

УДК 62-233.2

DOI: 10.22213/2413-1172-2020-4-46-51

Особенности упрощенного конечно-элементного моделирования подшипников опор*

А. Н. Беляев, Балтийский государственный технический университет «Военмех» имени Д. Ф. Устинова, Санкт-Петербург, Россия

С. А. Шевченко, АО «НИИ командных приборов», Санкт-Петербург, Россия

Рассмотрены вопросы упрощенного моделирования подшипников качения при проведении прочностных расчетов методом конечных элементов в линейной постановке. Представленные подходы к моделированию подшипниковых опор справедливы как при проведении статических, так и при проведении динамических расчетов, но с учетом основных режимов работы конструкций, содержащих подшипники, главный акцент в работе сделан на динамические расчеты.

В качестве программного обеспечения для проведения конечно-элементного анализа использовался Ansys Mechanical. Во введении приведено общее разъяснение необходимости упрощенного моделирования подшипниковых опор при проведении численного анализа. В основной части предложен способ упрощенного представления механической системы в виде дискретной динамической модели, необходимой при проведении динамических расчетов.

Дается понятие о линеаризованной жесткости подшипника, причинах необходимости линеаризации, приводится возможный вариант условия линеаризации исходя из принципа верификации расчетной модели. Одновременно с этим в статье рассмотрены особенности конечно-элементного моделирования подшипников с использованием линейного упругого конечного элемента COMBIN14, в частности подход к моделированию подшипников при проведении расчета по определению динамических характеристик системы и прочностном расчете. Приведены способы оценки напряженно-деформированного состояния как конструкций в целом, так и самих шарикоподшипников по результатам моделирования. Отдельное внимание уделено особенностям расчета конструкций с подшипниками, установленными с предварительным натягом.

Представленная статья основана на опыте авторов в проведении соответствующих расчетов конструкций с шарикоподшипниковыми опорами и может быть полезна студентам вузов, а также молодым специалистам, не имеющим опыта в подобном моделировании.

Ключевые слова: подшипник, прочность, жесткость, натяг, МКЭ, ANSYS.

Введение

В соответствии с ГОСТ ИСО 4378-1–2001 опора, или направляющая, определяющая положение движущейся части относительно других частей механизма, называется подшипником. Исходя из определения видно, что подшипник является часто применяемым элементом (узлом) конструкции практически во всех отраслях и направлениях техники. Поэтому инженерам нередко приходится сталкиваться с необходимостью расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкций, в состав которых входят данные элементы.

Бесспорным лидером среди методов, применяемых в задачах по изучению НДС конструкций, в настоящее время является метод конечных элементов. Однако с точки зрения прямого конечно-элементного моделирования проведение расчета, например, подшипника качения – очень сложная и трудоемкая задача. Это обу-

словлено необходимостью реализации нелинейного контактного взаимодействия тел качения с дорожками качения и сепаратором. Наличие в модели контакта типа сфера – плоскость (цилиндр – плоскость) приводит к повышению размерности задачи. Достижение сходимости решения в таких условиях требует значительных временных и вычислительных затрат даже в статической постановке. Принимая во внимание назначение шарикоподшипников, необходимо заметить, что основные режимы их нагружения – динамические, что приводит к еще большему усложнению задачи моделирования.

Учитывая вышеизложенное, можно сделать вывод о целесообразности упрощенного моделирования подшипников при проведении прочностных расчетов методом конечных элементов, в частности динамических расчетов приборов (расчеты прочности при внешних динамических нагрузках, расчет собственной вибрации и пр.).

Стоит сказать, что в первую очередь речь в статье пойдет о способе упрощенного моделирования подшипников качения, хотя при внимательном подходе данный способ вполне пригоден для моделирования любого типа подшипниковых опор, содержащих, например, подшипники скольжения.

Целью работы является представление некоторых подходов, а также особенностей при проведении прочностных динамических расчетов конструкций, содержащих шарикоподшипниковые опоры, с использованием конечно-элементного моделирования.

Упрощенное представление механической системы

При проведении динамического анализа конструкция может быть представлена в виде дискретной модели, то есть набором сосредоточенных масс, соединенных между собой безынерционными упругодемпфирующими связями. В виде таких моделей легко представимы конструкции, представляющие собой совокупность ярко выраженных жестких блоков, соединенных более податливыми упругими элементами. Классическая схема такой модели представлена на рисунке 1.

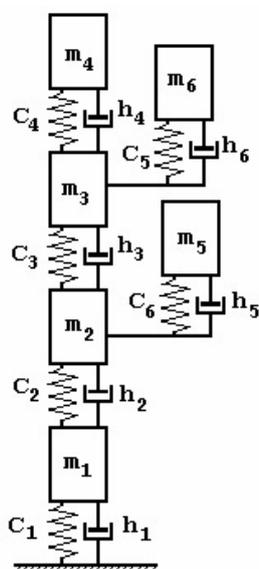


Рис. 1. Дискретная модель механической системы с шестью степенями свободы

Fig. 1. The six degrees of freedom discrete model of mechanical system

Примером одномассовой модели может служить автомобиль, в котором сосредоточенной массе соответствует масса кузова и всех конструктивных элементов, установленных на нем, а жесткости упругого элемента – суммарная же-

сткость четырех автомобильных амортизаторов, на которых устанавливается кузов.

Как правило, подшипник является одним из таких элементов, который имеет сравнительно малую жесткость и массу, поэтому жесткость подшипника является одним из важнейших параметров как с точки зрения моделирования, так и с точки зрения общей характеристики подшипника. В общем случае она носит нелинейный характер и может быть рассчитана по методикам, подробно изложенным в [1–4]. Однако во многих случаях при моделировании подшипника она линейризуется. В первую очередь это связано с необходимостью сокращения трудоемкости выполняемых расчетов, что возможно при использовании методов линейной динамики для оценки напряженно-деформированного состояния конструкции. Такие методы зачастую основаны на решении задачи о нахождении свободных колебаний системы (собственных частот). При этом само нахождение собственных частот – это задача в линейной постановке [5–7].

Так как существует прямая зависимость жесткости от величины внешней нагрузки, очевидно, что одним из критериев линейризации может выступать амплитуда рабочего динамического нагружения. Ввиду нелинейной зависимости важно правильно определить уровень нагрузки, по которой будет проводиться линейризация, так как это будет напрямую сказываться на рассчитываемых динамических характеристиках конструкции. Разница в значениях основных собственных частот конструкции, вызванная отличными значениями линейризованной жесткости подшипников, может быть значимой особенно для конструкций с близко расположенными собственными частотами или в конструкциях с элементами, генерирующими колебания. При этом на практике также встает вопрос об экспериментальном подтверждении разработанной модели. Уровень эксплуатационного нагружения зачастую отличается от уровня амплитуды воздействия при проведении испытаний, используемых для верификации (в качестве таких испытаний может выступать измерение амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) конструкций). Таким образом, при проведении расчета может потребоваться разработка двух моделей – верификационной (для построения расчетной АЧХ) и рабочей (для проведения прочностного расчета). Однако обычно линейризация жесткости подшипника выполняется с учетом опыта моделирования аналогичных конструкций, ранее верифицированных по

экспериментальным данным, и не требует построения различных моделей.

Особенности конечно-элементной реализации конструкции с подшипниковой опорой

После проведения линеаризации жесткости подшипника необходимо представить его в виде упругого элемента, например пружины. В программном комплексе ANSYS Mechanical возможно реализовать данное упрощение при помощи элемента типа COMBIN. Говоря о линейном типе расчета, стоит выделить конкретный элемент – COMBIN 14. Это двухузловой элемент, имеющий по три степени свободы в каждом узле. При моделировании радиальной и осевой жесткостей подшипника – это три перемещения в направлении трех взаимно перпендикулярных осей локальной узловой системы координат. Элемент обладает линейной упругой характеристикой, заданной в направлении прямой, соединяющей оба узла, и передает усилия только в случае наличия проекции внешней нагрузки в указанном направлении. Для проведения динамических расчетов элемент помимо жесткости позволяет задавать постоянный коэффициент вязкого демпфирования. Также полезным является возможность задания предварительного нагружения. Еще одним плюсом использования данного типа элементов для моделирования подшипников является возможность достаточно простого вывода результатов на этапе постпроцессинга (графиков изменения усилия, удлинения, демпфирующей силы от времени), которые в дальнейшем можно использовать для аналитических расчетов прочности подшипника, фактически исключенного из модели. Стоит отметить, что в программном комплексе ANSYS Mechanical длина создаваемого упругого элемента не имеет какого-либо значения, так как определяющую роль играет удлинение самого элемента, а его размер важен только для удобства визуализации. Единственным ограничением является то, что деформация упругого элемента не должна превышать его длину.

Моделирование жесткости подшипника в радиальном направлении довольно простая задача. Так как в радиальном направлении нагрузку одновременно воспринимают все подшипники, то каждый из них моделируется двумя пружинами, расположенными под прямым углом. Это необходимо для обеспечения передачи нагрузки в любом из радиальных направлений плоскости подшипника при решении пространственной динамической задачи. Однако при моделирова-

нии осевой жесткости подшипников, особенно установленных с предварительным осевым натягом, есть некоторые нюансы, на которые следует обратить отдельное внимание.

Обычно в конструкциях приборов обеспечивается осевая игра валов. Осевая игра представляет собой осевое перемещение вала, установленного на подшипниках качения, из одного крайнего положения в другое при изменении направления осевой силы, прикладываемой при монтаже [8]. Осевая игра указывается в технических требованиях сборочного чертежа и служит в основном для компенсации температурных деформаций. В таком случае вполне очевидно, что вся рабочая осевая сила F_a (например, от действия инерционных нагрузок при транспортировании или в процессе работы) будет восприниматься только одним подшипником – реакцией N (левым или правым в зависимости от направления нагрузки, рис. 2).

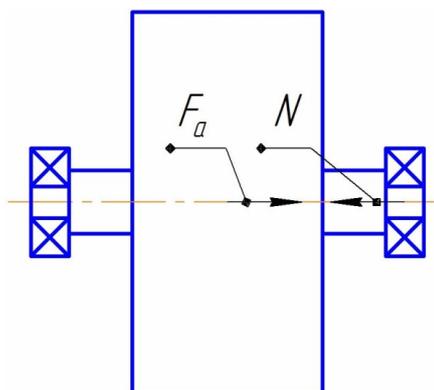


Рис. 2. Схема нагружения подшипниковой опоры при установке подшипников с осевой игрой

Fig. 2. Loading condition of bearing assembly for end play mounting

Следовательно, моделировать упругим элементом необходимо только один подшипник. Но какой? При проведении расчета собственных частот это не имеет значения в случае, если осевая жесткость подшипника является определяющей (много меньше жесткости вала и корпуса). Можно смоделировать либо левый подшипник, либо правый, либо, так как пружины будут работать параллельно, можно задать половину рассчитанной заранее осевой жесткости на оба подшипника. Однако при проведении прочностных расчетов, основанных на модальном анализе, т. е. имеющих линейный характер, инженеру необходимо передавать всю нагрузку через один подшипник. Следовательно, необходимо либо создавать две модели (моделируя восприятие всей нагрузки через разные под-

шипники), либо, ориентируясь на собственный опыт, создавать одну модель с упругим элементом в предположительно менее прочном узле. Прочность же самих подшипников можно оценить аналитически по известным методикам [9, 10].

Однако для подшипниковых опор ряда быстро вращающихся механизмов (например, опора быстроходного двигателя) с целью уменьшения вибрации и повышения точности используется установка подшипников с предварительным осевым натягом. Сущность предварительного натяга заключается в том, что пару подшипников предварительно нагружают осевой силой (рис. 3).

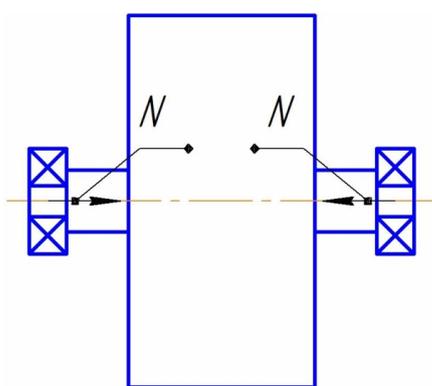


Рис. 3. Схема нагружения подшипниковой опоры при установленном осевом натяге

Fig. 3. Loading condition of bearing assembly with axial preload

Эта сила не только устраняет осевой зазор в парном комплекте подшипников, но и создает начальную упругую деформацию в местах контакта колец с телами качения. Если затем подшипник нагрузить рабочей осевой силой (рис. 4), то относительное перемещение его колец под действием этой силы будет значительно меньше, чем до создания предварительного натяга. Чем меньше относительное перемещение колец, тем выше жесткость узла [11].

В дальнейшем при действии рабочей осевой силы нагрузка на правый подшипник увеличивается, а на левый – уменьшается на величину Cx , где C – жесткость подшипника; x – осевое перемещение.

Составив уравнение равновесия, приняв за положительное направление оси направление действия осевой силы,

$$F_a + N - Cx - N - Cx = 0,$$

получим

$$F_a = 2Cx.$$

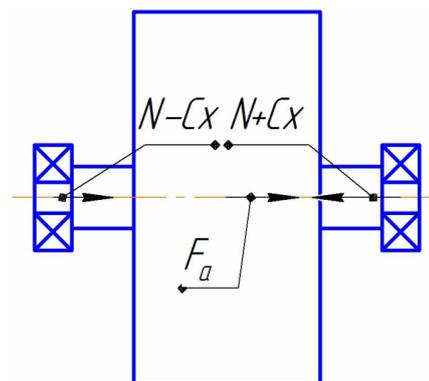


Рис. 4. Схема нагружения подшипниковой опоры, установленной с осевым натягом, при действии внешней нагрузки

Fig. 4. Loading condition of bearing assembly with axial preload when the external load is on

Из этого очевидно, что в условиях выставленного натяга подшипники работают параллельно (одновременно). Поэтому при моделировании подшипников с осевым натягом необходимо установить два упругих элемента (один на месте левого подшипника, другой – на месте правого). При действии внешней нагрузки один будет работать на сжатие, а другой – на растяжение, обеспечивая двойную жесткость. При этом, оценивая прочность шарикоподшипника, необходимо помнить, что нагрузку воспринимает только один подшипник, следовательно, необходимо суммировать по модулю значения сил, полученных в упругих элементах.

Также стоит сказать, что всё вышеизложенное справедливо для анализа в области перемещений, не превышающих осевой натяг. При выходе из осевого натяга жесткость системы резко изменяется. Соответственно, обязательно необходимо проконтролировать величины перемещений (силы реакций) пружин после решения задачи. Отметим, что выход подшипников из натяга зависит от жесткости фланцев, в которые они установлены. Следует иметь в виду, что подшипник разгружается при $F_a = 2N$, если фланцы абсолютно мягкие, и $F_a = 2\sqrt{2}N$, если фланцы абсолютно жесткие [12, 13].

Проведение описанного упрощенного моделирования возможно в случае пренебрежения вращением узлов и элементов, установленных в подшипниках. Для моделирования конструкций с учетом вращения рекомендуется использовать иные возможности САЕ-пакетов.

Библиографические ссылки

1. Фролов А. В., Смирнов С. В. Моделирование квазистатической переменной жесткости шарико-

подшипников шпиндельных узлов металлорежущих станков // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение». 2018. № 6. С. 44–59. DOI: 10.18698/0236-3941-2018-6-44-59.

2. Ковалев М. П., Народецкий М. З. Расчет высокоточных шарикоподшипников. М., Машиностроение, 1975. 280 с.

3. Перель Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник. М., Машиностроение, 1983. 543 с.

4. Кельзон А. С., Журавлев Ю. Н., Январев Н. В. Расчет и конструирование роторных машин. Л., Машиностроение, 1977. 288 с.

5. Методика расчета частот и форм собственных колебаний механических систем произвольной структуры с множеством возможных состояний / В. Б. Альгин, А. М. Гоман, В. В. Шпортъко, Т. С. Логвинец // Механика машин, механизмов и материалов. 2018. № 4 (45). С. 36–43.

6. Кирсанов М. Н. Свойство вложения спектров частот собственных колебаний регулярных механических систем // Строительная механика и конструкции. 2019. Т. 2, № 21. С. 40–49.

7. Бабаков И. М. Теория колебаний. М. : Гос. изд-во технико-теоретической литер., 1958. 628 с.

8. Кудрявцев В. Н., Кузьмин И. С., Филиппенков А. Л. Расчет и проектирование зубчатых редукторов : справочник / под общ. ред. В. Н. Кудрявцева. СПб. : Политехника, 1993. 448 с.

9. Силаев Б. М., Даниленко П. А. Комбинированная модель расчета долговечности высокоскоростных подшипников качения двигателей летательных аппаратов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2016. № 4. С. 111–116.

10. SKF Group. Справочник SKF по техобслуживанию подшипников. 2018. 452 с. ISBN 978-91-978966-4-1.

11. Леликов О. П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет. М. : Машиностроение, 2006. 640 с. ISBN 5-217-03280-4.

12. Harris T.A., Kotzalas M.N. Advanced concepts of bearing technology, fifth ed. USA, Taylor & Francis, 2007, 1086 p. ISBN 978-0-8493-7182-0.

13. Журавлев В. Ф., Бальмонт В. Б. Механика шарикоподшипников гироскопов / под ред. Д. М. Климова. М. : Машиностроение, 1985. 272 с.

Reference

1. Frolov A.V., Smirnov S.V. [Simulating Variable Quasistatic Stiffness of Machine Tool Spindle Unit]. *Vestnik MGTU im. N. E. Bauman. Seriya „Mashi-*

nostronnie“, 2018, no. 6, pp. 44-59 (in Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2018-6-44-59.

2. Kovalev M.P., Narodeckij M.Z. *Raschet vysokotochnyh sharikopodshionikov* [High-precision Rolling Bearings Analysis]. Moscow, Machinostroenie Publ., 1975, 280 p. (in Russ.).

3. Perel' L.Ya. *Podshipniki kacheniya: raschet, proektirovanie i obsluzhivanie opor: Spravochnik* [Rolling Bearings: Analysis, Engineering and Servicing]. Moscow, Machinostroenie Publ., 1983, 543 p. (in Russ.).

4. Kel'zon A.S., Zhuravlev Yu.N., Yanvarev N.V. *Raschet i konstruirovaniye rotornykh mashin* [Analysis and Design of Rotary Machines]. Leningrad, Machinostroenie Publ., 1977, 288 p. (in Russ.).

5. Al'gin V.B., Goman A.M., Shport'ko V.V., Logvinec T.S. [Calculation methodology of the natural frequencies and modes of mechanical systems of an arbitrary structure with a plurality of possible states]. *Mekhanika mashin, mehanizmov i materialov*, 2018, no. 4, pp. 36-43 (in Russ.).

6. Kirsanov M.N. [The property of embedding of natural frequencies spectra of regular mechanical systems]. *Stroitel'naja mehanika i konstrukcii*, 2019, vol. 2, no. 21, pp. 40-49 (in Russ.).

7. Babakov I.M. *Teoriya kolebanij* [Theory of Oscillations]. Moscow, Gosudarstvennoe izd-vo tehniko-teoreticheskoy literatury, 1958, p. 628 (in Russ.).

8. Kudryavcev V.N., Kuz'min I.S., Filipenkov A.L. *Raschet i proektirovanie zubchatykh reduktorov: Spravochnik* [Analysis and Design of Reduction Gears]. Saint-Petersburg, Politehnika Publ, 1993, 448 p. (in Russ.).

9. Silaev B.M., Danilenko P.A. [A combined model of calculating the durability of aircraft engine high speed rolling bearings]. *Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij. Aviacionnaja tehnika*, 2016, no. 4, pp. 111-116 (in Russ.).

10. SKF Group. *Spravochnik SKF po tehobsluzhivaniyu podshipnikov* [SKF bearing maintenance guide]. 2018, p. 452 (in Russ.). ISBN 978-91-978966-4-1.

11. Lelikov O.P. *Valy i opory s podshipnikami kacheniya. Konstruirovaniye i raschet: Spravochnik* [Shafts and Supports with Rolling Bearings. Analysis and Design]. Moscow, Machinostroenie Publ., 2006, 640 p. (in Russ.). ISBN 5-217-03280-4.

12. Harris T.A., Kotzalas M.N. Advanced concepts of bearing technology, fifth ed. USA, Taylor & Francis, 2007, 1086 p. ISBN 978-0-8493-7182-0.

13. Zhuravlev V.F., Bal'mont V.B. *Mekhanika sharikopodshionikov giroskopov* [Mechanics of Gyroscopic Ball Bearings]. Moscow, Machinostroenie Publ., 1985, 272 p. (in Russ.).

Features of Simplified Roller Bearings Simulation Using Finite Element Method

A.N. Belyaev, BSTU “VOENMEH” named after D.F. Ustinov, St. Petersburg, Russia
S.A. Shevchenko, JSC “Command Devices Research Institute”, St. Petersburg, Russia

The paper deals with the issues of the simplified roller bearing simulation for linear strength analysis using finite element method. The presented ways of bearing assembly modeling are valid for both static and dynamic analysis. But, given the general working modes of structures which contain the bearings, the main focus in the paper is on the

dynamic analysis. The ANSYS Mechanical was used for finite-element analysis. In the introduction the necessity of simplified bearing assemblies simulation at numerical analysis is generally explained. The main body highlights the method for the simplified production of a mechanical system as a discrete dynamic model required for dynamic analysis. The paper gives the concept of the linearized bearing stiffness, reasons for linearization necessity; it shows the possible variant of the linearization condition based on the principle of calculation model verification. Concurrently, features of finite element modeling of bearings using COMBIN14 linear finite element are considered, specifically the method for modeling bearings for system dynamic parameters determination and strength analysis. The ways of stress-strain state evaluation for both structures (in general) and bearings based on the modeling results are presented. Particular attention is given to features of modeling structures with bearings that are set with the axial preload. This paper relies on the author experience in corresponding analysis of structures with bearing assemblies and may be useful for undergraduates and recent graduates without such experience.

Keywords: bearing, strength, stiffness, preload, FEM, ANSYS.

Получено 15.06.2020

Образец цитирования

Беляев А. Н., Шевченко С. А. Особенности упрощенного конечно-элементного моделирования подшипниковых опор // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2020. Т. 23, № 4. С. 46–51. DOI: 10.22213/2413-1172-2020-4-46-51.

For Citation

Belyaev A.N., Shevchenko S.A. [Features of Simplified Roller Bearings Simulation Using Finite Element Method]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2020, vol. 23, no. 4, pp. 46-51 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2020-4-46-51.