

5. Funk W. Ein Prüfverfahren zur Untersuchung des Einflusses der Reibkorrosion auf die Dauerhaftbarkeit, *Materialprüfung*, 1969, Bd. 11, №7, s. 221 - 260.
6. Петухов А.Н. Усталость замковых соединений лопаток компрессоров. М.: ЦИАМ, 1987, Труды ЦИАМ № 1213, 36 с.
7. Petuckov A.N. Fretting and fretting-fatigue of materials and components. Fracture mechanics: successes and problems Collection of abstracts Part I.JCF-8. Organizing Karpenko Physico-Mechanical Institute Lviv, 1993, p.195 - 196
8. Петухов А.Н. Сопротивление усталости деталей ГТД. М: Машиностроение 1993, 240 с.
9. Petuckov A.N. Fretting and fretting- fatigue of materials and components «Condition monitoring 94». Edited by M.N. Jones. Universiti College of Swansea. Proceedings of an International Conference on Condition Monitoring held at. University of Wales, U.K. 21st-25th March, 1994. Pineridge press. Swansea U.K. p. 694-704
10. Петухов А.Н. Проблемы фреттинга и фреттинг-усталости в узлах высоконагруженных энергомашин. В сб.: Вторая международная конференция «Энергодиагностика и condition monitoring» Москва, X- 1998г. Трибология, том 3, ч. 1. М., ИРЦ Газпром, 1999, с. 60-80
11. Цыбанёв Г.В. Влияние методов модификации поверхности на фреттинг-усталость титановых сплавов. Вибрации в технике и технологиях, №5(21), 2001, с.62-67
12. Петухов А.Н. О механизме фреттинга и фреттинг-усталости в малоподвижных соединениях деталей машин. Конверсия в машиностроении- Conversion in machine bulding of Russia. 2002, №4, с.42-47

СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ ТУРБОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ЖЕСТКОСТИ ОПОР

Балякин В.Б., Белоусов А.И., Люлев А.И.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Современные турбонасосные агрегаты (ТНА), как правило, имеют рабочие обороты, превышающие первую, а порой и вторую критические скорости ротора. Для однорежимных ТНА ЖРД возможно прохождение критических оборотов за счет «пушечного» запуска, когда резонансные частоты преодолеваются так быстро, что в роторе не успевают развиться опасные амплитуды колебаний. Для двигателей многорежимных и много-

разового применения переход через критические скорости опасен из-за накопления усталостных напряжений в элементах конструкции, поэтому необходимы специальные устройства, обеспечивающие снижение амплитуд колебаний ротора на резонансе.

В качестве опор роторов ТНА используются подшипники качения, недостатком которых является низкая демпфирующая способность. Для снижения виброактивности ТНА перспективным, на наш взгляд, является использование в опорах роторов гидравлических [1] или многослойных пластинчатых демпферов [2], которые хорошо зарекомендовали себя в ГТД. Каждый тип демпфера имеет свои достоинства и недостатки и, следовательно, рациональные области применения.

Использование упругих опор дает первый резонанс системы по цилиндрической, а второй - по конической форме колебаний ротора, как жесткого тела. При одинаковой жесткости опор у симметричного ротора эти резонансы совпадают. В этом случае ротор можно рассматривать как сосредоточенную массу, а второй резонанс будет проявляться вследствие упругой подвески корпуса ТНА, что вызывает повышенную вибрацию статора. Такую конструкцию необходимо представлять в виде многомассовой системы ротор - опора - корпус (рис.1,а), в которой упругодемпферную опору (УДО) представим в виде модели Зенера. Используем следующие обозначения: F_e - возбуждающая гармоническая нагрузка от дисбаланса ротора; m_p - масса ротора, m_k - масса корпуса, c_1 и b_1 - соответственно коэффициенты жесткости и демпфирования в демпфере; c_2 - коэффициент жесткости в подшипнике качения; c_3 - коэффициент жесткости подвески корпуса. Если масса демпфера $m_d > 0,1 m_k$, то систему рекомендуется [3] представлять в виде трехмассовой (рис.1,б). В случае когда корпус ТНА монтируется на упругом основании с коэффициентом жесткости подвески c_4 добавляется масса основания m_o и систему можно представить в виде четырех массовой.

Рассматривая четырехмассовую систему (рис. 1,в), введем следующие безразмерные параметры: $\omega_k = (c_3/m_k)^{0,5}$; $k_j = c_j/c_3$ ($j=1,2,4$); $Q = c_1/(b_1 \cdot \omega_k^2)$; $M_p = m_p/m_k$; $M_d = m_d/m_k$; $M_o = m_o/m_k$; $\eta = \omega/\omega_k$.

Тогда, используя метод комплексных амплитуд, запишем уравнения движения системы в следующем виде

$$-M_p \eta^2 X_p + k_2 (X_p - X_d) = M_p \eta^2; \quad (1)$$

$$-M_d \eta^2 X_d + k_1 (1 + i\eta/Q)(X_d - X_k) = k_2 (X_p - X_d); \quad (2)$$

$$-M_k \eta^2 X_k + X_k - X_o = k_1 (1 + i\eta/Q)(X_d - X_k); \quad (3)$$

$$-M_o \eta^2 X_o + k_4 X_o = X_k - X_o, \quad (4)$$

где $i = \sqrt{-1}$, X_i - комплексная безразмерная амплитуда перемещения x_i .

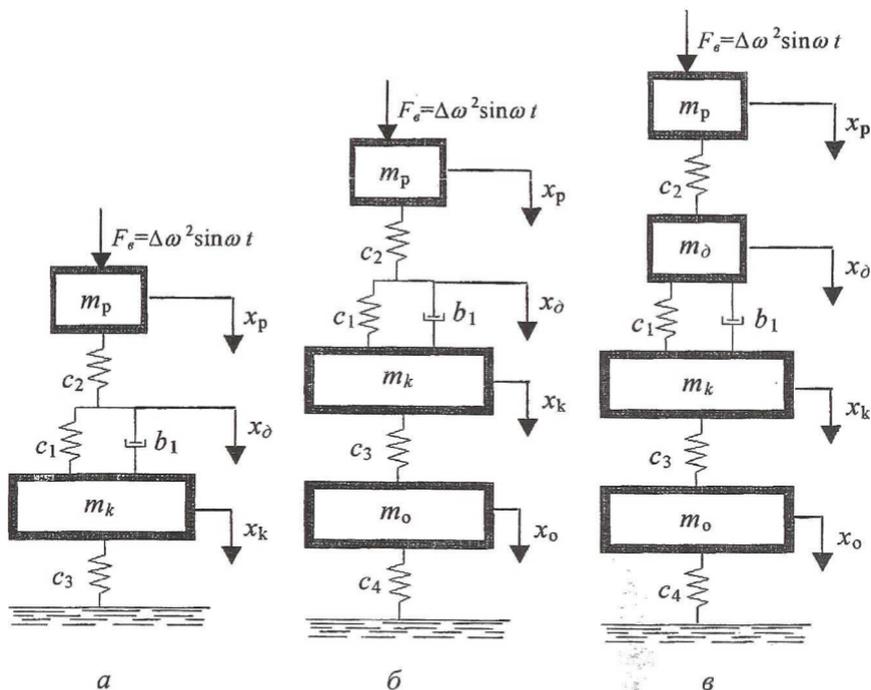


Рис. 1. Схемы УДО: а – двухмассовая модель; б – трехмассовая модель; в- четырехмассовая модель

Из полученной системы линейных уравнений (1) – (4) можно получить, выражения для X_p , X_d , X_o , X_k , а, следовательно, и для амплитуд перемещения ротора относительно корпуса x_{pk} и виброскорости ротора V_k . Представим их в безразмерном виде

$$\bar{x}_{pk} = x_{pk} m_p / \Delta = M_p \eta^2 \cdot \sqrt{\frac{s_{pk}(\omega) \cdot s_p(\omega)}{s_{pk}^*(\omega) \cdot s_p^*(\omega)}};$$

$$\bar{V}_k = V_k / V_{н.к} = \frac{\omega_k \Delta}{m_p V_{н.к}} M_p \eta^3 \cdot \frac{k_2}{\sqrt{s_2 p(\omega)}} \cdot \frac{\sqrt{B_{ynp}^2 + B_{duc}^2}}{|-\eta^2 + A|},$$

где Δ – дисбаланс ротора; $V_{н.к} = 40$ мм/с - норма виброскорости на корпусе двигателя летательного аппарата; $A = (k_4 - M_o \eta^2) / (1 + k_4 - M_o \eta^2)$;

$$B_{ynp} = \frac{k_1(A - \eta^2 + k_1) + (k_1 \eta / Q)^2}{(A - \eta^2 + k_1)^2 + (k_1 \eta / Q)^2 (A - \eta^2)}; B_{duc} = \frac{k_1 \eta / Q}{(A - \eta^2 + k_1)^2 + (k_1 \eta / Q)^2 (A - \eta^2)};$$

$$s_p(\omega) = (k_2 - M_\delta \eta^2 + B_{ynp})^2 + B_{\text{duc}}^2;$$

$$s_p^*(\omega) = (-M_p \eta^2 (k_2 - M_\delta \eta^2) + (k_2 - M_p \eta^2) B_{ynp} - k_2 M_\delta \eta^2)^2 + (B_{\text{duc}} (k_2 - M_p \eta^2))^2;$$

$$s_{pk}(\omega) = ((A - \eta^2)(k_2 - M_\delta \eta^2 + B_{ynp}) - k_2 B_{ynp})^2 + (B_{\text{duc}} (A - k_2 - \eta^2))^2;$$

$$s_{pk}^*(\omega) = ((A - \eta^2)(k_2 - M_\delta \eta^2 + B_{ynp}))^2 + (B_{\text{duc}} (A - \eta^2))^2.$$

Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) колебаний ротора ТНА, имеющего дисбаланс $\Delta=30$ г·см, и виброскорости на его корпусе с параметрами $m_k=100$ кг, $\omega_k=1000$ с⁻¹, представлены на рис.2.

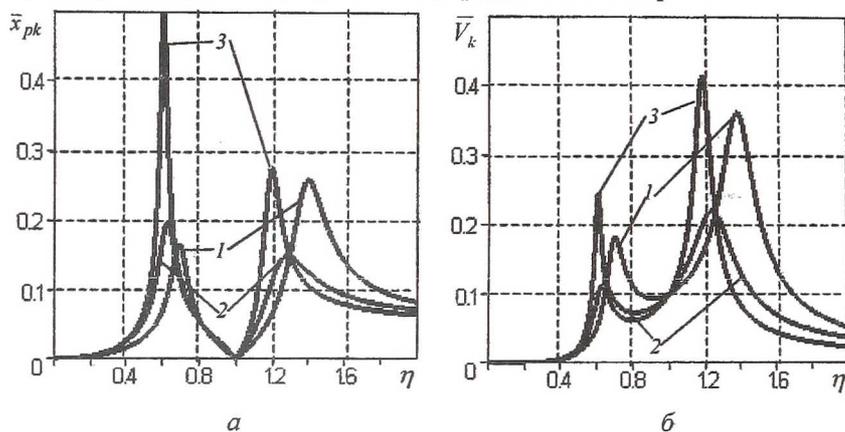


Рис.2. АЧХ безразмерных перемещений ротора (а) и виброскорости корпуса (б) при $M_p=0,3$; $M_\delta=0$; $k_1=0,5$; $k_2=0,5$; 1 - $Q=0,3$; 2 - $Q=1$; 3 - $Q=3$;

Увеличение демпфирования в опоре (снижение добротности Q) до значения Q_{opt} уменьшает амплитуду колебаний ротора и виброскорость корпуса на резонансах (рис.2). Однако дальнейшее снижение добротности приводит к росту виброактивности, как ротора, так и статора на резонансах. Для параметров системы, приведенных на рис. 2, оптимальное значение Q для первого резонанса $Q_{opt} = 0,5$, а для второго - $Q_{opt} = 1$. Анализ АЧХ колебаний ротора (рис.2, а) и виброскорости статора (рис.2, б) для значения добротности $Q_{opt} = 1$ показывает, что за первым и вторым резонансами она не оптимальна, то есть виброактивность возрастает. Это негативно сказывается на долговечности элементов конструкции ТНА. Оптимальное вибрационное состояние системы во всем рабочем диапазоне возможно лишь при изменении демпфирования в опоре ротора в процессе работы двигателя.

Прохождение критических оборотов с пониженными амплитудами возможно и за счет регулирования жесткости опоры ротора. Экспериментально было показано, что изменением жесткости пластинчатого гофри-

рованного демпфера в процессе работы удалось снизить максимальную амплитуду ротора ТНА ГТД НК-88 примерно в три раза [2]. Применение управляемых упругих элементов в опорах ротора требует дополнительной системы регулирования, что усложняет конструкцию. Однако ТНА, как правило, оснащаются автоматом разгрузки ротора от осевых сил [4,5], что позволяет изменять осевую нагрузку, действующую на радиально-упорный подшипник качения. Изменение действующей осевой и радиальной силы, согласно методике, изложенной в работе [6], приводит к изменению жесткости радиально - упорного подшипника (рис.3), что можно использовать для регулирования вибрационного состояния системы и отказаться от использования демпферов. Из графика на рис.3,а видно, что до значения $F_a \cong 0,31$ кН, зависимость имеет явно нелинейный характер. Изломы на кривой соответствуют вступлению в контакт под действием осевой силы тел качения. При соотношении $F_a / F_r \cong 0,68$, это значение соответствует параметру осевого нагружения для данного типа подшипников, все тела качения вступают в контакт и, следовательно, жесткость смазочного слоя, а с ней и коэффициент c_1 возрастает. Расчет долговечности подшипника № 176226 по методике, изложенной в работе [6], показали, что она существенно зависит от нагрузки (рис.3,б), поэтому при длительной эксплуатации величина осевой силы на данный подшипник рекомендуется ограничивать значениями $F_a \cong 1$ кН. Приведенные на этом графике значения радиальной нагрузки на подшипник в интервале $F_r = 400 \dots 520$ Н обусловлены действием возбуждающей силы F_e от дисбаланса ротора в комбинации с его весом.

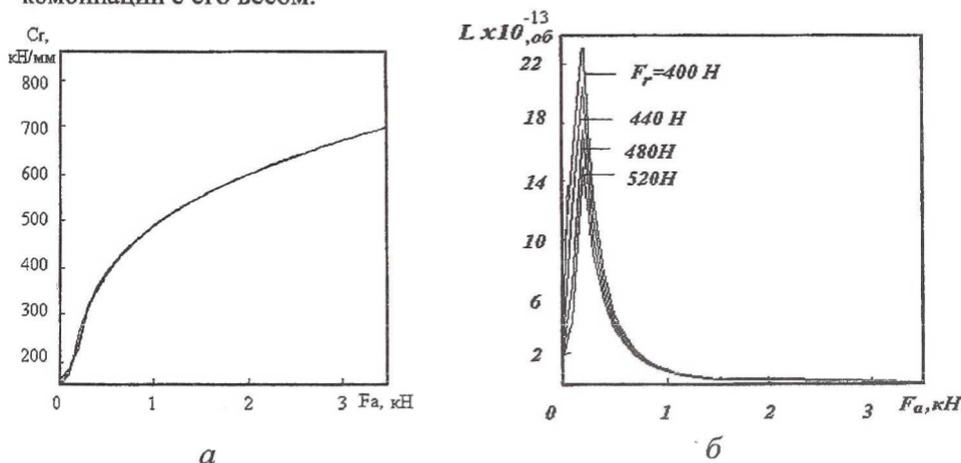


Рис. 3. Зависимость от осевой нагрузки F_a : а- радиальной жесткости c_r ; б- долговечности L подшипника №176226

Для оценки эффективности методов снижения виброактивности изделий был проведен ряд экспериментов на подшипниковой головке стенда

для испытаний «сухих» газовых уплотнений, разработанного для предприятия «Самаратрансгаз» [7]. В процессе эксперимента с помощью регистрирующей аппаратуры VIBRO RFT-41 фирмы «SCHENCK» замерялись радиальное смещение вала и виброскорость на корпусе.

На рис.4 приведены зависимости виброскорости на корпусе подшипниковой головки от частоты вращения ротора при отсутствии осевой нагрузки. Масса корпуса m_k приходящейся на опору, составляет 290 кг, а дисбаланс ротора $\Delta=33$ г·см. Монтаж подшипниковой головки на фундамент через резиновые виброизоляторы обеспечил максимальное значение виброскорости, замеренное на корпусе головки, 18 мм/с, что составляет 0,45 от нормы, принятой в авиадвигателестроении 40 мм/с, на частоте вращения ротора 1000 с^{-1} , которая выбрана за собственную частоту корпуса ω_k . Установка гидравлического демпфера типа кольца «Аллисона» с напыленными из твердосплавного материала выступами [8] высотой 0,2...0,25 мм в опору ротора подшипниковой головки позволило снизить относительную виброскорость до 0,3 на резонансе, соответствующем относительной частоте $\eta = 1,1$, что свидетельствует об эффективности демпфера. Однако с установкой демпфера снижение виброскорости корпуса произошло не во всем частотном диапазоне, так при $\eta = 0,685$ виброскорость без демпфера была ниже. Это подтверждает результат теоретического исследования, приведенного на рис.2,б, об однозначной эффективности демпфера на резонансах.

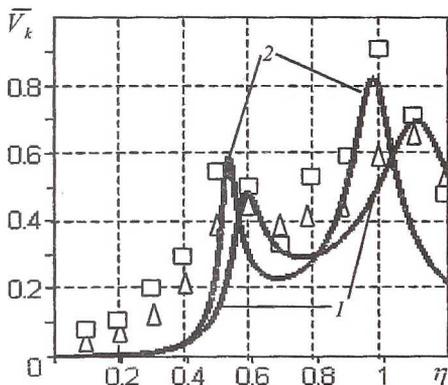


Рис.4. АЧХ безразмерной виброскорости ротора при $M_0=6,9$; $M_p=0,15$; $M_0=0$; $k_1=0,05$; $k_2=0,1$; $k_4=4$; 1- $Q=0,5$; 2- $Q=12$;
□ — без демпфера; Δ — с демпфером

Конструкция подшипниковой головки позволяет изменять осевую нагрузку на радиально - упорный подшипник, в качестве которого использовался шарикоподшипник №176226. Осевое усилие может изменяться до значения 70 кН с помощью гидростатической месдозы, установленной на

свободном торце вала, путем изменения в ней давления, для чего в гидравлической системе подачи масла предусмотрен регулятор расхода.

Экспериментальный стенд предназначен для испытаний уплотнений с различной частотой вращения, в настоящее время для существующих «сухих» уплотнений она не превышает 800 с^{-1} . Испытания без гидравлического демпфера на рабочей частоте $\eta_p = 0,55$ показали, что варьирование осевой нагрузки на радиально – упорный подшипник приводит к изменению виброскорости на корпусе подшипниковой головки. Экспериментальные значения хорошо согласуются с теоретическими данными (рис.5), полученными при расчете системы в виде модели, изображенной на рис.1, в, но без учета массы демпфера (т.е. $M_d=0$). Теоретические расчеты АЧХ такой системы при осевой нагрузке на шарикоподшипник $F_a \cong 0,1 \text{ кН}$, что соответствует значению параметра $k_2 = 0,2$, показали (рис.6), что первый резонанс проявлялся на относительной частоте 0,525, а второй на 0,705. В этом случае теоретические безразмерные амплитуды колебаний ротора на резонансах должны быть соответственно $\bar{x}_p = 30,7$ (что соответствует амплитуде 230 мкм) на первом и $\bar{x}_p = 22,4$ (168 мкм) на втором.

Однако без демпфера такие значения не могут реализоваться, так как максимальное значение радиального зазора в шарикоподшипнике данного типа не превышает 52 мкм, а упругие деформации тел качения не превышают десятка микрометров. В связи с этим при отсутствии демпфера прохождение резонансов должно осуществляться достаточно быстро, чтобы значения амплитуды колебаний ротора относительно статора не успевали выбрать зазоры в шарикоподшипнике и не возникла опасность возможной поломки подшипника на резонансе или за счет регулирования жесткости опоры. Изменение жесткости опоры за счет увеличения осевой нагрузки на шарикоподшипник до значения $F_a=1 \text{ кН}$ ($k_2 = 2$) приводит к смещению теоретических значений резонансов ротора вправо соответственно до относительных частот 0,578 и 0,726. При этом безразмерная амплитуда колебаний ротора на первом резонансе снижается до 22,7, а на втором до 16,7. На рабочей частоте $\eta_p = 0,55$ в первом случае, когда параметр $k_2 = 0,2$, рассчитанная безразмерная амплитуда колебаний ротора составляет $\bar{x}_p = 6,1$, а во втором случае, для параметра $k_2 = 2$, соответственно $\bar{x}_p = 6,2$. Второй вариант разгона ротора приемлем по величине амплитуды его колебаний до относительной частоты $\eta=0,565$. Однако при осевой нагрузке $F_a=1 \text{ кН}$ долговечность подшипника снижается на порядок по сравнению с максимальным значением для оптимального значения $F_a \cong 0,31 \text{ кН}$ (см. рис. 3,б).

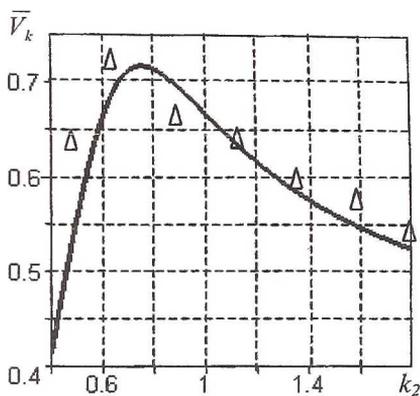


Рис.5. АЧХ безразмерной виброскорости корпуса при параметрах $M_0=6,9$; $M_p=0,15$; $M_0=0$; $k_1=0,055$; $k_4=4$; $Q=12$; $\eta=0,55$;

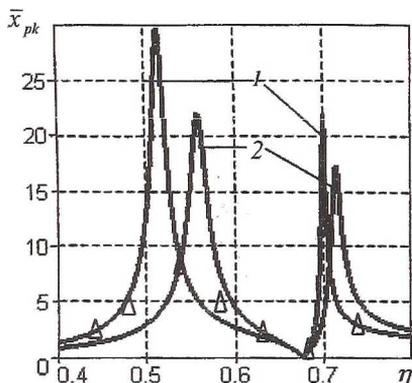


Рис.6. АЧХ безразмерного перемещения ротора относительно корпуса при параметрах $M_0=6,9$; $M_p=0,15$; $M_0=0$; $k_1=0,055$; $k_4=4$; $Q=12$; 1 - $k_2=0,2$; 2 - $k_2=2$

В связи с этим был реализован следующий алгоритм разгона ротора до относительной частоты $\eta=0,8$ (см. рис.6):

- 1) разгон до относительной частоты $\eta=0,55$ при значении параметра $k_2 = 2$, причем замеренное значение амплитуды для установившегося движения при этой частоте соответствовало $50 \mu\text{м}$ ($\bar{x}_p = 6,6$), что отличается не более чем на 10% от рассчитанных значений;
- 2) изменение жесткости опоры до уровня параметра $k_2 = 0,2$ по релейному закону управления жесткостью опоры за счет переключения регулятора расхода золотникового типа в системе маслоснабжения мездозой;
- 3) дальнейший разгон ротора до относительной частоты $\eta=0,68$ при $k_2 = 0,2$ и переключение регулятора в положение, обеспечивающее параметр $k_2 = 2$;
- 4) разгон до относительной частоты $\eta=0,715$ и переключение регулятора назад в положение для $k_2 = 0,2$.

Замеренные в процессе эксперимента значения амплитуды колебаний ротора относительно статора не отличались более чем на 25% от теоретических.

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Снижение виброактивности в двигателях летательных аппаратов и энергетических установках на резонансных режимах возможно за счет использования демпферов в опорах роторов. Оптимальное демпфирование

позволяет эффективно снижать резонансные значения амплитуды колебаний ротора и виброскорости статора

2. Для обеспечения минимальной виброактивности во всем рабочем диапазоне частот необходимо регулирование динамических параметров опор роторов (коэффициентов демпфирования или жесткости).

3. Минимизация виброактивности ДЛА возможна путем регулирования жесткости радиально - упорных шарикоподшипников за счет изменения их осевого поджатия.

4. Область варьирования осевого нагружения радиально - упорного подшипника ограничена его долговечностью, следовательно необходима оптимизация параметров опоры с целью достижения выбранных критериев качества системы.

Список литературы

1. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин. Учебное пособие, КуАИ, 1991. 94 с.
2. Пономарев Ю.К., Проничев Ю.Н. Чегодаев Д.Е. и др. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов. Самара, СГАУ, 1998. 232с.
3. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Люлев А.И. Исследование сложной динамической системы ротор-опора-корпус газотурбинного двигателя с помощью многомасовых реологических моделей// Известия Самарского центра РАН. – Самара, 2002
4. Елизаров А.И., Брейво А.Э., Иванов А.И., Ключников В.В., Косицын И.П. Некоторые аспекты проектирования и доводки автоматических разгрузочных устройств центробежных насосов. - В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. - Куйбышев: КуАИ, 1993, С.42-57.
5. Белоусов А.И., Иванов А.И. Расчет осевых сил, действующих в турбомашинках. Учебное пособие, КуАИ, 1981. 82 с.
6. Жильников Е.П., Балякин В.Б. Влияние осевой силы на жесткость и долговечность радиально-упорного подшипника // Ракетно-космическая техника. (Расчеты, проектирование, конструирование и испытания космических систем) Самара, 2000. Вып. 1. С. 132 - 141.
7. Фалалеев С.В., Балякин В.Б., Новиков Д.К. и др. Стенд для динамических испытаний «сухих» газовых уплотнений// Газовая промышленность. 2001, №4. С. 55 - 58
8. А.с. № 1566114 СССР, МКИ F16F7/00. Демпфер опор/ В.Б. Балякин., А.И.Белоусов, М.А. Караблин. Оpubл. 23.05. 90. БИ.№ 19.