

УДК 621.01:534.1

doi: 10.18698/0536-1044-2022-10-35-44

Расчет допустимого зазора в сопряжениях звеньев механизма с учетом динамики^{*}

А.А. Серегин

Оренбургский государственный университет

Calculation of the Permissible Clearances between the Parts of the Mechanism, in Consideration with the Dynamics

A.A. Seregin

Orenburg State University

Приведены основные расчетные формулы для динамического моделирования процессов, происходящих в узлах и звеньях механизмов и машин, с учетом размеров между гранью деталей в сопряжениях звеньев. Разработанные методы теоретического анализа механизмов позволяют снизить негативное влияние применения в расчетных моделях представления о стыках как об идеальных шарнирах. В предлагаемой модели стык — упругофрикционная система, где учтены контактные деформации, внутреннее трение, демпфирующие силы и процессы последствия упругофрикционной системы. При этом в расчетную модель включены выражения, с помощью которых можно определить зависимость сил от погрешностей звеньев механизмов. Это позволяет оценить изменения динамических процессов, и использовать эти данные при расчете зазоров.

Ключевые слова: динамические процессы, зазор, конструкторские базы, саморегулируемые вкладыши подшипников, силовой анализ, стабилизация движения

The main calculation formulas for dynamic modeling of processes occurring in the nodes and links of mechanisms and machines are given in this article, taking into account the dimensions between the face of the parts in the interfaces of the links of the mechanism. The developed methods for the theoretical analysis of mechanisms make it possible to reduce the negative impact of the use of the idea of joints as ideal hinges in computational models. In the proposed model, the joint is an elastic-friction system, where contact deformations, internal friction, damping forces, and after-effect processes of the elastic-friction system are taken into account. At the same time, expressions are included in the calculation model, with the help of which it is possible to determine the dependence of forces on the errors of the links of mechanisms. This allows you to evaluate changes in dynamic processes, and use these data when calculating clearances.

Keywords: fundamental research, clearance, design structures, self-adjusting bearing shells, force analysis, motion stabilization

^{*} Исследование выполнено при финансовой поддержке из федерального бюджета в 2021 г. в форме гранта на реализацию программы стратегического академического лидерства «Приоритет-2030» в рамках соглашений № 075-15-2021-1171 и № 075-15-2021-1112.

В машиностроении все больше ужесточают требования к качеству высокоскоростного оборудования. Одно из требований к таким машинам — повышение эффективности при увеличении скорости работы. Конструкторы высокоскоростного оборудования сталкиваются с такими нежелательными динамическими явлениями, как вибрации деталей, опор, базовых элементов и удары в сопряжениях деталей.

Все попытки увеличить эффективность машины известными методами приводили к увеличению шума при работе ее механизмов, уменьшению надежности и срока службы, к потере точности и устойчивости. Ужесточение требований к зазорам, либо затяжка регулируемых подшипников приводит к повышению сил трения и снижению коэффициента полезного действия машины.

Впервые полномасштабное решение задачи динамики механизмов с учетом зазоров приведено в работе [1]. В статье [2] продолжено рассмотрение подобных задач в виде приложения к механизмам, функционирование которых невозможно без зазоров. В трудах [1–3] основной динамической системой являлся кривошипно-шатунный механизм.

Существуют методики по расчету погрешности механизмов с учетом нелинейной характеристики зазоров [4]. Решению этой проблемы посвящены зарубежные публикации [5, 6] и обзорная статья [7], в которой приведено более 100 источников по исследованиям колебаний и вибраций механизмов, в том числе и с зазорами.

Работы по экспериментальным и теоретическим исследованиям влияния нелинейных процессов в опорах на возникновение критических колебаний продолжают [8].

Цель статьи — разработка укрупненного алгоритма инженерного расчета допустимого зазора в соединениях плоских и пространственных механизмов с учетом погрешности изготовления и нелинейных динамических характеристик сопряжений узлов и звеньев.

Принцип возможных перемещений сопрягаемых звеньев в пределах зазора. Достижение указанной цели осложнено тем, что зазор выступает как ограничение в уравнениях движения звеньев механической системы (МС). При этом в пределах зазора звенья механизма могут быть смещены относительно друг друга на величину, зависящую от погрешности изготовле-

ния. Это определяет специфику нахождения сил, действующих в шарнире.

В механике при составлении уравнений движения механизма или его звена, считают, что объект может двигаться по шести обобщенным координатам, но в реальных механизмах при наличии связей у звена может быть меньше шести степеней свободы.

Оси систем обобщенных координат, связанных со звеньями кинематической цепи, задают на основных и вспомогательных конструкторских базах [9]. Основываясь на этом положении, логично рассматривать шарнир как совокупность базирующих поверхностей, образующих (согласно ГОСТ 21495–76) опорную, направляющую, установочную, двойную опорную или двойную направляющую базы.

Соответственно, перемещения вдоль координат, на которые наложены связи перечисленными базами, возможны только в пределах, ограниченных значением зазора. Помимо зазоров ограничения должны содержать значения собственных и контактных деформаций деталей шарнира, которые можно рассчитать, если известны силы, действующие в сопряжении звеньев МС.

Используя указанные ограничения в перемещениях, конструктор сокращает число возможных движений исследуемых звеньев сопряжения. Но для большинства известных механизмов число оставшихся перемещений может быть равно двум и более.

Выбрать направление этих перемещений можно исходя из предположения, что наиболее вероятная точка контакта сопрягаемых звеньев находится на линии вектора силового взаимодействия, направленного от ведущего звена к ведомому. Это предположение подтверждено эксплуатацией механизмов с зазорами.

Места смятия и износа ведомого звена, как правило, локализованы рядом с линией, определяющей траекторию перемещения точки сопряжения, принадлежащей ведущему звену. Для роторов, вращающихся с малой угловой скоростью, прирост износа подшипника осуществляется в направлении вектора силы тяжести и т. п. Отклонение точек контакта не может превышать допуск на размеры и форму сопрягаемых звеньев.

Алгоритм расчетов. Используя указанный принцип можно провести формализацию ана-

лиза динамики и точности МС и составить следующий пошаговый алгоритм расчетов:

- кинематический и динамический анализ МС:

- составление уравнений движения звеньев МС с использованием правил теоретической механики и теории машин и механизмов; определение сил, действующих в сопряжениях;

- получение уравнений движения звеньев в пределах зазора на основе принципа возможных перемещений сопрягаемых звеньев и результатов, полученных в предыдущем пункте;

- расчет точности изготовления и сборки звеньев и выявление ее влияния на изменение динамики МС:

- определение погрешности расположения сопряженных звеньев относительно друг друга; локализация мест возможного контакта звеньев;

- нахождение отклонения векторов сил по направлению и значению от номинальных, вызванного смещением точки контакта от номинального положения;

- определение возможных изменений динамики с учетом отклонений векторов сил и составление заключения о том, что они допустимы для проектируемой МС (т. е. проявляющиеся вследствие этих изменений колебания, вибрации или шум находятся в допустимых пределах);

- расчет допустимого зазора с использованием результатов анализа точности и динамики МС посредством решения обратной задачи теории точности.

Основные уравнения алгоритма. Рассмотрим теоретические положения в соответствии с указанным алгоритмом.

Уравнения динамики МС. Расчет сил начнем с решения уравнений динамики МС. Чтобы учесть в разрабатываемой модели трехмерность МС, а также динамику пространственных систем, используем принцип Лагранжа [1, 10]. Чтобы обобщить указанный принцип на все основные виды координат (голономные, неголономные, криволинейные и произвольно движущиеся) [10] уравнения движения МС запишем в виде

$$\ddot{q}_p - \{\Theta_p^b\} \Gamma_{pb}^n \dot{q}_p \dot{q}^b = F_p^Q, \quad (1)$$

где q_p — обобщенные (линейные и угловые) координаты, связанные со звеном МС; $\{\Theta_p^b\}$ —

матрица положительных коэффициентов пропорциональности, отвечающих за сопротивление движению; Γ_{pb}^n — симметрическая связность, согласованная с обобщенными координатами q_p ; \dot{q}^b — производные q_p по направлению b -й координаты т. е. компоненты обобщенной скорости звена МС [10]; F_p^Q — компоненты вектора обобщенных сил, действующих на звено со стороны других элементов МС.

Массу звена в выражении (1) принимаем равной единице согласно упрощениям, указанным в работе [10]. Коэффициенты Γ_{pb}^n в выражении (1) могут представлять собой не только простую аффинную связность криволинейных координат (цилиндрической или сферической) с прямоугольными. Здесь они обобщены и на декартовы системы координат, совершающие сложное движение, например, с ускорением, при наличии колебаний и т. д.

Уравнения движения звеньев в пределах зазора. Преобразуем уравнение (1), основываясь на положениях работ [10, 11], для декартовой системы координат. Тогда, уравнения динамики звена МС, совершающего объемное движение, можно представить в виде

$$\{M_n\} \ddot{S}_n + \{D_n\} \dot{S}_n + \{J_n\} S_n = F_n^Q, \quad (2)$$

где $\{M_n\}$, $\{D_n\}$ и $\{J_n\}$ — матрицы динамических показателей звена МС: соответственно матрицы распределения масс, коэффициентов демпфирования и жесткости стыка [11] вдоль n -й координаты системы координат, связанной с ведущим звеном механизма; S_n — компоненты номинального значения вектора перемещения S точки сопряжения звеньев в системе координат, связанной с ведущим звеном; F_n^Q — компонента вектора F^Q , направленная вдоль n -й координаты.

Как следует из уравнения (2), S представляет собой функцию, непрерывно изменяющуюся во времени. Эта функция одновременно является ограничением уравнения (2), так как S не может превышать максимальное (минимальное) значение зазора. Нахождение вектора S осуществляют совместным решением задач метрологии и теории механизмов и машин.

Для каждого звена записываем по одному матричному уравнению вида (2). Эти уравнения объединяем в систему для всей МС с идеальными шарнирами. Чтобы преобразовать идеальные шарниры в реальные сопряжения звеньев, на каждое сопряжение накладываем ки-

нематические ограничения. Эти ограничения математической модели (2) необходимо включить в состав матрицы связи, аналогичной матрице перехода (якобиану) [12] между системами координат звеньев МС.

Для решения уравнения (2) относительно координат звеньев МС необходимо установить связь координат вектора \mathbf{S} с обобщенными координатами $q(x, y, z, t)$. Запишем следующее уравнение:

$$S_n = [A_n^p] q_p, \quad (3)$$

где $[A_n^p]$ — якобиан для реального сопряжения звеньев, представляющий собой набор компонент переменных во времени.

Расчет точности МС. Точность МС и реальные координаты точек контакта звеньев определяем на основе размерного анализа. Его можно провести расчетным путем с помощью известных методов, описанных в различных публикациях (например, в [9, 4]). Для простых механизмов можно использовать графический способ с применением современных систем автоматизированного проектирования и инженерной графики.

Порядок расчета изменения значения и направления действия сил. Решение задач динамики основано на нахождении векторных величин, заданных в определенных системах отчета. Величину отклонения (погрешность) вектора определяем на основе такого понятия современной геометрии, как векторная разность его номинального \mathbf{F}^Q и фактического \mathbf{f}^Q значений.

Погрешность изготовления взаимодействующих звеньев МС вызывает неточность расположения точек (линий, поверхностей) контакта этих звеньев и несовпадение момента их контакта с таковыми для остальных звеньев.

Если вектор силы \mathbf{F}^Q задан в точке контакта, занимающей номинальное положение, а вектор силы \mathbf{f}^Q — в точке фактического контакта, то для нахождения их векторной разности $\Delta\mathbf{F}^Q$ необходимо путем параллельного переноса совместить начала этих векторов.

Используя формулу изменения вектора при параллельном переносе [10], получаем

$$\Delta F_n^Q = F_n^Q - \left(f_n^q + K_k^p \Gamma_{pk}^n F_p^Q \Delta x^k \right), \quad (4)$$

где ΔF_n^Q — компонента векторной разности $\Delta\mathbf{F}^Q$ n -й координаты системы координат, связанной с ведущим звеном механизма; F_n^Q и

F_p^Q — компоненты вектора \mathbf{F}^Q , направленные вдоль n -й и p -й координат; f_n^q — компонента фактического вектора сил, направленная вдоль n -й координаты; Δx^k — пространственно-временная погрешность \mathbf{F}^Q ; K_k^p — коэффициенты, определяющие степень влияния входных погрешностей Δx^k на выходные ΔF_n^Q ; Γ_{pk}^n — коэффициенты связности, аналогичные приведенным в уравнении (1).

Формулу (4) можно использовать при решении как линейных задач теории точности [12], так и нелинейных [13]. В ней происходит суммирование по повторяющимся индексам (знак суммы опущен). Погрешность ΔF_n^Q определяем в системе координат ведущего звена и в координатах ведомого рассчитываем по формуле

$$\Delta W_m^Q = \mathbf{A}_n^m K_n \Delta F_n^Q \mathbf{e}^n, \quad (5)$$

где \mathbf{A}_n^m — якобиан перехода между системами координат звеньев [12]; \mathbf{e}^n — векторы, характеризующие базис (репер) в каждой точке системы координат ведущего звена (если они заданы как функции от базиса системы координат ведомого звена, то якобиан перехода из формулы (5) исключают); K_n — коэффициенты разложения вектора по заданному пространственно-временному базису \mathbf{e}^n .

Оценка возможных изменений динамики МС.

После определения истинных значения и направления сил взаимодействия звеньев осуществляем поиск причин динамических возмущений МС. Наиболее существенными из них являются компоненты сил, направление которых не совпадает с номинальным. Они могут вызвать колебания, способные привести к резонансу в МС. Расчет проводят по методам, изложенным в работе [14].

Если динамические возмущения находятся в пределах нормы, то определяют влияние отклонений сил на другие показатели МС, например, на снижение коэффициента полезного действия.

Расчет допустимого зазора. Трудность реализации предлагаемого алгоритма заключается в том, что для расчета допустимого зазора необходимо решить задачи, обратные описываемым уравнениями (3)–(5). Чтобы решить уравнения (3)–(5) с учетом зазоров в соединениях, матрицы и коэффициенты связности систем координат звеньев изменяют с добавлением кинематических ограничений в сопряжениях.

Ограничения определяют на основе принципа возможных перемещений в каждом зазоре между звеньями. Для исследуемого i -го звена с зазором в сопряжении в состав якобиана включают те компоненты вектора \mathbf{S} , которые проектируются на линию перемещения, соединяющую точки возможного контакта, ведущего и ведомого звеньев.

Пример 1: шар внутри сферы. Чтобы представить, как влияют погрешности на отклонение сил, рассмотрим соединение типа шаровая опора или шаровой шарнир (рис. 1). Звенья, несущие шар и сферу ограничены двойными направляющими базами 1,3 и 2,4. Соответственно, они имеют возможность перемещения вдоль осей $O_{ш}$, $O_{сф}$ и поворота вокруг них.

Смещение осей на величину ΔO вызывает отклонение действительной точки K_d контакта от номинальной K_n . В результате чего сила f_d содержит компоненту f^\perp , направленную перпендикулярно осям $O_{ш}$ и $O_{сф}$. Номинальная сила F_n из-за ограничений движения базами 1,3 и 2,4 имеет только одну компоненту, направленную вдоль осей $O_{ш}$ и $O_{сф}$. Именно компонента f^\perp может вызывать поперечные колебания звеньев, которые отсутствовали бы в случае их контакта в точке K_n .

Оси $O_{ш}$ и $O_{сф}$ образуют координату q_5 систем координат, связанных со звеньями. Они представляют собой скрытые конструкторские базы. Обобщенной координатой q_6 является угловая координата (поворот или вращение) вокруг осей $O_{ш}$ и $O_{сф}$.

На основе формулы (4) получаем выражение

$$f^\perp = - \frac{F_n}{\rho_{K_d}} \Delta\phi, \tag{6}$$

где ρ_{K_d} — линейная координата точки K_d ; $\Delta\phi$ — угловая погрешность.

Выражение (6) получено по методике, приведенной в работе [12]. Из него следует, что f^\perp

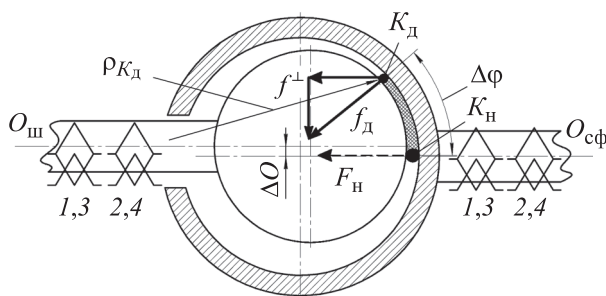


Рис. 1. Схема соединения типа шаровая опора или шаровой шарнир

пропорциональна F_n и изменяется с увеличением угловой погрешности $\Delta\phi$ расположения точки K_d . Линейная погрешность Δr не влияет на значение f^\perp , так как сила F_n направлена вдоль осей $O_{ш}$ и $O_{сф}$ и не имеет трансверсальной составляющей.

Выражение (6) получено для обобщенной силы. Оно содержит линейную и угловую координаты, но при умножении в выражении (5) на соответствующую компоненту репера e^n ее размерностью будет ньютон.

Определим зависимость зазора $Lf_{ш}$ от параметров $\Delta\phi$ и ΔO . Используя правила начертательной геометрии и тригонометрии для рассматриваемого примера, получаем

$$\Delta\phi \approx \frac{2\Delta O}{Lf_{ш}}$$

Из этого выражения следует, что с увеличением зазора угловая погрешность уменьшается, а следовательно, и f^\perp . Пример с шаровой опорой не тривиален и показывает, что не всегда для улучшения работы МС необходимо ужесточать допуски на зазоры.

Выполняя условия оценки возможных изменений динамики МС, находим допустимое значение $[f^\perp]$ для компоненты f^\perp . Тогда зазор можно определить из выражения

$$Lf_{ш} \approx \frac{F_n}{\rho_{K_d} [f^\perp]} \Delta O.$$

Полученное выражение является верным, когда линейные координаты звеньев ρ_{K_d} многократно превышают погрешности $\Delta\phi$, ΔO и зазоры $Lf_{ш}$. Формулы (4) и (5) получены на основе нелинейной теории точности [4], но они имеют ограничения по входным погрешностям Δx^q . Существующая система допусков и посадок на размеры соответствует указанным требованиям.

Пример 2: ротор (шпиндель, быстроходный вал). У МС типа ротор исполнительное звено имеет одну степень свободы (вращение). Подшипники Π_1 и Π_2 образуют двойную направляющую базу 1,3 и 2,4 в точках контакта с шейкой ротора, а элементы его привода — опорную 5 (рис. 2). Смещение ротора под действием силы тяжести F_T определяет наиболее вероятные координаты точек 3 и 4. Координаты точек 1 и 2 находят, рассматривая действительное положение оси ротора O_p .

Погрешность расположения O_p относительно осей Π_1 и Π_2 может вызвать изменение

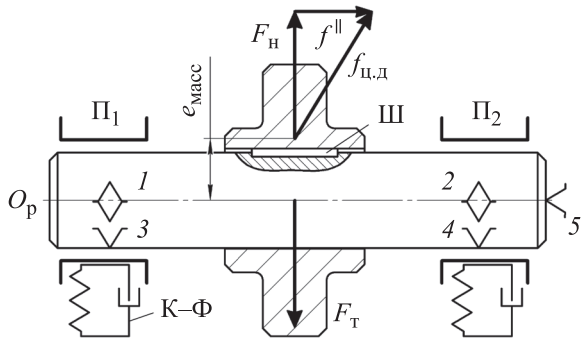


Рис. 2. Модель ротора с зазорами в опорах

направления центробежной силы $F_{ц}$. Действующая центробежная сила $f_{ц,д}$ имеет компоненту f^{\parallel} , направленную параллельно O_p . Действие f^{\parallel} компенсируется жесткостью опоры 5. Это взаимодействие вызывает продольные колебания МС.

Основными процессами, влияющими на динамику МС типа ротор, являются те, которые происходят в зазорах между подшипниками Π_1 и Π_2 и шейкой. Подшипники Π_1 и Π_2 установлены в корпусе механизма и представляют собой упругодемпфирующие системы.

Наиболее точной для описания этих систем (с физической точки зрения процесса) является модель Кельвина — Фойгта (К-Ф). Наличие смазки C_m в опорах ротора превращает подшипники Π_1 и Π_2 в нелинейные системы [4, 8]. Их жесткость и сопротивление изменяются в зависимости от погрешности расположения шейки ротора относительно обоймы подшипника.

В номинальном положении при отсутствии эксцентриситета ($e = 0$) сопротивление движению складывается из гидравлического сопротивления смазки C_m (до точки hdr) и контактных деформаций (начиная от точки cnt), которые возникают после выборки зазора (рис. 3). Здесь hdr — сопротивление силе F , вызываемое жидкой, консистентной или твердой смазкой, cnt — сопротивление силе F , вызываемое контактной жесткостью шейки ротора и подшипника.

Жесткость J системы в разных точках расположения шейки ротора (см. рис. 3) характеризуется углами α и β наклона касательной к графику J , в соответствующих точках перемещения. В случае максимума отклонений, когда $e = Lf$, часть кривой, описывающей сопротивление hdr , C_m значительно сокращается (рис. 4).

При нелинейной зависимости J углы α и β необходимо заменить угловыми коэффициентами секущей. Как известно из дифференциального исчисления, они равны тангенсу угла

наклона прямой, проходящей через рассматриваемую точку графика J . Тогда углы α и β наклона касательной становятся функциями от перемещения S .

Определяя на основе модели Кельвина — Фойгта зависимости $\alpha(S)$, $\beta(S)$ и принимая $\alpha = \text{tg } \alpha(S)$, $\beta = \text{tg } \beta(S)$, получаем

$$hdr = \alpha Lf; \quad cnt = \beta(S - Lf).$$

В этом случае жесткость подшипников Π_1 и Π_2 полностью характеризуется собственными и контактными деформациями. В реальной схеме ротор имеет эксцентриситет масс $e_{масс}$ (см. рис. 2), например, из-за наличия шпонки Ш. Поэтому на него действует крутящий момент, а также сила $f_{ц,д}$ и сила тяжести F_T . Тогда результирующая сила будет представлять собой векторную сумму

$$F_{\Sigma} = f_{ц,д} + F_T.$$

Будем считать схему, приведенную на рис. 2, условно симметричной. Тогда реакции R_{Π} в подшипниках Π_1 и Π_2 будут прямо пропорциональны F_{Σ} . Как и $f_{ц,д}$, реакции R_{Π} представляют собой вращающийся вектор, отстающий от $f_{ц,д}$ вследствие действия силы тяжести F_T . Подставляя в уравнение (2) вместо F_n^0 полученное значение F_{Σ} , находим силы упругости и сопротивления, действующие в зазоре,

$$F_{\Sigma} = \beta\{S - Lf\} + \alpha Lf.$$

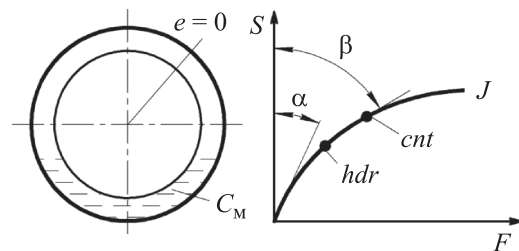


Рис. 3. Нелинейная характеристика опор при совпадении центров вала и подшипника, полученная на основе модели Кельвина — Фойгта

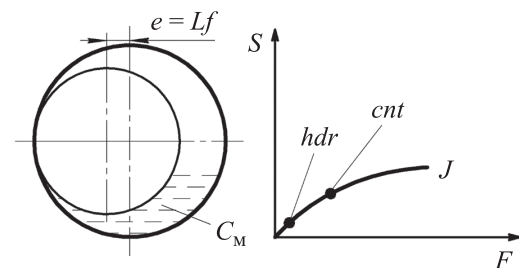


Рис. 4. Характеристика опор при полной выборке зазора

Как и в примере 1, введем допустимое усилие $[F_{\Sigma}]$. В этом случае его определяют из условия максимума $e_{\text{масс}}$, а также возможного проявления резонанса и нежелательных асинхронных колебаний, носящих как субгармонический характер, так и супергармонический. Тогда выражение для расчета зазора принимает вид

$$Lf = \frac{cnt - [F_{\Sigma}]}{\alpha}.$$

Величину контактных деформаций определяют по методике, приведенной в работе [10], либо решением контактной задачи Штаермана. Решение для зазора Lf получено в полярной системе координат.

Анализ зависимостей, полученных в примере 2, показывает, что при невозможности регулирования динамических процессов в МС с помощью зазоров следует изменять величины α и β . Появляется перспектива стабилизации движения ротора саморегулируемыми вкладышами подшипников.

Экспериментальное исследование. Проверку верности расчетов по примеру 2 проводили на простой модели эксцентрично нагруженного ротора, вращающегося в подшипниках скольжения (рис. 5). Настройку ротора выполняли по величине смещения оси.

Для визуализации направления луча использовали оптический моноблок (красные точки на стеклянном цилиндре отражаются в зеркале, используемом для изменения направления луча). Подшипники устанавливали в массивных и жестких опорах, представляющих собой единое

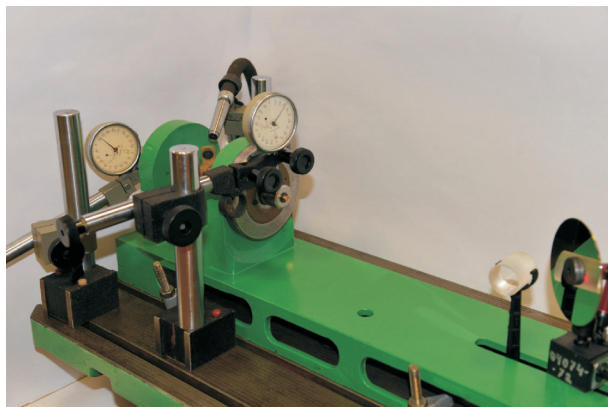


Рис. 5. Экспериментальная установка для исследования модели эксцентрично нагруженного ротора, вращающегося в подшипниках скольжения



Рис. 6. Внешний вид вкладышей подшипников с переменной жесткостью в центре

целое со статором. Статор закрепляли на столе технологического оборудования.

Размеры вала и подшипника: диаметр 30 мм; посадка H8/d8. Эксцентриситет оси подшипника относительно ротора выставляли с помощью регулировочных винтов. Величину смещения контролировали индикаторами МИГ-1 в двух направлениях. Привод ротора осуществляли от потока сжатого воздуха, подаваемого на лопасти, закрепленные на валу.

Частоту вращения контролировали тахометром. Эксцентриситет масс создавали путем закрепления груза на одной из лопастей. В валу ротора изготавливали полость для размещения полупроводникового лазера, направление излучения которого совмещали с осью ротора с помощью эксцентриковой втулки. Это позволило проводить измерения одновременно по схемам лазерного нивелира и лазерного гироскопа.

В эксперименте использовали масштабный эффект (увеличение измерительного плеча) для оценки отклонения движения ротора от номинального. Отклонение луча лазера регистрировали на экране с масштабной сеткой. Длину измерительного плеча изменяли в диапазоне 10...100 м. Это расстояние получали за счет многократного отражения луча от зеркал.

Картину отклонения луча фиксировали с помощью фотоприборов, имеющих возможность выдержки $(1,0...2,5) \cdot 10^{-4}$ с. Все это позволяло регистрировать колебания с амплитудой 10...100 мкм. Испытания проводили в затемненном помещении размером 6×15 м. Измерения выполняли после отключения сжатого воздуха, когда ротор двигался по инерции.

Таким образом, удалось зарегистрировать прямую и обратную прецессии, вызванные эксцентриситетом масс и смещением осей перед-

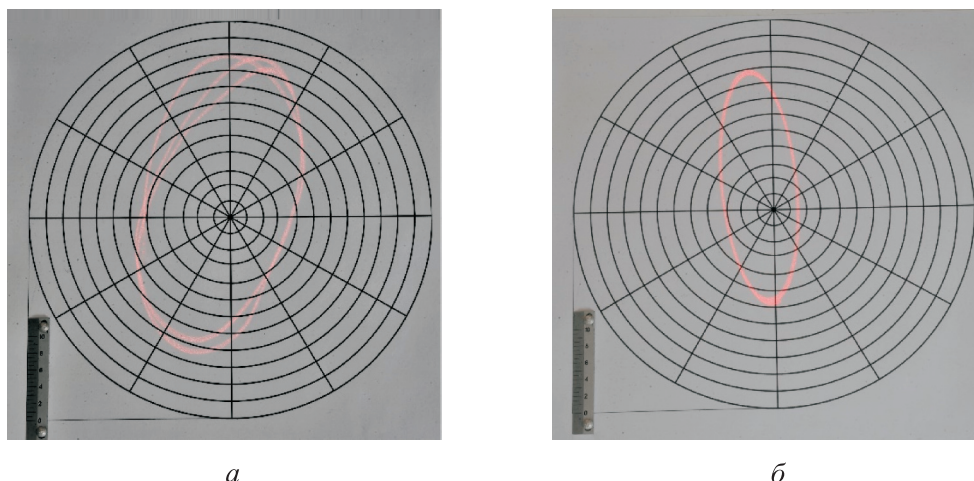


Рис. 7. Схемы движения оси ротора при относительном смещении осей подшипников до 0,13 мм: а — движение с постоянным ростом угла сдвига фаз; б — стабилизированное движение

него и заднего подшипников, а также нутацию оси ротора.

Неопределенность измерений, вызванную угловым расхождением лазерного луча, равным $3'$, при длине измерительного плеча, превышающей 25 м, компенсировали фокусировкой до диаметра 1,2...2,3 мм. Благодаря расположению лазера непосредственно в объекте исследования удалось провести прямые измерения амплитуды и частоты колебаний, точность которых несущественно отличается от значения, полученного при оценке колебаний исследованием интерференционной картины [15, 16], но при этом не требует расшифровки результатов.

Недостатком предложенной схемы эксперимента является невозможность регистрации единичных отклонений движения, происходящих с высокой виброскоростью. Однако этот же факт позволяет абстрагироваться от случайных выбросов процесса и получать визуальную информацию о многократно повторяющихся движениях. Зарегистрированные данные можно характеризовать как математическое ожидание [14] формы движения оси ротора.

Параметр α в эксперименте изменяли применением различных видов смазки — жидкой, консистентной, двухкомпонентной (дисульфид молибдена и графит в твердом растворителе) — и демпфирующих покрытий. Параметр β варьировали изменением материала подшипников,

а также использованием конструкций переменной жесткости (рис. 6).

Изменение жесткости по периметру вкладыша позволяет менять давление смазочного слоя, выравнивая его вдоль оси подшипника. На рис. 7, а приведен типичный вид колебаний оси ротора, вращающегося в подшипниках с ограниченной смазкой без демпфирующего покрытия.

Наилучшие результаты по предотвращению возникновения асинхронных колебаний получены при использовании двухкомпонентной смазки и саморегулируемых вкладышей с покрытием, позволяющим уменьшить амплитуду колебаний (рис. 7, б).

Выводы

1. Разработаны основы расчета МС, обеспечивающие реализацию конструктивных мер по предотвращению и устранению негативных динамических процессов в зазорах, вызванных погрешностями звеньев.

2. Для систем, неспособных функционировать без зазоров, на основе предложенного алгоритма могут быть выработаны меры борьбы с нежелательными динамическими процессами: повышение демпфирования, улучшение балансировки, изменение массы и жесткости звеньев МС.

Литература

- [1] Сергеев В.И., Юдин К.М. *Исследование динамики плоских механизмов с зазорами*. Москва, Наука, 1974. 111 с.

- [2] Гриб В.В., Сафонов Б.П., Жуков Р.В. Динамика механизма движения поршневого компрессора с учетом зазоров в подвижных соединениях. *Вестник машиностроения*, 2002, № 4, с. 3–7.
- [3] Никитин А.Г., Пономарев А.Н. Влияние зазоров в сочленениях кинематических пар на динамику кривошипных кузнечно-прессовых машин. *Вестник машиностроения*, 1999, № 10, с. 11–14.
- [4] Бруевич Н.Г., Сергеев В.И. *Основы нелинейной теории точности и надежности устройств*. Москва, Наука, 1976. 136 с.
- [5] Dubowsky S., Moening M.F. An experimental and analytical study of impact forces in elastic mechanical systems with clearances. *Mech. Mach. Theory*, 1978, vol. 13, no. 4, pp. 451–565, doi: [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(78\)90018-6](https://doi.org/10.1016/0094-114X(78)90018-6)
- [6] Haines S.R. A theory of contact loss at revolute joints with clearance. *J. Mech. Eng. Sci.*, 1980, vol. 22, no. 3, pp. 129–136, doi: https://doi.org/10.1243%2FJMES_JOUR_1980_022_027_02
- [7] Mba D., Raj V.K.N. Rao. Development of acoustic emission technology for condition monitoring and diagnosis of rotating machines: bearings, pumps, gearboxes, engines and rotating structures. *SVD*, 2006, vol. 38, no. 1, pp. 3–16.
- [8] Zheng W., Pei S., Zhang Q. et al. Experimental and theoretical results of the performance of controllable clearance squeeze film damper on reducing the critical amplitude. *Tribol. Int.*, 2022, vol. 166, art. 107155, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107155>
- [9] Bazrov B.M. Plotting dimensional chains of parts by means of surface-module graphs. *Russ. Engin. Res.*, 2008, vol. 28, no. 7, pp. 651–661, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X0807006X>
- [10] Кильчевский Н.А. *Курс теоретической механики*. Т. 2. Динамика системы. Аналитическая механика. Москва, Наука, 1977. 544 с.
- [11] Решетов Д.Н., ред. *Детали и механизмы металлорежущих станков*. Т. 1. Общие основы конструирования. Направляющие и несущие системы. Москва, Машиностроение, 1972. 663 с.
- [12] Серегин А.А. Некоторые вопросы динамики и точности механизмов. *Проблемы машиностроения и надежности машин*, 1990, № 3, с. 12–15.
- [13] Серегин А.А. Математическая модель точности станка с учетом колебаний его рабочих органов. *СТИН*, 2007, № 4, с. 2–6.
- [14] Светлицкий В.А. *Статистическая механика и теория надежности*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 504 с.
- [15] Chapman G.M., Wang X. Interpretation of experimental and theoretical data for prediction of mode shapes of vibrating turbocharger blades. *J. Vib., Acoust., Stress, and Reliab.*, 1988, vol. 110, no. 1, pp. 53–58, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3269480>
- [16] Jenkins D.F.L. Measurement of the modal shapes of inhomogeneous confilevers using optical beam deflection. *Meas. Sci. Technol.*, 1995, vol. 6, no. 2, pp. 160–166, doi: <https://doi.org/10.1088/0957-0233/6/2/005>

References

- [1] Sergeev V.I., Yudin K.M. *Issledovanie dinamiki ploskikh mekhanizmov s zazorami* [Study on dynamics of open mechanisms]. Moscow, Nauka Publ., 1974. 111 p. (In Russ.).
- [2] Grib V.V., Safonov B.P., Zhukov R.V. Motion mechanism mechanics of a piston compressor taking into account gaps in movable joints. *Vestnik mashinostroeniya*, 2002, no. 4, pp. 3–7. (In Russ.).
- [3] Nikitin A.G., Ponomarev A.N. Effect of gaps in kinematic pair joints on dynamics of metal forming machines. *Vestnik mashinostroeniya*, 1999, no. 10, pp. 11–14. (In Russ.).
- [4] Bruevich N.G., Sergeev V.I. *Osnovy nelineynoy teorii tochnosti i nadezhnosti ustroystv* [Fundamentals of nonlinear theory of devices accuracy and reliability]. Moscow, Nauka Publ., 1976. 136 p. (In Russ.).
- [5] Dubowsky S., Moening M.F. An experimental and analytical study of impact forces in elastic mechanical systems with clearances. *Mech. Mach. Theory*, 1978, vol. 13, no. 4, pp. 451–565, doi: [https://doi.org/10.1016/0094-114X\(78\)90018-6](https://doi.org/10.1016/0094-114X(78)90018-6)
- [6] Haines S.R. A theory of contact loss at revolute joints with clearance. *J. Mech. Eng. Sci.*, 1980, vol. 22, no. 3, pp. 129–136, doi: https://doi.org/10.1243%2FJMES_JOUR_1980_022_027_02

- [7] Mba D., Raj B.K.N. Rao. Development of acoustic emission technology for condition monitoring and diagnosis of rotating machines: bearings, pumps, gearboxes, engines and rotating structures. *SVD*, 2006, vol. 38, no. 1, pp. 3–16.
- [8] Zheng W., Pei S., Zhang Q. et al. Experimental and theoretical results of the performance of controllable clearance squeeze film damper on reducing the critical amplitude. *Tribol. Int.*, 2022, vol. 166, art. 107155, doi: <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107155>
- [9] Bazrov B.M. Plotting dimensional chains of parts by means of surface-module graphs. *Russ. Engin. Res.*, 2008, vol. 28, no. 7, pp. 651–661, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X0807006X>
- [10] Kil'chevskiy N.A. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki*. T. 2. Dinamika sistemy. Analiticheskaya mekhanika [Theoretical mechanics course. Vol. 2. System dynamics. Analytic mechanics]. Moscow, Nauka Publ., 1977. 544 p. (In Russ.).
- [11] Reshetov D.N., ed. *Detali i mekhanizmy metallovezhushchikh stankov*. T. 1. Obshchie osnovy konstruirovaniya. Napravlyayushchie i nesushchie sistemy [Parts and mechanisms of metal cutting machines. Vol. 1. Design fundamentals. Directing and carrying systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 663 p. (In Russ.).
- [12] Seregin A.A. Some issues of dynamics and accuracy of mechanisms. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 1990, no. 3, pp. 12–15. (In Russ.).
- [13] Seregin A.A. Mathematic accuracy model of a machine taking into account oscillations of its working parts. *STIN*, 2007, no. 4, pp. 2–6. (In Russ.).
- [14] Svetlitskiy V.A. *Statisticheskaya mekhanika i teoriya nadezhnosti* [Statistic mechanics and reliability theory]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2004. 504 p. (In Russ.).
- [15] Chapman G.M., Wang X. Interpretation of experimental and theoretical data for prediction of mode shapes of vibrating turbocharger blades. *J. Vib., Acoust., Stress, and Reliab.*, 1988, vol. 110, no. 1, pp. 53–58, doi: <https://doi.org/10.1115/1.3269480>
- [16] Jenkins D.F.L. Measurement of the modal shapes of inhomogeneous confilevers using optical beam deflection. *Meas. Sci. Technol.*, 1995, vol. 6, no. 2, pp. 160–166, doi: <https://doi.org/10.1088/0957-0233/6/2/005>

Статья поступила в редакцию 31.03.2022

Информация об авторе

СЕРЕГИН Андрей Алексеевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Технология машиностроения, металлообрабатывающие станки и комплексы». Оренбургский государственный университет (460018, Оренбург, Российская Федерация, проспект Победы, д. 13, e-mail: aasdom@yandex.ru).

Information about the author

SEREGIN Andrey Alekseevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering, Metalworking Machines and Complexes. Orenburg State University (460018, Orenburg, Pobedy Avenue, Bldg. 13, e-mail: aasdom@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Серегин А.А. Расчет допустимого зазора в сопряжениях звеньев механизма с учетом динамики. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 10, с. 35–44, doi: [10.18698/0536-1044-2022-10-35-44](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-10-35-44)

Please cite this article in English as:

Seregin A.A. Calculation of the Permissible Clearances between the Parts of the Mechanism, in Consideration with the Dynamics. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 10, pp. 35–44, doi: [10.18698/0536-1044-2022-10-35-44](https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-10-35-44)