

УДК 621.4

ОБОБЩЁННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЁТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ УПРУГОДЕМПФЕРНЫХ ОПОР РОТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

© 2012 В.Б. Балякин, И.С. Барманов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 7.03.2012

В статье приводится обобщённая методика расчёта и проектирования упругодемпферных опор и алгоритм определения геометрических параметров её структурных элементов.

Ключевые слова: опора, радиально-упорный подшипник, упругий элемент, жёсткость, демпфирование

Эффективная эксплуатация двигателей летательных аппаратов (ДЛА) и энергетических установок (ЭУ) невозможна без обеспечения высоких показателей их надёжности. Надёжность современных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) во многом определяется уровнем вибрации статора и амплитудой колебаний роторов, которые в первую очередь зависят от динамических характеристик жёсткости и демпфирования опор роторов. Для улучшения вибрационного состояния ГТД в настоящее время широко используются упругодемпферные опоры (УДО) (рис. 1), характеристики которых определяются конструкцией её структурных элементов: корпуса, упругого элемента (УЭ), подшипника качения (ПК) и демпфера.

Наибольшее применение в опорах авиационных ГТД нашли следующие структурные элементы: упругий элемент типа «белчьего колеса», короткий непроточный гидродинамический демпфер (ГДД), радиальный роликовый и радиально-упорный шариковый подшипники качения. На рис. 2 приведена схема УДО.

Коэффициент жёсткости УДО будет определяться коэффициентами жёсткости и схемой соединения её элементов. При последовательной схеме соединения складываются податливости элементов (рис. 3 а):

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}.$$

При параллельной схеме соединения элементов складываются коэффициенты жёсткости элементов (рис. 3 б):

$$C = C_1 + C_2.$$

Выражение для коэффициента жёсткости УДО (рис. 1) будет иметь следующий вид:

$$c_{удо} = \frac{c_K c_{ПК} (c_{ГДД} + c_{УЭ})}{c_K c_{ПК} + c_K (c_{ГДД} + c_{УЭ}) + c_{ПК} (c_{ГДД} + c_{УЭ})}, \quad (1)$$

где c_K – коэффициент жёсткости корпуса, $c_{ПК}$ – коэффициент жёсткости ПК, $c_{ГДД}$ – коэффициент жёсткости ГДД, $c_{УЭ}$ – коэффициент жёсткости УЭ.

Демпфирование в УДО определяется в основном ГДД, так как демпфирование в ПК и УЭ несоизмеримо мало. Тогда, коэффициент демпфирования УДО будет равен:

$$d_{удо} = d_{ГДД}, \quad (2)$$

где $d_{ГДД}$ – коэффициент демпфирования ГДД.

Таким образом, для определения характеристик УДО необходимо иметь современные и достоверные методики расчёта характеристик структурных элементов, учитывающие многообразие конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Более того, в настоящее время в нашей стране наметилась тенденция к применению интегрированных УДО, которые уже применяются за рубежом. Характерной особенностью такой конструкции является выполнение УЭ, наружного кольца ПК и втулки вибратора ГДД в виде одной детали (рис. 4).

Для создания таких опор необходимо иметь комплексный подход к их проектированию. Для повышения достоверности расчётов характеристик УДО при проектировании, а также снижения затрат времени разработана обобщённая методика расчёта и проектирования УДО роторов ДЛА и ЭУ на основе усовершенствованных методик расчёта характеристик её структурных элементов. Ниже представлен алгоритм обобщённой методики расчёта и проектирования УДО.

1. Формирование исходных данных

Первоначальными исходными данными являются рациональные значения коэффициентов

Балякин Валерий Борисович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Основы конструирования машин». E-mail: 029-029@mail.ru

Барманов Ильдар Сергеевич, кандидат технических наук, ассистент. E-mail: isbarmanov@mail.ru

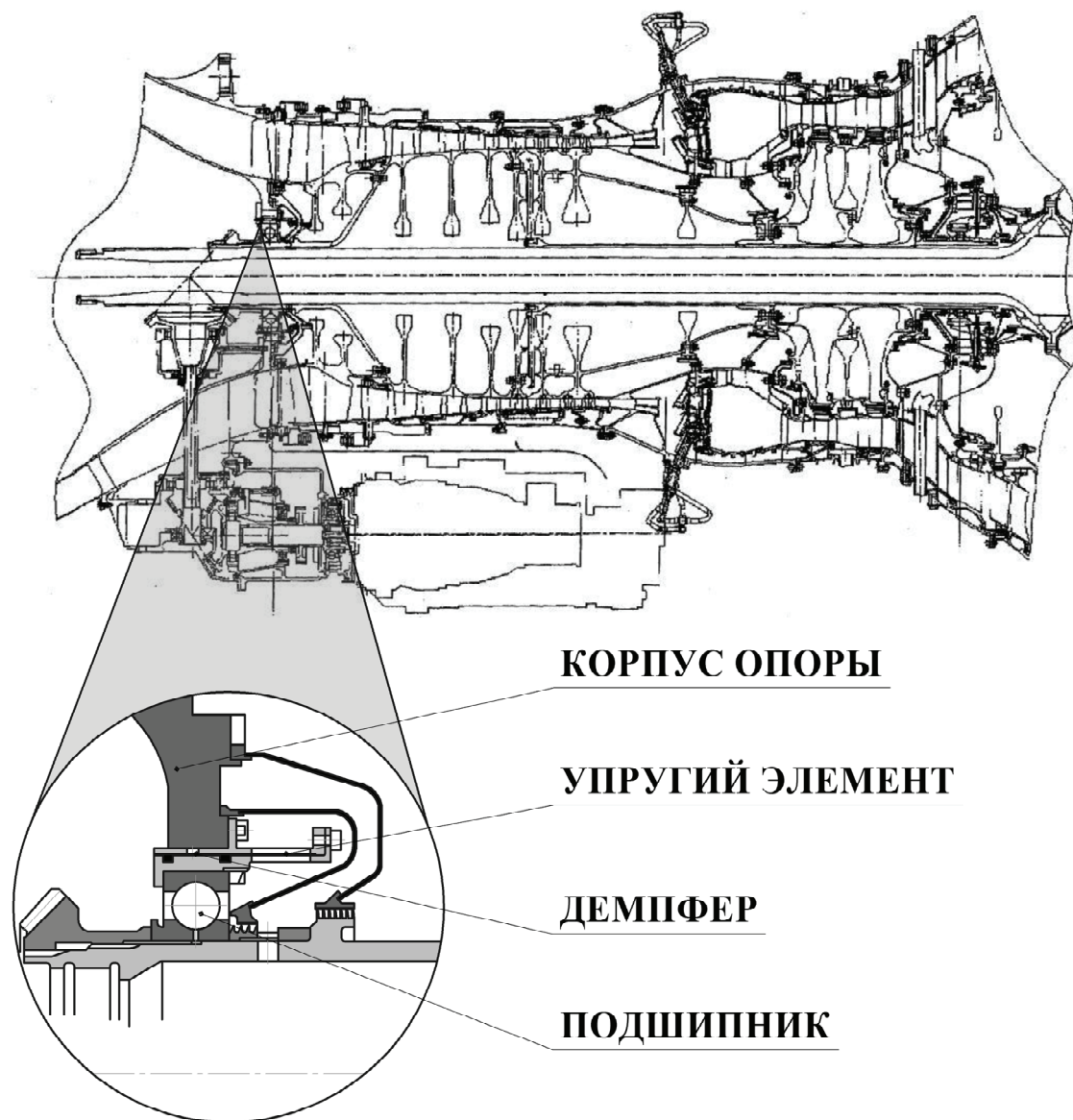


Рис. 1. Упругодемпферная опора

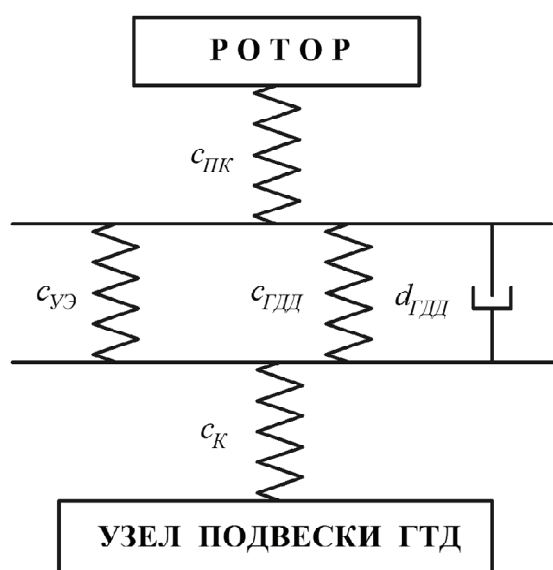


Рис. 2. Схема УДО

жёсткости $c_{удо}$ и демпфирования $d_{удо}$ опоры, полученные на основании решения задачи динамики ротора. Коэффициент демпфирования УДО выбирается таким, чтобы обеспечить минимальный коэффициент передачи усилий от ротора на корпус на рабочем режиме двигателя и амплитуду колебаний ротора в критических сечениях (лабиринтные уплотнения, лопатки компрессора и турбины и др.), не превышающую допустимые значения (радиальные зазоры в лабиринтных уплотнениях, лопатках и др. деталей) на резонансных режимах двигателя.

Коэффициент жёсткости УДО выбирается таким, чтобы обеспечить несовпадение критических частот вращения с рабочими частотами вращения ротора двигателя.

Для получения заданных коэффициентов жёсткости и демпфирования УДО необходимо определить коэффициенты демпфирования и

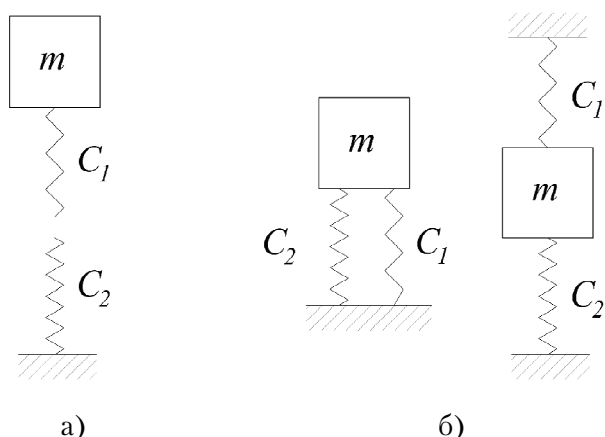


Рис. 3. Схема соединения структурных элементов:
а – последовательная; б – параллельная

жёсткости в корпусе, УЭ, ПК и ГДД, которые в свою очередь определяются их размерами. При этом размеры структурных элементов не должны превышать габаритных размеров УДО – длину L_{max} и диаметр D_{max} (рис. 5).

При известном значении коэффициента демпфирования в УДО по формуле (2) определяется коэффициент демпфирования ГДД, т.е. $d_{гдд} = d_{удо}$. Для известного коэффициента жёсткости УДО определяются коэффициенты жёсткости и геометрические размеры структурных элементов.

2. Определение характеристик и разработка конструкции ГДД

Для разработки конструкции ГДД необходимо определить коэффициент демпфирования ГДД по формуле, которая соответствует линейной характеристике тангенциальной составляющей гидродинамической силы и имеет следующий вид:

$$d_{гдд} = \frac{F_{\tau}}{V} = \frac{F_{\tau}}{e\Omega}, \quad (3)$$

где V – скорость прецессии.

Тангенциальная составляющая гидродинамической силы F_{τ} зависит от режима течения смазки (ламинарный, турбулентный, с наличием зон кавитации, с учётом сил инерции), геометрических параметров демпфера и определяется по зависимостям работы [1]. Изначально необходимо задать исходные данные для ГДД:

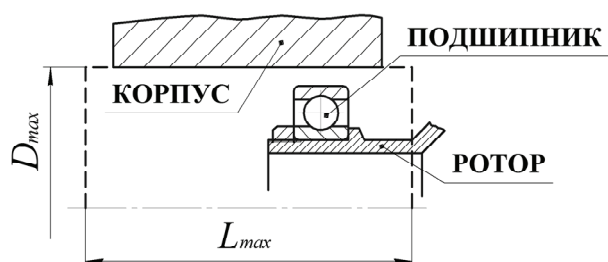


Рис. 5. Габаритные размеры УДО

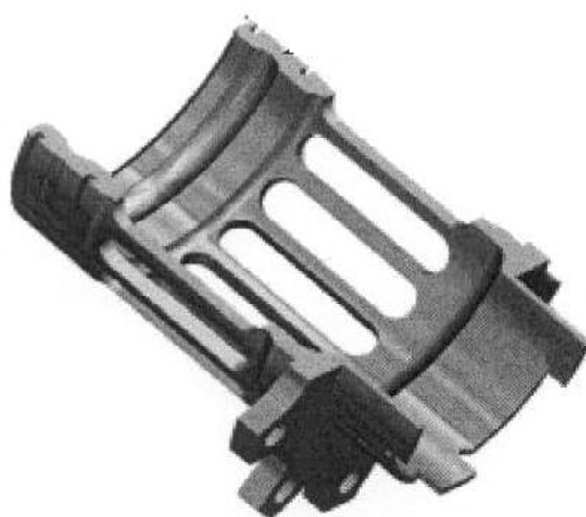


Рис. 4. Интегрированная упругодемпферная опора

частоту прецессии ω , длину L , радиус R , эксцентриситет e , шероховатость Ra и вязкость смазки η ГДД. При прямой синхронной прецессии, что характерно для ДЛА, частота прецессии определяется частотой вращения ротора. Длину демпфера первоначально можно принять равной ширине подшипника B , радиус демпфера можно определить по зависимости $R = 0,5D_H + a$, где D_H – диаметр наружного кольца подшипника, a – толщина обода УЭ в месте установки подшипника (рис. 6). Толщина обода должна быть такой, чтобы исключить деформацию втулки под действием нагрузок – предварительно её можно принять равной 10...12 мм.

Исходя из температуры смазки, определяется её вязкость. Величину шероховатости рабочих поверхностей демпфера рекомендуется принять равной $Ra=1,25$, т.к. её можно получить тонким точением, что не является дорогостоящей

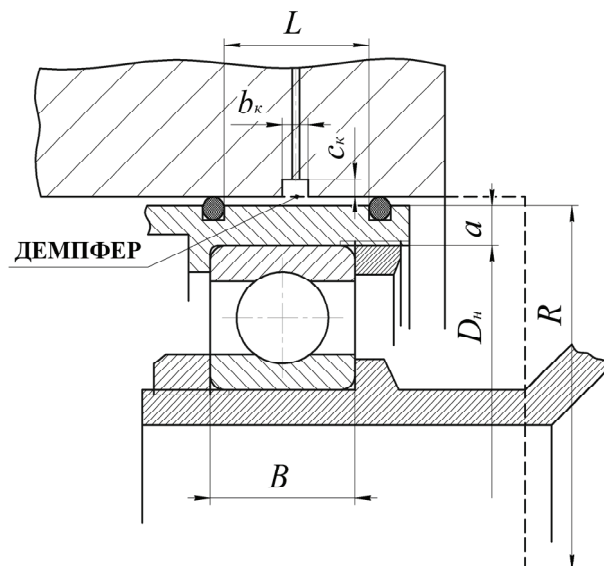


Рис. 6. Определение размеров ГДД

технологической операцией. Величину эксцентриситета при работе ГДД можно определить максимально допустимой амплитудой колебаний ротора в районе опоры. Для обеспечения осевого течения жидкости в коротком непроточном ГДД на концах вибратора устанавливаются уплотнения – поршневые металлические кольца или резиновые кольца, а в средней части демпфера выполняется канавка шириной $b_k = 4 \dots 6$ мм и глубиной $c_k = 3 \dots 4$ мм.

На основании исходных данных проводится расчёт ГДД, который определяет величину демпферного зазора d . При этом должно выполняться

условие $\frac{e}{\delta} \leq 0,5$, которое обеспечивает применимость формулы (3), соответствующей линейной теории. В случае если данное условие не выполняется, то необходимо изменить исходные данные.

После того как все размеры определены, вычисляется коэффициент жёсткости ГДД

$$c_{ГДД} = \frac{F_R}{e}.$$

Радиальная составляющая гидродинамической силы F_R определяется по зависимостям работы [1]. В случае полного охвата вибратора смазкой и малом влиянии сил инерции жёсткостью ГДД можно пренебречь, приняв её равной нулю ($c_{ГДД} = 0$).

3. Определение жёсткости подшипника

В данной методике рассматривается только шариковый подшипник, так как его коэффициент жёсткости изменяется в широких пределах, а само значение гораздо меньше, чем коэффициент жёсткости роликового подшипника. Исходными данными для расчёта подшипника являются: осевая F_a и радиальная F_r нагрузка, частота вращения ротора, внутренняя геометрия, механические свойства материалов, свойства смазки и др. Радиальная нагрузка определяется весом ротора и величиной дисбалансной нагрузки. Величина дисбаланса определяется точностью балансировки и частотой вращения ротора. Осевая нагрузка определяется разностью газодинамических сил в проточной части двигателя. Газодинамические силы определяются размерами и перепадами давлений проточной части, полученными на основании термогазодинамического расчёта.

Коэффициент радиальной жёсткости шарикового радиально-упорного подшипника существенно зависит от соотношения осевой и ради-

альной нагрузки – если $0,1 > \frac{F_a}{F_r} > 0,4$, то жёст-

кость ПК можно не учитывать ($c_{ПК} = \infty$). В противном случае необходимо определить радиальную жёсткость подшипника по методике, изложенной в [2, 3]. В случае применения в опоре роликового подшипника следует также принимать $c_{ПК} = \infty$.

4. Определение жёсткости корпуса

Определить коэффициент жёсткости корпуса с помощью каких-либо математических выражений крайне сложно, что требует больших затрат времени. Поэтому целесообразно прибегнуть к численным способам расчёта с помощью метода конечных элементов, используя программный комплекс ANSYS. Для этого необходимо создать конечно-элементную модель корпуса, к которой прикладывается нагрузка. Под действием нагрузки определяются деформации и перемещения корпуса, что позволит вычислить коэффициент жёсткости корпуса.

5. Определение жёсткости и разработка конструкции УЭ

Исходя из выражения (1) определяется требуемая жёсткость УЭ:

$$c_{УЭ} = \frac{c_K c_{ПК} c_{УДО}}{c_K c_{ПК} - c_K c_{УДО} - c_{ПК} c_{УДО}} - c_{ГДД}.$$

При этом возможны следующие частные случаи:

- жёсткостью ГДД пренебрегаем ($c_{ГДД} = 0$), тогда

$$c_{УЭ} = \frac{c_K c_{ПК} c_{УДО}}{c_K c_{ПК} - c_K c_{УДО} - c_{ПК} c_{УДО}};$$

- жёсткость ПК очень большая ($c_{ПК} = \infty$), тогда

$$c_{УЭ} = \frac{c_K c_{УДО}}{c_K - c_{УДО}} - c_{ГДД};$$

- жёсткостью ГДД пренебрегаем ($c_{ГДД} = 0$), жёсткость ПК очень большая ($c_{ПК} = \infty$), тогда

$$c_{УЭ} = \frac{c_K c_{УДО}}{c_K - c_{УДО}}.$$

- жёсткостью ГДД пренебрегаем ($c_{ГДД} = 0$), жёсткость корпуса и ПК очень большая ($c_K = \infty$, $c_{ПК} = \infty$), тогда

$$c_{УЭ} = c_{УДО}.$$

Необходимое значение коэффициента жёсткости УЭ обеспечивается выбором его геометрических параметров по следующей зависимости

$$c_{УЭ} = \frac{nEbhb(b^2 + h^2)}{2l_6^3} k_1 k_2 k_3, \quad (4)$$

где n – количество упругих балочек; E – модуль упругости материала; l_6 – длина упругих балочек; b – ширина упругих балочки; h – толщина

упругих балочек; r – радиус скругления пазов; k_1, k_2, k_3 – поправочные коэффициенты.

Поправочные коэффициенты определяются по зависимостям

$$k_1 = \frac{1}{\left(1 + \frac{2\sqrt{bh}}{l_0}\right)^3}, \quad k_2 = \frac{1}{1 - 8,2 \left(\frac{l_0}{h}\right)^{-1,35} \frac{r}{b}},$$

$$k_3 = \frac{1}{9,5 \cdot 10^{-5} \frac{l_0^3}{h^3} - 8,6 \cdot 10^{-3} \frac{l_0^2}{h^2} + 0,27 \frac{l_0}{h} - 1,825}.$$

Для исключения или минимизации перекоса втулки длину упругих балочек l_0 нужно принимать настолько максимальной, насколько позволяют габаритные размеры УДО. Далее задаётся количество балочек n , которое должно было не менее 16, чтобы уменьшить анизотропию в УЭ. Радиус скругления пазов r следует задать исходя из номенклатуры диаметров торцевых фрез d_ϕ . Для упрощения технологического процесса изготовления пазов УЭ, рекомендуется принять ширину прорезей $m = d_\phi = 2r$. При определении внешнего диаметра УЭ следует отталкиваться от радиуса демпфера $D = 2R$. Количество балочек, внешний диаметр УЭ и ширина прорезей определяют ширину балочки

$$b = \frac{\pi D}{n} - m = \frac{2\pi R}{n} - 2r \quad (\text{рис. 7}).$$

Должно выполняться условие $\frac{r}{b} \leq 1$, которое

определяет границы применимости поправочного коэффициента k_2 . В противном случае, необходимо изменить количество балочек или радиус скругления пазов. Значение коэффициента жёсткости УЭ необходимо обеспечить подбором

толщины балочек h . Желательно чтобы ширина и толщина балочек были близки по величине.

Если конструкция УЭ двоянная (рис. 1), то для определения его коэффициента жёсткости необходимо рассмотреть каждый из УЭ в отдельности, а потом найти общий коэффициент жёсткости в зависимости от схемы их соединения. Коэффициенты жёсткости для каждого УЭ определяется по формуле (4). Для УЭ, изображённого на рис. 1, коэффициент жёсткости будет определяться по формуле

$$c_{УЭ} = \frac{c_{УЭ1} c_{УЭ2}}{c_{УЭ1} + c_{УЭ2}},$$

где $c_{УЭ1}$, $c_{УЭ2}$ – коэффициенты жёсткости 1^{го} и 2^{го} УЭ.

После того, как определены все размеры УЭ, можно переходить к уточняющим расчётам жёсткости УЭ. Для этого проводится расчёт ПК, из которого будет известно распределение нагрузки по телам качения. Создаётся конечно-элементная модель в ANSYS, которая нагружается через тела качения подшипника, и при необходимости корректируются геометрические размеры УЭ.

Блок-схема алгоритма определения геометрических размеров УДО приведена на рис. 8.

Таким образом, с помощью данной обобщённой методики можно определить геометрические размеры структурных элементов УДО, обеспечивающие её заданные характеристики жёсткости и демпфирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барманов, И.С. Методика расчёта характеристик короткого гидродинамического демпфера с учётом качества обработки рабочих поверхностей. Самара: СГАУ, 2011. 29 с. Деп. в ВИНТИ Рос. акад. наук 15.07.2011, № 346-В2011.

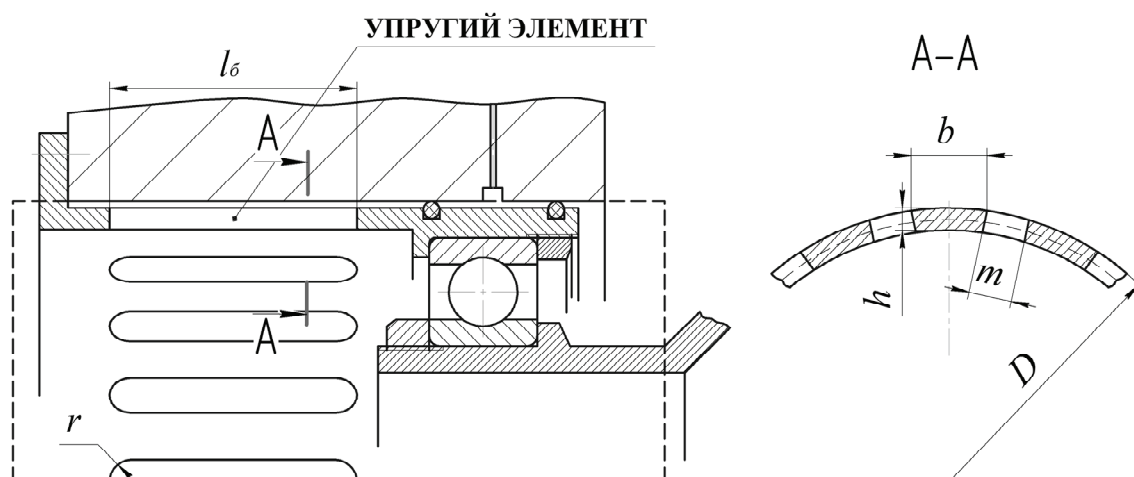


Рис. 7. Определение размеров УЭ

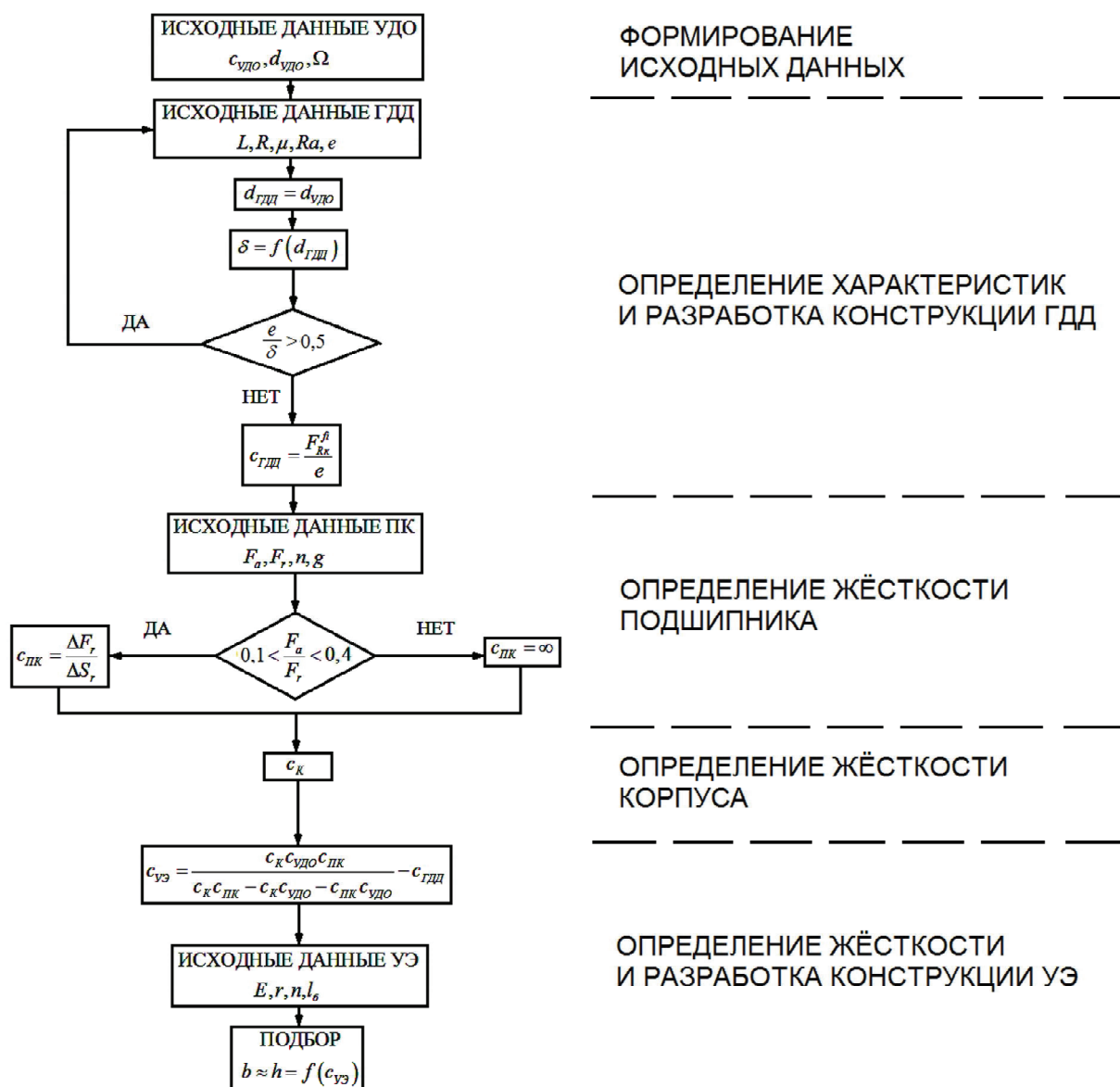


Рис. 8. Блок-схема алгоритма выбора геометрических параметров УДО

2. Динамика шарикового радиально-упорного подшипника качения / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, Б.Б. Косенок, И.С. Барманов // Известия Самарского научного центра РАН. 2010. Т. 12. № 4. С. 144-150.
3. Барманов, И.С. Исследование динамики авиационного шарикового радиально-упорного подшипника качения. Самара: СГАУ, 2010. 61 с. Деп. в ВИНТИ Рос. акад. наук 29.11.2010, № 664-В2010.

THE GENERALIZED DESIGN PROCEDURE AND DESIGNING FLEXIBLE AND DAMPING SUPPORT OF ROTORS AVIATION GAS TURBINE ENGINES

© 2012 V.B. Balyakin, I.S. Barmanov

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolev
(National Research University)

In article are resulted the generalized design procedure and designing flexible and damping support and algorithm of definition of geometrical parameters of its structural elements.

Keywords: support, the ball bearing, flexible element, flexible, damping

Valery Balyakin, Doctor of Technics, Professor, Head at the Fundamentals of Machine Design Department.

E-mail: 029-029@mail.ru.

Ildar Barmanov, Candidate of Technics, Assistant Lecturer.

E-mail: isbarmanov@mail.ru