УДК 534.015 https://doi.org/10.26160/2542-0127-2026-18-11-13

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ УПРУГИХ СВЯЗЕЙ В ДИНАМИЧЕСКИХ ЗАДАЧАХ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА

Пермякова В.В., Харина В.К., Солонович А.В.
Московский государственный технический университет гражданской авиации, Москва

Ключевые слова: динамические нагрузки, уравновешивание, кинематические пары, кривошипно-ползунный механизм, упругие связи, безопасность технологических систем, реакции в шарнирах.

Аннотация. В данной статье рассматривается задача уравновешивания динамических нагрузок в кинематических парах с помощью дополнительных упругих связей. Изложены вопросы влияния характеристик упругих элементов на особенности уравновешивания вращающихся звеньев при заданном законе движения механизмов. Сформулированы рекомендации для случая периодического установившегося движения. Данные вопросы изучаются в инженерном авиационном вузе в дисциплине «Теоретическая механика» и имеют важное значения для понимания физической картины происходящих явлений.

METHODOLOGICAL FEATURES OF ESTIMATING THE EFFECT OF ADDITIONAL ELASTIC BONDS IN DYNAMIC PROBLEMS OF A CRANK-SLIDER MECHANISM

Permyakova V.V., Kharina V.K., Solonovich A.V.
Moscow State Technical University of Civil Aviation, Moscow

Keywords: dynamic loads, balancing, kinematic pairs, crank-slider mechanism, elastic connections, safety of technological systems, reactions in hinges.

Abstract. This article discusses the problem of balancing dynamic loads in kinematic pairs using additional elastic bonds. The issues of the influence of the characteristics of elastic elements on the features of balancing rotating links under a given law of motion of mechanisms are described. Recommendations are formulated for the case of periodic steady motion. These issues are studied at the aviation Engineering University in the discipline "Theoretical Mechanics" and are important for understanding the physical picture of the phenomena.

Одной из проблем обеспечения безопасности механических и технологических систем является уравновешивание динамических нагрузок на опоры и в кинематических парах, находящихся в условиях интенсивных вибрационных нагружений [1-4]. Для инженерной практики уравновешивание динамических нагрузок в кинематических парах имеет самостоятельный интерес по ряду причин, из которых отметим две.

Во-первых, при большой инертности быстро колеблющихся ведомых звеньев и незначительных полезных силах соответствующая кинематическая цепь испытывает высокие динамические нагрузки, вызывающие значительные потери энергии на трение. При этом для сохранения необходимой равномерности движения ведущего звена часто требуется установка маховика. Значительные

трудности возникают при конструировании тяжело нагруженных кинематических пар двух подвижных звеньев.

Во-вторых, передача больших циклических инерционных нагрузок через кинематическую цепь может быть причиной возникновения колебаний, искажающих движение ведомых звеньев, порождающих вредный шум, а иногда вызывающих неуравновешенность механизма на опорах.

Наиболее часто для решения задач уравновешивания динамических нагрузок применяют дополнительные упругие связи. Дополнительными их уместно называют потому, что они не накладывают на движение звеньев новых кинематических условий и не изменяют число степеней свободы. Реакции этих связей являются обычно функциями положения звеньев, т. е. обобщенных координат ведущих звеньев механизма. Так как силами инерции самих упругих звеньев обычно пренебрегают, то в кинетостатической постановке задачи они не оказывают влияния на положение центра масс механизма и на центробежные моменты инерции масс, т. е. не изменяют главного вектора и главного момента сил инерции, действующих на основание.

Особенности влияния дополнительных упругих связей хорошо видны на примере схемы уравновешивания реакций в кинематических парах кривошипно-ползунного механизма (рис. 1). Рассматриваем отношение $AB = r$ (длина кривошипа) к $BC = l$ (длина шатуна) достаточно малым, что позволяет положить $x = r \cdot cos(\omega t)$ (координата *x* отсчитывается от среднего положения оси шарнира *C*, ω – круговая частота вращения кривошипа). Массу шатуна АВ считаем статически замещенной массами в точках *B* и *C*. Кроме того, примем что вращающаяся масса уравновешена. Для линейных упругих связей имеем их общую реакцию на ползуне $P_{\text{п}} = cx$, где $c = const$ – суммарная жесткость упругих элементов.

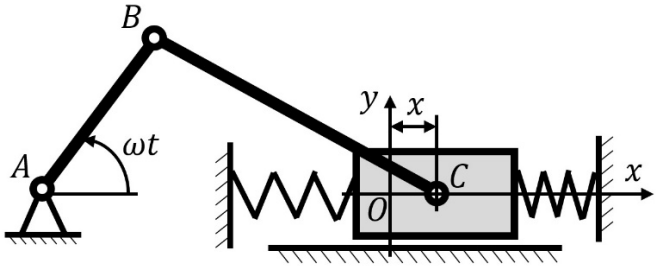


Рис. 1. Схема уравновешивания реакций в кинематических парах кривошипно-ползунного механизма

При принятых допущениях реакции в шарнирах *A*, *B* и *C* имеют одинаковые значения

$$|R| = m\omega^2 r\, cos\, \omega t - cx = m\,\omega^2\, r\, cos\, \omega t - \text{c}\, r\, cos(\omega t)$$

или

$$|R| = m\omega^2 r\left[1 - \left(\frac{k}{\omega}\right)^2\right] cos\, \omega t,$$

где m – масса ползуна, $k = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – частота собственных колебаний массы m на упругих элементах, освобожденной от связи с кривошипом.

Если $\omega = k$, то реакции от силы инерции массы m отсутствуют и режим называют осцилляторным резонансом. Если замещающая масса в точке C соизмерима с массой самого ползуна, то реакции в шарнирах B и C будут различны, причем можно выбрать жесткость упругих связей так, чтобы уравновесить одну из этих реакций.

Если движение ползуна не является гармоническим, то уравновешивание динамических реакций в шарнирах можно осуществить приближенно, смещая равновесное положение упругих связей или придавая их характеристике нелинейный характер. С большей или меньшей точностью динамические реакции могут быть уравновешены и в других механизмах с помощью дополнительных упругих связей.

Естественно, что при нарушении условия $\omega = \sqrt{\frac{c}{m}}$, степень уравновешивания изменяется, особенно интенсивно при $\omega < \sqrt{\frac{c}{m}}$. С методической точки зрения уравновешивание реакции в кинематических парах с помощью упругих связей представляет существенный интерес, открывая возможности синтеза механизмов по различным динамическим условиям.

В заключение отметим, что уравновешивание реакций в кинематических парах с помощью дополнительных упругих связей достаточно просто и наглядно может быть осуществлено в лабораторном практикуме при изучении дисциплины «Теоретическая механика».

Список литературы

1. Муйземнек А.Ю., Шорин В.А. Теория механизмов и машин: учебное пособие. – Пенза: Изд-во ПГУ, 2019. – 160с.
2. Савинов А.П., Коробова Н.П. Теория механизмов и машин в авиастроении: учебное пособие. – Самара: Изд-во СГАУ, 2008. – 160 с.
3. Образцов И.Ф., Булычев Л.А., Васильев В.В., Елпатьевский А.Н., Жеков К.А., Иванов Ю.И., Коновалов Б.А., Матюшев Ю.С., Шклярчук Ф.Н. Строительная механика летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1986. – 536 с.
4. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 2003. – 718 с.

Сведения об авторах:

Пермякова Вера Владимировна – к.т.н., доцент, доцент кафедры технической механики и инженерной графики;

Харина Вера Константиновна – к.т.н., доцент кафедры технической механики и инженерной графики;

Солонович Андрей Васильевич – к.т.н., доцент кафедры технической механики и инженерной графики.