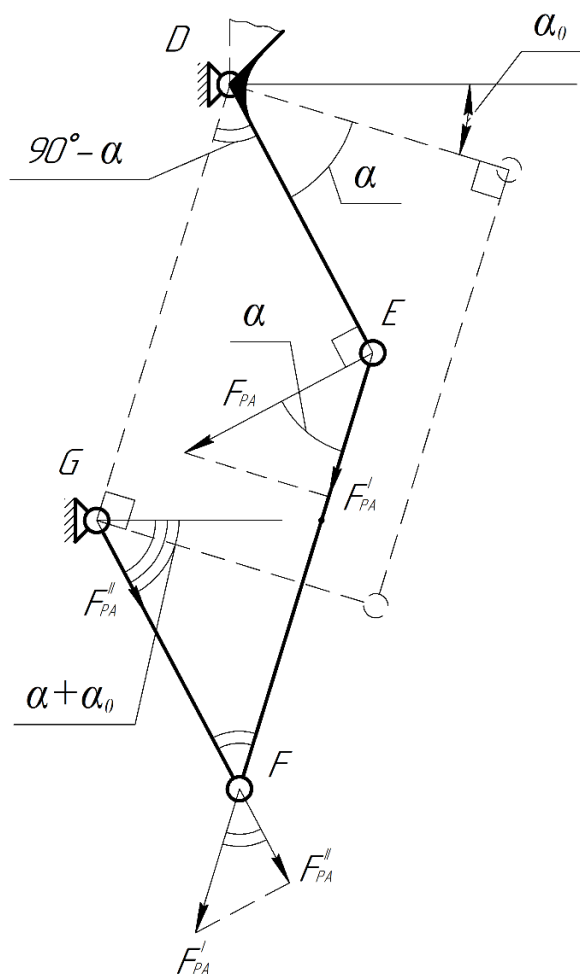


Рисунок 3 – Схема исполнительного механизма рулевого агрегата

Как видно из рисунка 3, усилие F_{PA} передается через шатун на рычаг рулевого агрегата и определяется как:

$$F_{PA}(\alpha) = F_{PA}(\alpha) \cdot \cos \alpha. \quad (11)$$

Из рисунка 3 определим радиальную силу, действующую на вал рулевого агрегата:

$$\begin{aligned} F_{PA}^r(\alpha) &= F_{PA}(\alpha) \cdot \cos(90^\circ - \alpha) = F_{PA}(\alpha) \cdot \sin(\alpha) = \\ &= F_{PA}(\alpha) \cdot \cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha) = \frac{1}{2} \cdot F_{PA}(\alpha) \sin(2\alpha). \end{aligned} \quad (12)$$

Используя уравнение (11), получаем:

$$F_{PA}(t) = F_{PA}(\omega t) \cdot \cos(\omega t).$$

Для проверки адекватности полученных зависимостей построим зависимость F_{PA} от времени и сравним с экспериментальными данными, полученными при огневом испытании рулевого агрегата (рисунок 4). В данном испытании на тягу (см. рисунок 1) был установлен тензодатчик, регистрирующий усилие, приходящее с рулевой машины.

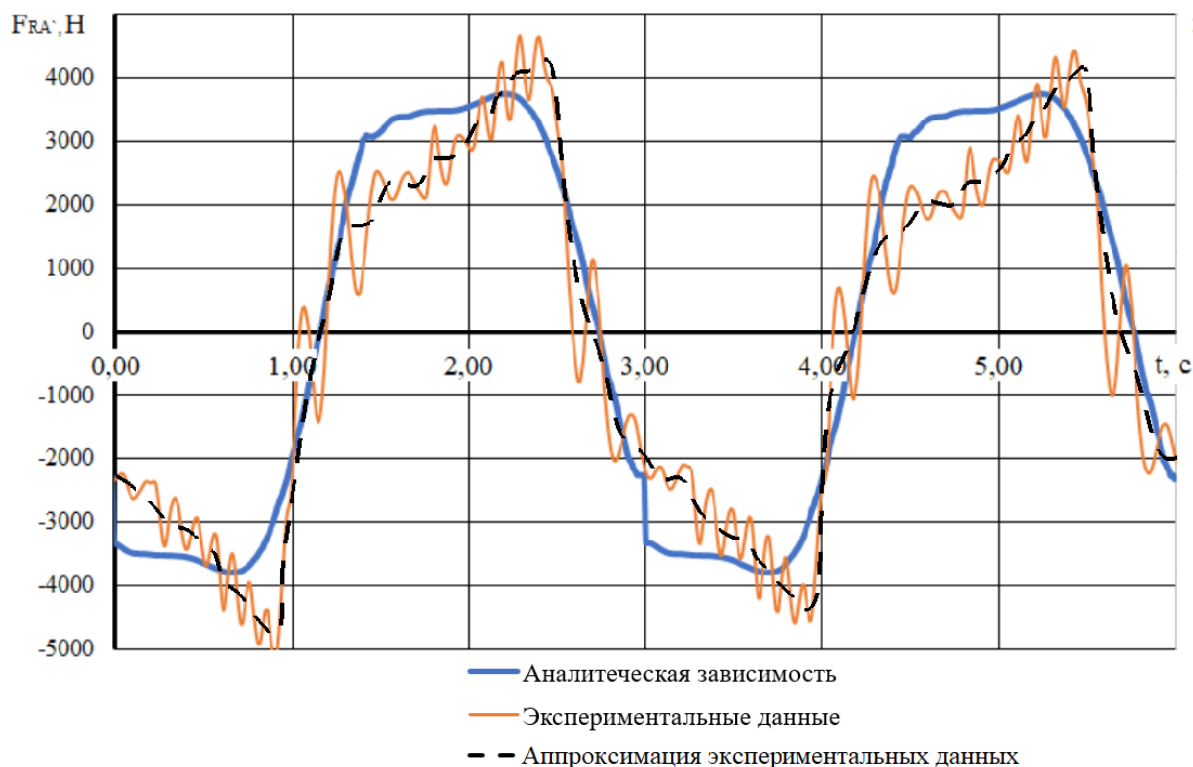


Рисунок 4 – Сравнение экспериментальных данных с аналитической зависимостью

Исследуя график на рисунке 4, можно сделать вывод о качественном совпадении расчётных значений с экспериментальными данными.

На рисунке 5 схематично изображён вал рулевого агрегата. Здесь h – расстояние до точки приложения нагрузки от исполнительного механизма, H – межопорное расстояние, при этом:

$$h < \frac{H}{2}.$$

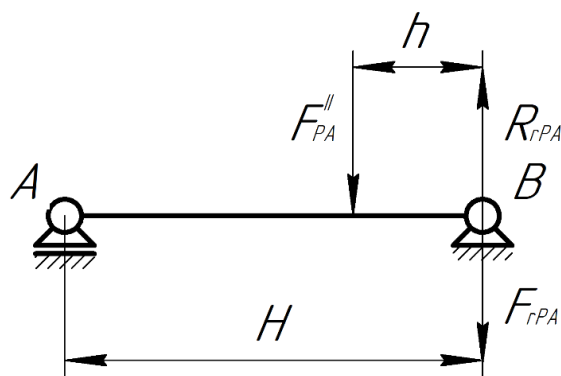


Рисунок 5 – Схема вала рулевого агрегата

Из рисунка 5 очевидно, что большее усилие передаётся на опору B, поэтому найдём силу F_{rPA} , действующую на неё от исполнительного механизма.

Запишем уравнение равновесия моментов относительно опоры A:

$$R_{rPA} \cdot H - F_{PA}^{||} \cdot (H - h) = 0,$$

где R_{rPA} – реакция опоры B.

Тогда

$$|F_{rPA}| = |R_{rPA}| = \frac{H-h}{H} F_{PA}'' = \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}''.$$

Известно, что помимо рулевого агрегата на опоры действует сила тяги двигателя $F_{дв}$. На рисунке 6 изображена схема действия сил на опору В.

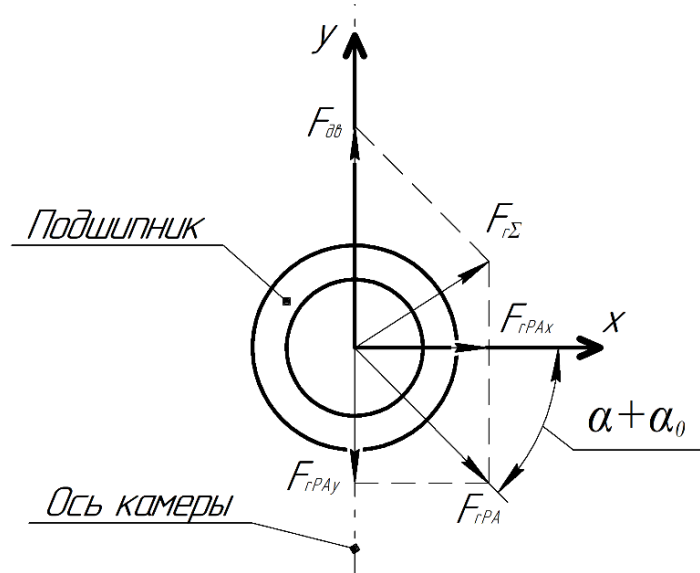


Рисунок 6 – Схема действия сил на опору

После параллельного переноса в радиальной плоскости вала направление F_{rPA} совпадает с F_{PA}'' , а сила тяги двигателя $F_{дв}$ направлена вдоль оси камеры вверх.

Для получения суммарной радиальной силы, действующей на подшипник, спроецируем силу F_{rPA} на оси x и y .

$$F_{rPAx} = F_{rPA} \cdot \cos(\alpha + \alpha_0) = \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}'' \sin(\alpha + \alpha_0), \quad (13)$$

$$F_{rPAy} = F_{rPA} \cdot \sin(\alpha + \alpha_0) = \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}'' \cos(\alpha + \alpha_0), \quad (14)$$

где α_0 – угол установки рулевого агрегата относительно оси камеры.

Тогда суммарная радиальная сила:

$$F_{r\Sigma} = \sqrt{F_{rPAx}^2 + (F_{дв} - F_{rPAy})^2}. \quad (15)$$

Подставляя (12) в (13), (14), а затем (13), (14) в (15), получим:

$$F_{r\Sigma} = \sqrt{\left(\left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}(\alpha) \sin(2\alpha) \sin(\alpha + \alpha_0)\right)^2 + \left(F_{дв} - \left(1 - \frac{h}{H}\right) F_{PA}(\alpha) \sin(2\alpha) \cos(\alpha + \alpha_0)\right)^2}.$$

Последовательно решая уравнения (9), (10), (11), можно получить суммарную радиальную нагрузку, действующую на опору рулевого агрегата.

Для оценки влияния рулевой машины на радиальную силу найдём $\Delta F_r = F_{r\Sigma} - F_{дв}$ и построим график $\Delta F_r = f(\alpha)$. При этом следует учесть, что момент от рулевой машины M_{PM} может быть как положительным, так и отрицательным, что соответствует прямому и обратному ходу РА.

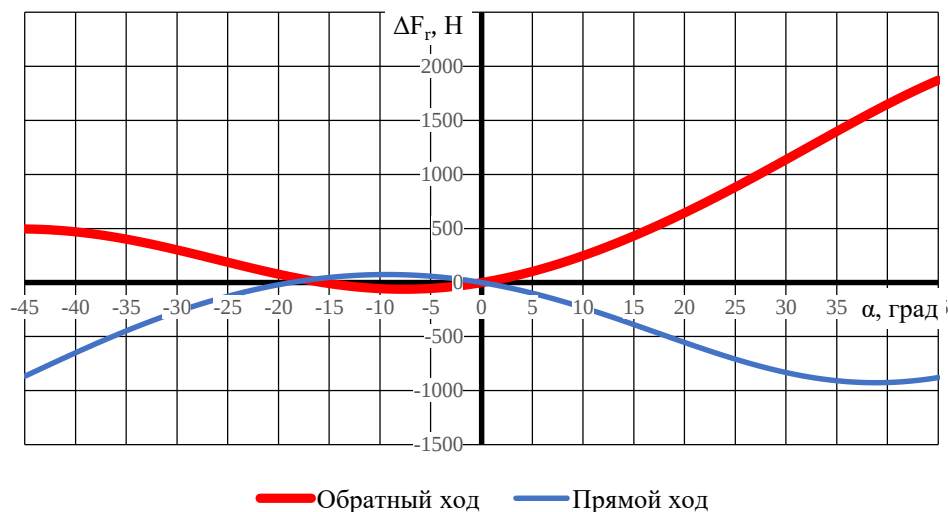


Рисунок 7 – Изменение радиальной силы F_r , действующей на подшипник в зависимости от угла положения α рулевой машины

Из рисунка 7 видно, что дополнительная сила может как догружать, так и разгружать подшипник, при этом максимальное догружение происходит в обратном ходе при $\alpha = -45^\circ$ и составляет $\Delta F_r = 1871$ Н.

Заключение

В результате исследований проведён анализ кинематической схемы привода рулевого агрегата ЖРД. Получены аналитические зависимости переменного во времени усилия, приходящего на исполнительный элемент рулевого агрегата, которое в последующем было сопоставлено с аналогичной экспериментальной характеристикой, зарегистрированной при полноразмерном огневом испытании. Показано, что дополнительная сила может как догружать, так и разгружать подшипник, при этом максимальное догружение происходит в обратном ходе при $\alpha = -45^\circ$ и составляет $\Delta F_r = 1871$ Н. Погрешность в определении максимального усилия аналитическим методом не превысила 6% по сравнению с экспериментальными данными. Максимальная погрешность аналитического расчёта по сравнению с экспериментом не превышает 25%. Приведена аналитическая и графическая зависимость нагрузки на исполнительный элемент в виде временной функции при заданных угловых скоростях переключения рулевого агрегата, показан порядок преобразования указанного усилия в радиальную нагрузку на подшипник.

Список использованных источников

1. Королев, А. В. Экспериментальное исследование влияния геометрии контакта тел и дорожек качения шариковых подшипников на момент трения качения / А. В. Королев, А. А. Королев // Трение и износ. – 2016. – Т. 37, №2. – С. 156-161.

2. Туренко, А. П. Момент трения в упорном подшипнике / А. П. Туренко // Исследование сложных технических и технологических систем. – Саратов : Саратовский государственный технический университет им. Гагарина Ю. А., 2017. – С. 166-171.
3. Тарабарин, В. Б. Исследование момента сил трения во вращательной паре / В. Б. Тарабарин, Ф. И. Фурсяк, З. И. Тарабарина // Теория механизмов и машин. – 2012. – Т. 10, №1(19). – С. 88-97.
4. Королев, А. В. Зависимость момента трения качения упорного подшипника от внешней нагрузки / А. В. Королев, А. П. Туренко // Actualscience. – 2016. – Т. 2, №12. – С. 137-138.
5. Юрков, Ю. В. Исследование динамической погрешности при измерении момента трения подшипников качения / Ю. В. Юрков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2005. – №4. – С. 35-38.
6. Фурлетова, Н. В. Момент трения как фактор потерь энергии в подшипниках качения / Н. В. Фурлетова // Успехи современного естествознания. – 2011. – №7. – С. 228-228.
7. Исследование влияния перекоса колец подшипников качения на момент трения и долговечность опор / В. Б. Балякин, Е. П. Жильников, Б. Б. Косенок, А. В. Лаврин // Трение и износ. – 2016. – Т. 37, №6. – С. 693-698.
8. Лаврин, А. В. Экспериментальное исследование момента трения в подшипнике качения при перекосе вала / А. В. Лаврин, В. Б. Балякин, В. Б. А. Оссиала // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2018. – Т. 20, №4-1(84). – С. 37-42.
9. Жильников, Е. П. Расчет двухрядного подшипника автомата перекоса несущего винта вертолета [Текст] / Е. П. Жильников, И. М. Шифрин // Актуальные проблемы трибологии: сборник докладов регионального научно-технического семинара. – Самара: Изд. СамГТУ, 2008. – С. 71-72.
10. Балякин, В. Б. Анализ условий комплексного нагружения радиальных подшипников узлов качения рулевых агрегатов ЖРД / В. Б. Балякин, А. В. Лаврин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения : Сборник докладов Международной научно-технической конференции. В 2-х томах, Самара, 23–25 июня 2021 года. Том 2. – Самара: Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, 2021. – С. 99-100.

Dynamic loading conditions of radial bearings of rocket steering units of liquid rocket engine steering units

D. E. Dolgih

Postgraduate Student at the Department of Fundamentals of Machine Design;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
email: i@dolgih-work.ru

A brief review of existing and newly developed methods for calculating the friction moment of radial bearings of rocket steering units is given using the most common domestic articulated steering units of liquid-propellant rocket engines as an example. An analysis of the kinematic diagram of the steering drive is carried out, the leading element of which is the shaft of the launch vehicle steering machine. Analytical dependencies of the time-varying force coming to the actuator of the steering unit are obtained, which were subsequently compared with a similar experimental characteristic recorded during a full-scale fire test. An analytical and graphical dependence of the load on the actuator as a time function at specified angular velocities of the steering unit shift is given, the procedure for converting this force into a radial load on the bearing is shown. The field of application of the obtained refined data in studying the torque characteristics of low-speed radial bearings of steering units is determined.

Keywords: liquid rocket engine steering unit; swing units; radial force; rolling bearings; torque characteristics

Citation: Dolgih, D. E. (2025), "Dynamic loading conditions of radial bearings of rocket steering units of liquid rocket engine steering units", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, T. 11, no. 2, pp. 46-55. DOI: 10.18287/2409-4579-2025-11-2-46-55. (In Russian; abstract in English)

References

1. Korolev, A. V. and Korolev, A. A. (2016), "Experimental study of the balls and raceways contact geometry effect on the rolling-friction torque", *Trenie i iznos* [Friction and Wear], vol. 37, № 2, pp. 156-161. (In Russian)
2. Turenko, A. P. (2017), "Friction moment in the steering bearing", *Issledovanie slozhnykh tekhnicheskikh i tekhnologicheskikh sistem* [Research of complex technical and technological systems], Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Saratov, pp. 166-171. (In Russian)
3. Tarabarin, V. B., Fursyak, F. I. and Tarabarina, Z. I. (2012), "Issledovanie momenta sil treniya vo vrashchatel'noy pare" [Study of the moment of friction forces in a rotating pair], *Theory of mechanisms and machines*, vol. 10, № 1(19). – pp. 88-97. (In Russian)
4. Korolev, A. V. and Turenko, A. P. (2016), "Dependence of the moment of rolling friction thrust bearings on the external load", *Actualscience*, vol. 2, №12, pp. 137-138. (In Russian)
5. Yurkov, Yu. V. (2005), "Issledovanie dinamicheskoy pogreshnosti pri izmerenii momenta treniya podshipnikov kacheniya" [Study of dynamic error in measuring the friction torque of rolling bearings], *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, № 4, pp. 35-38. (In Russian)
6. Furletova, N. V. (2011), "Moment treniya kak faktor poter' energii v podshipnikakh kacheniya" [Friction moment as a factor of energy losses in rolling bearings], *Advances in current natural sciences*, № 7, pp. 228-228. (In Russian)
7. Balyakin, V. B., Zhil'nikov, E. P., Kosenok, B. B. and Lavrin, A. V. (2016), "Investigation of the influence of ring misalignment of rolling bearings on frictional torque and durability of supports", *Trenie i iznos* [Friction and Wear], vol. 37, № 6, pp. 693-698. (In Russian)
8. Lavrin, A. V., Balyakin, V. B. and Ossiala, V. B. A. (2018), "Experimental study of friction torque in the rolling bearing by the distortion of the shaft", *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, vol. 20, № 4-1(84). pp. 37-42. (In Russian)
9. Zhil'nikov, E. P. and Shifrin, I. M. (2008), "Raschet dvukhryadnogo podshipnika avtomata perekosa nesushchego vinta vertoleta" [Calculation of a double-row bearing of a helicopter main rotor swashplate], *Aktual'nye problemy tribologii: sbornik dokladov regional'nogo nauchno-tekhnicheskogo seminara* [Actual problems of tribology: collection of reports of the regional scientific and technical seminar], Izd. SamGTU, Samara, pp. 71-72. (In Russian)
10. Balyakin, V. B. and Lavrin, A. V. (2021), "Complex loading conditions analysis for radial bearings of liquid-propellant engines steering units", *Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya : Sbornik dokladov Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii* [Problems and Prospects of Development of Engine Building: Collection of reports of the International Scientific and Technical Conference], vol. 2, Samara National Research University, pp. 99-100. (In Russian)