

## РАЗВИТИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН ТИПА «БЛИСК»

Шорр Б.Ф.\* , Буюкли Т.В.\*\* , Шорстов В.А.\*\*\* , Бортников А.Д.\*\*\*\* ,  
Сальников А.В.\*\*\*\*\* , Фролов В.Н.\*\*\*\*\* , Серебряков Н.Н.\*\*\*\*\*

*Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова,  
ЦИАМ, Авиамоторная ул., 2, Москва, 111116, Россия*

\* e-mail: shorr@ciam.ru

\*\* e-mail: buyukli@ciam.ru

\*\*\* e-mail: shorstov@ciam.ru,

\*\*\*\* e-mail: adb@ciam.ru

\*\*\*\*\* e-mail: salnikov@ciam.ru

\*\*\*\*\* e-mail: vnfrolov@ciam.ru

\*\*\*\*\* e-mail: serebryakov@ciam.ru

---

Предложен усовершенствованный метод расчета вынужденных колебаний рабочих лопаток турбомашин на основе совместного использования результатов 3D-модального анализа колеса, расчета действующих на лопатку нестационарных аэродинамических нагрузок и амплитудной зависимости коэффициента рассеяния энергии в материале лопатки. Приведен пример использования метода для расчета вынужденных колебаний рабочего колеса блисковой конструкции компрессора, показывающий эффективность метода.

*Ключевые слова:* течение потока воздуха в компрессоре, собственные частоты колебаний лопаток, нестационарные аэродинамические силы, вынужденные колебания лопаток, гармоника окружной неравномерности потока, демпфирование в материале лопатки.

---

### Введение

Усталостные поломки лопаток представляют серьезную проблему для надежной и безотказной эксплуатации турбомашин, поэтому возможность определения уровня переменных напряжений еще на этапе проектирования является важной и актуальной задачей двигателестроения. Расчет нестационарных аэродинамических сил, возбуждающих колебания лопаток, в идеализированной постановке рассматривался в ряде работ, например [1]. В настоящее время успехи в области компьютерного моделирования задач аэродинамики (см., например, работы [2—4]) позволяют получать расчетным путем нестационарные газовые силы, действующие на вращающиеся лопатки рабочих колес, и использовать их для решения задач о вынужденных колебаниях и, например, способах снижения переменных напряжений при вынужденных колебаниях [5]. Численные конечно-разностные методы решения нестационарных задач аэродинамики лопаточных машин требуют больших временных затрат, а также использования компьютеров очень большой

мощности (в работе [3] использовался суперкомпьютер СГТУ «Сергей Королев» на 256 ядрах), поэтому представляют интерес алгоритмы, направленные на ускорение решений.

В общем случае уровень переменных напряжений в лопатках зависит от трех видов демпфирования: аэродинамического [6—13], механического [14, 15] — в материале колес и конструкционного [14—20] — в замковых соединениях лопаток с диском или в контактирующих поверхностях бандажных полок. Аэродинамическое демпфирование [6] важно учитывать при расчете гибких лопаток большого удлинения, но для коротких жестких лопаток, например лопаток подпорных ступеней бустера, последних ступеней компрессора высокого давления (КВД) или лопаток турбины высокого давления, его влияние на уровень переменных напряжений уменьшается. Механическое демпфирование в материале лопаток становится важно для конструкции рабочих колес типа «блиск», в которых рабочие лопатки изготавливаются за одно целое с диском и демпфирование в замковом соединении отсут-

ствует. Механическое демпфирование в системе обычно оценивалось по статистическим данным [21]. Проведенные в последние годы экспериментально-расчетные работы по рассеянию энергии в лопатках позволяют уточнить оценку механического демпфирования. Особенностью механического демпфирования в конструктивных материалах является его нелинейный амплитудно-зависимый характер, расчетно-экспериментальный анализ которого изложен в работе [22].

В настоящей статье изложены результаты развития метода расчета вынужденных колебаний рабочих лопаток типа «блиск», вызываемых стационарными возбудителями (сопловыми лопатками, сойками и пр.) в потоке на основе современных подходов к компьютерному моделированию нестационарных газовых нагрузок и корректного учета амплитудно-зависимого механического демпфирования в материале лопаток. Для более полного выявления роли последнего фактора аэродинамическое и конструкционное (рабочее колесо типа «блиск») демпфирование не рассматривалось.

#### Постановка задачи

В работе приняты следующие основные допущения:

— Рассчитываются амплитуды установившихся вынужденных колебаний лопаток на вращающемся однородном колесе, вызываемых гармониками к частоте вращения от газовых нагрузок на заданном режиме работы турбомашин. Возможно распространение метода расчета на колесо с заданной неоднородностью.

— Аэроупругие явления, связанные с деформацией лопаток (как возбуждение колебаний, так и аэродинамическое демпфирование), не рассматриваются, т.е. вынуждающие газовые силы определяются по геометрии элементов проточной части на данном режиме независимо от колебаний лопаток.

— Механическое демпфирование в материале лопаток является амплитудно-зависимым, т.е. лопатка ведет себя как физически неоднородное по рассеянию энергии тело, неоднородность которого зависит от распределения переменных напряжений при каждой из форм колебаний. Характеристики демпфирования устанавливаются по результатам динамических испытаний материалов на образцах при разном уровне возбуждения и разной частоте колебаний.

Расчет ведется по трем связанным между собой направлениям:

А. Стандартный модальный 3D-анализ (расчет собственных частот и форм колебаний рабочего колеса) на заданной частоте вращения. В результате

расчета выявляются один или несколько опасных (по близости резонансов) режимов динамического возбуждения, собственные частоты и распределение относительных амплитуд переменных напряжений по соответствующим формам колебаний;

Б. Расчет нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на ступень на заданном установившемся режиме работы турбомашин. Расчет ведется численным методом установления. Определяется периодическое изменение по времени (в пределах одного оборота рабочего колеса) компонентов вектора газовых сил, действующих на узлы аэродинамической 3D-сетки газового потока. Для однородного колеса рассматривается участок газового потока, обтекающий одну лопатку.

Газовые силы, приложенные к узлам аэродинамической сетки на поверхности пера лопатки, пересчитываются на узлы обычно более грубой конечно-элементной механической сетки на этой поверхности.

Компоненты газовых сил в каждом узле механической сетки раскладываются во временной ряд Фурье с основным периодом, равным времени одного оборота колеса. Число получающихся гармоник к частоте вращения ограничивается их максимальным ожидаемым значением (для рабочих лопаток обычно равным числу лопаток ближайшего соплового аппарата).

В. Расчет коэффициента рассеяния энергии в материале лопатки при рассчитанных частотах и распределениях амплитуд напряжений для выбранных форм колебаний применительно к точке максимальных напряжений по данной форме. При сложных напряженных состояниях демпфирование определяется амплитудой интенсивностей напряжений.

На основании результатов расчета по указанным трем направлениям проводится расчет ожидаемых максимальных амплитуд вынужденных колебаний лопатки по выбранным формам колебаний, вызываемых гармониками газовых сил к частоте вращения на заданном режиме работы (по частоте вращения и параметрам потока). В программном пакете ANSYS расчет проводится в опции гармонического анализа по определенному в п. Б полю газовых сил при постоянном значении логарифмического декремента колебаний. Для амплитудно-зависимого демпфирования расчет ведется методом последовательных приближений. При использовании сложной итерации процесс быстро сходится.

#### Расчет нестационарных аэродинамических нагрузок

Нестационарные аэродинамические нагрузки, действующие на лопатки на данном режиме рабо-

ты компрессора, определяются в результате численных расчетов нестационарного течения, которые выполняются в постановке URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes) с использованием модели турбулентности Спаларта—Аллмараса. Нестационарное поведение потока описывается уравнениями Навье—Стокса и уравнениями неразрывности в форме [24]. Расчет нестационарного течения может проводиться для всего компрессора или для нескольких (в частности, одной ступени, если, например, в решении нас интересуют гармоники только от направляющих аппаратов перед или за ступенью). При этом:

— Расчет течения в статорных венцах проводится в неподвижной декартовой системе координат с осью  $x$ , совпадающей с осью установки (осью двигателя). Расчет течения в роторных венцах проводится во вращающейся с заданной угловой скоростью декартовой системе координат.

— Во входном сечении компрессора (или ступени) поля полного давления и температуры считаются равномерными, постоянными по времени и заданными; принимается условие осевого втекания потока.

— Расход определяется постоянной площадью горла сопла на выходе из компрессора (или ступени), играющего роль дросселя.

— Радиальные зазоры над рабочими колесами описываются упрощенной моделью, связывающей параметры на спинке и корыте лопатки в примыкающих к торцу лопатки областях с потоками массы, импульса и энергии в зазоре и учитывающей потери полного давления.

— Отборы воздуха реализовывались с использованием специального граничного условия на заданных участках втулки и корпуса в осевых зазорах, обеспечивающего распределенный (в окружном направлении) отвод заданного постоянного расхода воздуха из проточной части.

Задача решалась в разработанном в ЦИАМ программном комплексе CobraNG [25].

При принятых допущениях нестационарный расчет всего компрессора позволял, в принципе, выявить все внутренние аэродинамические источники возбуждения колебаний лопаточных аппаратов всех ступеней — как от известных дискретных конструктивных элементов (лопаток, стоек и пр.), так и от возмущений самого потока. Количественная оценка возможного влияния вычислительных погрешностей на результаты расчетов спектральных составляющих аэродинамических сил не проводилась.

Влияние общей неравномерности потока на входе, связанное с конструкцией входного аппарата или с условиями на входе в двигатель, не рассматривалось.

### Перенос аэродинамических сил на узлы механической сетки

Для использования аэродинамических сил, полученных в результате расчета нестационарного течения в компрессоре, для расчетов вынужденных колебаний лопаток необходимо перенести компоненты газовых сил из узлов газодинамической сетки на узлы не совпадающей с ней механической сетки. В отличие от использованной в работе [3] процедуры интерполяции давления по всему перу лопатки авторами была разработана специальная процедура, которая применительно к 8-узловому КЭ иллюстрируется рис. 1, где черными и белыми точками показаны узлы аэродинамической сетки, лежащие на поверхности спинки или корыта пера лопатки, причем белые на рис. 1, *г* уже относятся к данному конечному элементу

Во всех четырех узлах 1—4 поверхностных граней каждого из элемента механической сетки строится локальная система координат  $x, y$ , направление которой (на рис. 1 — правое) должно быть одинаковым для всех узлов. Ось  $x$  направляется по линии, соединяющей соседние узлы, а ось  $y$  — по нормали к ней, как показано для узла 1 на рис. 1, *а*. Координаты узлов аэродинамической сетки проектируются на направление оси  $y$ , и узлы с отрица-

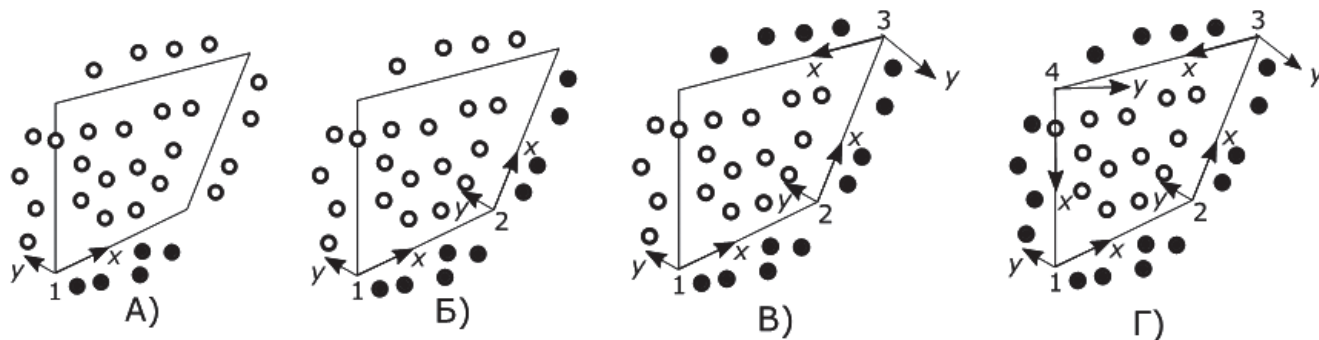


Рис. 1. Процедура переноса усилий с узлов аэродинамической сетки на узлы механической сетки

тельными значениями этой координаты исключаются из рассмотрения для данного узла механической сетки. Эта процедура повторяется для всех узлов данного элемента (рис. 1, б, в, г). Из рис. 1, г видно, что все узлы аэродинамической сетки, лежащие вне данного элемента (черные точки), исключаются из рассмотрения этого элемента.

Компоненты аэродинамических сил, относящиеся к белым точкам, осредняются для элемента и равномерно распределяются по его узлам. Усилия в точках, попадающих на грани элемента, учитываются один раз.

### Экспериментально-расчетное определение амплитудно-зависимого декремента колебаний в материале лопатки

Амплитудно-зависимый логарифмический декремент колебаний материала лопатки обычно определяется по экспериментальным резонансным кривым, получаемым в результате динамических испытаний образцов-пластин на изгиб. Испытания проводятся для заданных форм колебаний образца при нескольких уровнях амплитуды переменных напряжений  $\sigma_k$ , которые измеряются в некоторой (контрольной) точке образца.

В работах [22, 23] показано, что зависимость декремента колебаний образца от контрольного напряжения с достаточной точностью описывается формулой

$$\delta_0(\sigma_k) = k_0 \sigma_k^n, \quad (1)$$

где  $k_0$  зависит от распределения напряжений в образце;  $n$  — экспериментальная константа, зависящая от свойств материала при данной температуре и частоте колебаний.

При сложном напряженном состоянии под напряжением  $\sigma_k$  понимается интенсивность напряжений  $\sigma_{i,k}$ .

Для лопатки зависимость  $\delta_l = f(\sigma_{i,l})$  имеет аналогичный вид

$$\delta_l(\sigma_{i,l}) = k_l \sigma_{i,l}^n, \quad (2)$$

где напряжение  $\sigma_{i,l}$  относится к точке лопатки с максимальной интенсивностью напряжений при данной форме колебаний.

Если испытания проводить на образце при однородном напряженном состоянии, то зависимость типа (1) будет характеризовать демпфирующие свойства самого материала  $\delta(\sigma) = k\sigma^n$ . Приравняв рассеяние энергии всего колеблющегося образца

объемом  $V$  к сумме энергий, рассеиваемых в его элементах объемом  $dV$ , и относя интенсивность напряжения в элементе  $\sigma_i$  к максимальной интенсивности  $\sigma_{i,\max}$  по данной форме колебаний  $\bar{\sigma}_i = \sigma_i / \sigma_{i,\max}$ , получим

$$\delta_0(\sigma_k) = \eta_0 \delta(\sigma), \quad (3)$$

где

$$\eta_0 = \frac{\int_V \bar{\sigma}_i^{2+n} dV}{\int_V \bar{\sigma}_i^2 dV}. \quad (4)$$

Аналогичными формулами типа (3) и (4) с заменой  $\delta_0$ ,  $\eta_0$  и  $\sigma_i$  на  $\delta_l$ ,  $\eta_l$  и  $\sigma_{i,l}$  определяется логарифмический декремент колебаний лопатки для заданной собственной формы колебаний.

### Расчет динамических напряжений в лопатке при вынужденных колебаниях с амплитудно-зависимым демпфированием в материале

Для расчета резонансных напряжений при вынужденных колебаниях лопаток на заданном режиме работы двигателя и выбранной по диаграмме Кембелла опасной по близости к резонансам форме колебаний берутся взятые из разложения по собственным формам компоненты расчетной газовой нагрузки. Соответствующие декременты колебаний в материале лопатки при данной форме колебаний определяются последовательными приближениями.

На рис. 2 кривая 1 показывает демпфирующую характеристику материала  $\delta(\sigma) = k\sigma^n$  (возрастание

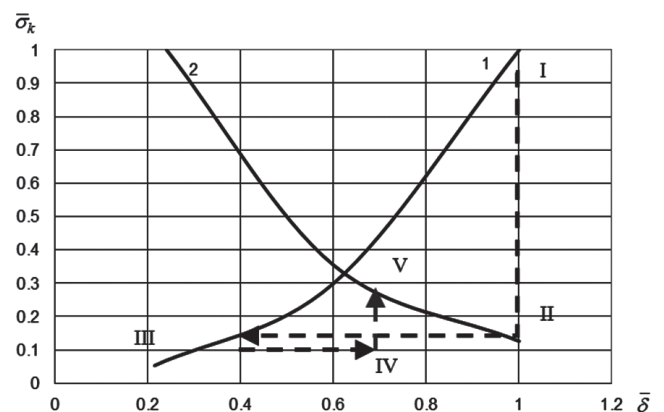


Рис. 2. Схема итерационного решения системы уравнений вынужденных колебаний лопатки при амплитудно-зависимом демпфировании материала [23]

декремента материала с ростом напряжений), а кривая 2 — зависимость максимального (контрольного) напряжения в лопатке от расчетной величины декремента  $\delta_n^{(0)}$  при рассчитанной для данной формы колебаний аэродинамической нагрузке. Очевидно, что с увеличением демпфирования напряжения в лопатке будут уменьшаться. Точка пересечения кривых 1 и 2 даст искомое значение резонансного напряжения и соответствующее значение декремента колебаний лопатки.

В качестве исходного приближения можно принять, например, точку I на рис. 2, соответствующую по характеристике материала большому напряжению.

При таком коэффициенте демпфирования решение уравнения вынужденных колебаний лопатки даст малое напряжение  $\sigma_n^{(0)}$  (точка II) и соответствующее ему малое демпфирование  $\delta_n^{(1)}$  (точка III). Для начала следующей итерации принимается  $\delta_m^{(1)} = 0.5[\delta_n^{(0)} + \delta_n^{(1)}]$  (точка IV).

Расчет напряжений при  $\delta_n^{(1)}$  даст напряжение  $\sigma_n^{(1)}$  (точка V) и т.д.

В частном случае аппроксимации характеристик демпфирования формулой (4) напряжение в точке пересечения кривых 1 и 2 определится как

$$\sigma_{d2} = \sigma_2 = (\sigma_1 \sigma_{d1}^n)^{1/(1+n)},$$

где  $\sigma_1, \sigma_2$  — напряжения в двух произвольных точках кривой 2;  $\sigma_{d1}, \sigma_{d2}$  — напряжения в соответствующих точках кривой 1 [23].

### Пример расчета вынужденных колебаний лопатки компрессора

С целью демонстрации использования изложенного метода выполнен пример расчета рабочего колеса блисковой конструкции одной из ступеней компрессора. Материал колеса — титановый сплав ВТ-6. Экспериментальная зависимость декремента колебаний  $\delta(\sigma_i)$  этого сплава от амплитуд переменных напряжений  $\sigma_i$  по данным работы [23] приведена на рис. 3.

Расчет собственных частот и форм колебаний колеса проводился по номинальным размерам лопаток и диска с учетом влияния центробежных сил. Диаграмма возбуждения на рис. 4 представлена в относительных величинах, где единице на оси аб-

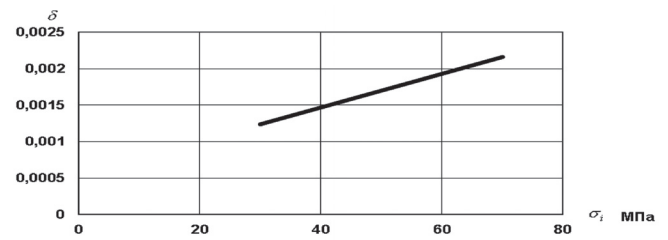


Рис. 3. Амплитудно-зависимый декремент колебаний титанового сплава [23]

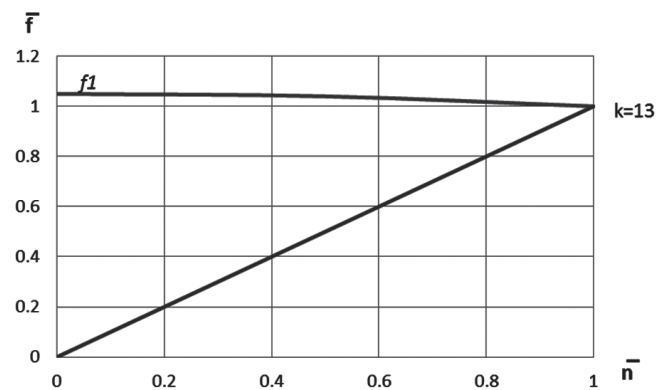


Рис. 4. Диаграмма возбуждения рабочего колеса компрессора

сцисс соответствуют максимальная частота вращения, а на оси ординат — частота первой формы колебаний на этом режиме. Виден возможный на максимальной частоте вращения резонанс по первой изгибной форме колебаний с гармоникой  $k = 13$ , которая может возбуждаться общей окружной неравномерностью потока. Распределение напряжений в радиальном направлении по первой форме колебаний близко к распределению эквивалентных напряжений по Мизесу.

Для определения нестационарных аэродинамических нагрузок при установившемся периодическом по окружности колеса течении воздуха в данной ступени использованы результаты расчета всего компрессора, ранее проведенного в ЦИАМ по программному пакету CobraNG. Сеточная аэродинамическая модель исследуемой ступени показана на рис. 5.

По результату расчета течения в компрессоре выполнен перенос сил с узлов аэродинамической сетки пера рассматриваемой ступени на механическую сетку. На рис. 6 приведено расчетное изменение во времени (в пределах трех оборотов) аэродинамической силы по первой форме колебаний.

Полученный сигнал может быть обработан различными способами, например его можно использовать для решения задачи во временной области или с использованием разложения Фурье выделить гармоники спектра и решить задачу об установившихся колебаниях. В рассматриваемом примере ре-

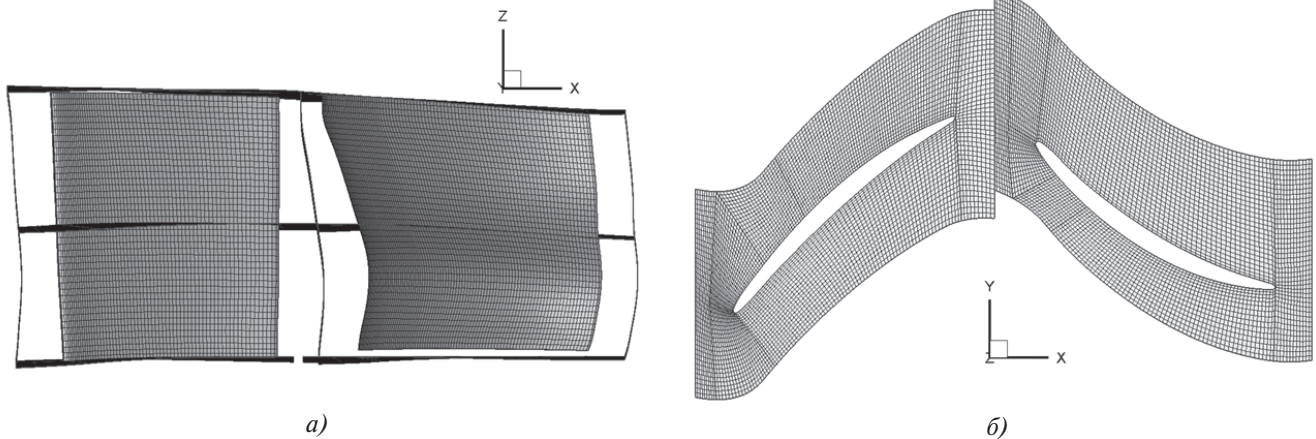


Рис. 5. Аэродинамическая сетка внутри расчетной области исследуемой ступени: *a* — по высоте канала; *b* — по среднему сечению

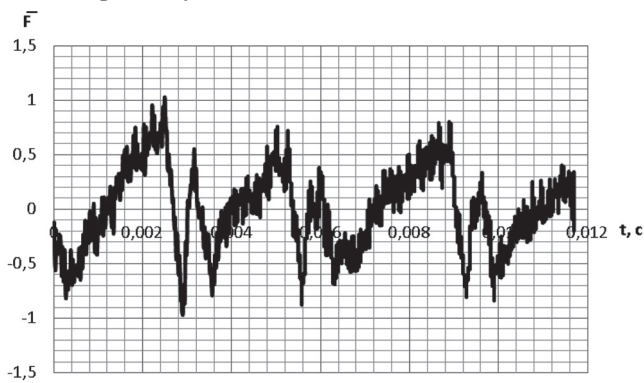


Рис. 6. Расчетное изменение по времени (в пределах трех оборотов) аэродинамической силы по первой форме колебаний

шение задачи о вынужденных колебаниях лопатки по первой форме проведено гармоническим анализом установившихся колебаний в главных координатах. Решение задачи выполнено для двух случаев задания рассеивания энергии в материале лопатки: в первом случае — с учетом амплитудной зависимости декремента колебаний согласно представленному выше итерационному алгоритму, соответствующему напряжению, во втором — при постоянном значении декремента колебаний  $\delta = 0,0014$ , соответствующем 40 МПа (см. рис. 3).

Результаты расчетов амплитуды максимальных напряжений для обоих рассмотренных случаев представлены на рис. 7 и 8. Штриховая линия на рис. 7 соответствует решению в начальном приближении, точечная — решению после первой итерации, сплошная линия — окончательному решению.

Сравнение результатов расчета вынужденных колебаний показывает, что использование постоянного декремента колебаний может привести к получению некорректных результатов. В рассмотренном примере разница в расчетных амплитудах переменных резонансных напряжений составляет около 25%.

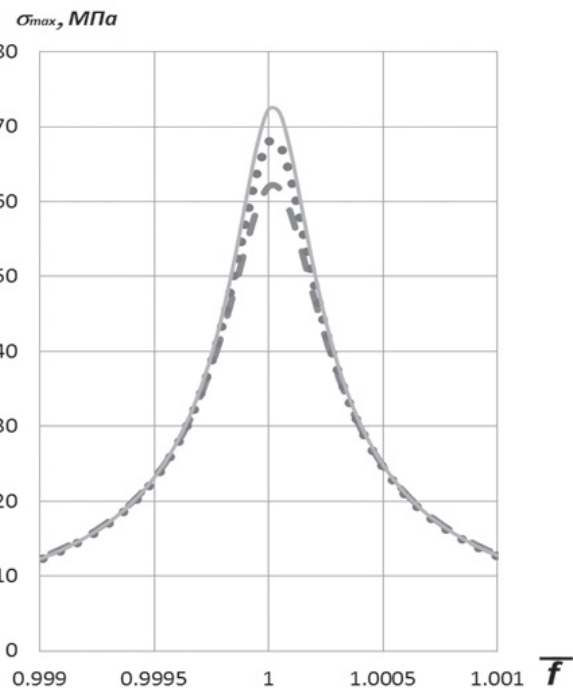


Рис. 7. Резонансная кривая с учетом амплитудной зависимости декремента колебаний от амплитуды напряжений

### О достоверности расчетной оценки резонансных напряжений

Представляет интерес сопоставить расчетную интенсивность гармоника возбуждения от общей окружной неравномерности потока, вызывающей резонансные колебания (в данном примере  $k=13$ ), с другими гармониками аэродинамической нагрузки. Определенные разложением Фурье гармонические составляющие спектра нагрузки представлены на рис. 9. По оси абсцисс отложены номера гармоник, а по оси ординат — спектральные составляющие амплитуд сил аэродинамической нагрузки, нормированные по отношению к амплитуде силы первой гармоники.

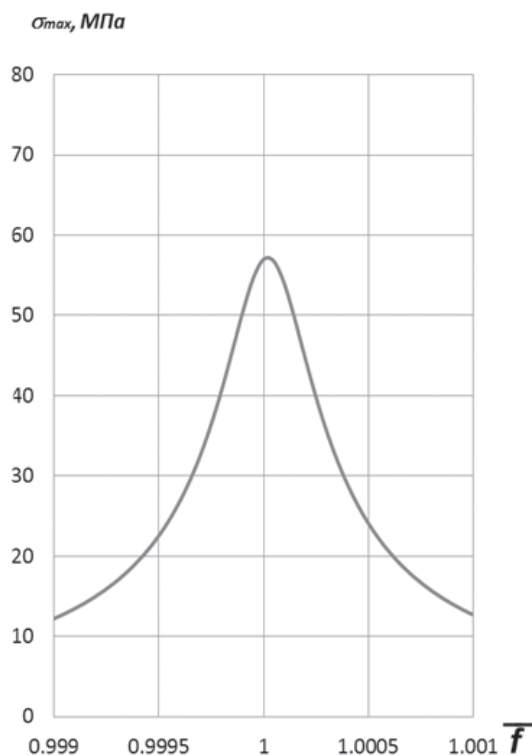


Рис. 8. Резонансная кривая при постоянном декременте колебаний

турбомашин. Метод включает расчеты по трем связанным между собой направлениям: 3D-модальный анализ рабочего колеса на заданной частоте вращения с установлением опасных режимов динамического возбуждения и расчетом распределения относительных амплитуд переменных напряжений по соответствующим формам колебаний; расчет методом установления нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на ступень на заданном режиме работы турбомшины с определением периодически меняющихся компонентов вектора газовых сил, действующих на узлы аэродинамической 3D-сетки, и пересчет их на узлы механической конечно-элементной модели лопатки; расчет амплитудно-зависимого коэффициента рассеяния энергии в материале лопатки при рассчитанных частотах и распределении амплитуд напряжений для выбранных форм колебаний. Пример расчета вынужденных колебаний рабочего колеса блискового конструкции ступени модельного компрессора при резонансе с 13-й гармоникой общей окружной неравномерности потока показывает полезность учета зависимости коэффициента рассеяния энергии в материале от амплитуды переменных напряжений.

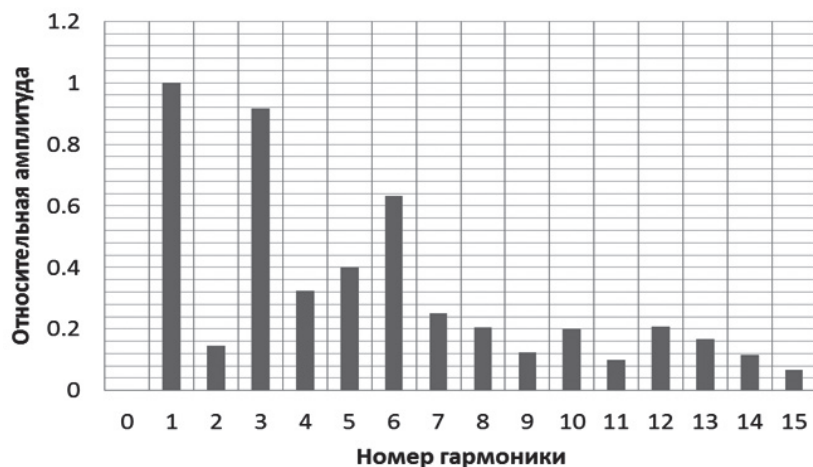


Рис. 9. Спектральные составляющие аэродинамической нагрузки

Видно, что расчетное значение возбуждающей резонанс 13-й гармоники, определенное по результатам спектрального анализа аэродинамической нестационарной нагрузки, не выделяется из значений других гармоник общей неравномерности и существенно меньше низших гармоник.

Достоверность расчетной оценки амплитуд переменных напряжений при резонансных колебаниях требует дальнейшего изучения.

### Выводы

Изложен усовершенствованный метод расчета установившихся вынужденных колебаний лопаток

Для дальнейшего развития работ в указанных направлениях и повышения достоверности расчетной оценки амплитуд переменных напряжений при резонансных колебаниях необходимы накопление экспериментальных данных по определению декрементов колебаний при амплитудно-зависимом демпфировании в материале и верификация расчета спектральных составляющих аэродинамической нагрузки на лопатку.

*Авторы выражают благодарность Фонду приоритетных исследований ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова» за поддержку в проведении исследований.*

## Библиографический список

1. Самойлович Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. — М.: Машиностроение, 1975. — 289 с.
2. Буюкли Т.В., Шорстов В.А. К вопросу о постановке задачи расчета колебаний решеток компрессоров для определения аэроупругих характеристик // Труды МАИ. 2010. № 39. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=14803>
3. Шкловец А.О., Попов Г.М., Колмакова Д.А. Расчет вынужденных колебаний лопаток рабочего колеса компрессора авиационного газотурбинного двигателя, возникающих от действия окружной неоднородности газового потока // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2012. Т. 14. № 1(2). С. 517-520.
4. Rządkowski R., Surwiłło J., Kubitz L., Lampart P., Szymaniak M. Unsteady forces in last stage LP steam turbine rotor blades with exhaust hood // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13–17, 2016, Seoul, South Korea). Paper No. GT2016-57610, pp. V07BT34A020, 10 p. DOI: 10.1115/GT2016-57610
5. Шорр Б.Ф., Мельникова Г.В., Серебряков Н.Н., Шадрин Д.В., Бортников А.Д. Расчетно-экспериментальная оценка эффективности демпфирующей вставки для снижения переменных напряжений в рабочих лопатках турбин // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 4. С. 89-99.
6. Макаров В.Е., Андреев С.П., Шорстов В.А., Буюкли Т.В. Расчет коэффициента аэродинамического демпфирования лопаток рабочего колеса вентилятора ТРДД большой степени двухконтурности // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2015. Т. 19. № 3(69). С. 61-64.
7. Elder R., Woods I., Patil S., Holmes W., Steed R., Hutchinson B. Investigation of efficient CFD methods for the prediction of blade damping // ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition (June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA). Paper No. GT2013-95005, pp. V07BT33A009, 9 p. DOI: 10.1115/GT2013-95005
8. Li L., Yu X., Wang P. Research on aerodynamic damping of bladed disk with random mistuning // ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 26-30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA). Paper No. GT2017-63877, pp. V07BT36A010, 12 p. DOI: 10.1115/GT2017-63877
9. Vogel K., Naidu K.G., Fischer M. Comparison of the influence coefficient method and travelling wave mode approach for the calculation of aerodynamic damping of centrifugal compressors and axial turbines // ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 26-30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA). Paper No. GT2017-64643, pp. V07BT36A022, 9 p. DOI: 10.1115/GT2017-64643
10. Figaschewsky F., Kuhhorn A., Beirow B., Giersch T., Nipkau J., Meinel F. Simplified estimation of aerodynamic damping for bladed rotors. Part 2 «Experimental validation during operation» // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13-17, 2016, Seoul, South Korea). Paper No. GT2016-56458, pp. V07BT34A005; 12 p. DOI: 10.1115/GT2016-56458
11. Martel C., Cuiping L. Maximum mistuned vibration amplitude with aerodynamic damping // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13-17, 2016, Seoul, South Korea). Paper No. GT2016-57000, pp. V07BT34A011; 9 p. DOI: 10.1115/GT2016-57000
12. Patil S., Zori L., Galpin P., Morales J.C., Godin P. Investigation of Time/Frequency Domain CFD Methods to Predict Turbomachinery Blade Aerodynamic Damping // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13-17, 2016, Seoul, South Korea). Paper No. GT2016-57962, pp. V07BT34A028; 12 p. DOI: 10.1115/GT2016-57962
13. D'Souza K., Dunn M., Epureanu B.I. Mistuning and damping experiments at design speed combined with computational tools // ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 26-30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA). Paper No. GT2017-63287, pp. V07BT35A005; 8 p. DOI: 10.1115/GT2017-63287
14. Charleux D., Gibert C., Thouverez F., Dupeux J. Numerical and experimental study of friction damping in blade attachments of rotating bladed disks // International Journal of Rotating Machinery. 2006. Article ID 71302, 13 p. DOI: 10.1155/IJRM/2006/71302
15. Rao J.S., Gupta K., Vyas N.S. Blade damping measurements in a spin rig with nozzle passing excitation simulated by electromagnets // Shock and Vibration Bull. 1986. No. 56, pt. 2, pp. 109-116.
16. Bo S., Feilong Y., Jingyao D., Song G., Junfeng X., Xu Z. A fractal contact friction model and nonlinear vibration response studies of loosely assembled blade with dovetail root // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13-17, 2016, Seoul, South Korea). Vol. 7A «Structures and Dynamics». Paper No. GT2016-56271, pp. V07AT32A004; 10 p. DOI: 10.1115/GT2016-56271
17. Torsten Heinze, Lars Panning-von Scheidt, Jorg Wallaschek, Andreas Hartung. A taylor series expansion approach for nonlinear blade forced response prediction considering variable rotational speed // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. (June 13-17, 2016, Seoul, South Korea). Vol. 7A «Structures and Dynamics». Paper No. GT2016-56375, pp. V07AT32A005; 14 p. DOI: 10.1115/GT2016-56375
18. Fironne C.M., Battiatto G., Epureanu B.I. Modeling the microslip in the flange joint and its effect on the dynamics of a multi-stage bladed disk assembly //



- ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13-17, 2016, Seoul, South Korea). Paper No. CND-16-1614, 10 p. DOI: 10.1115/1.4037796
19. *Mitra M., Zucca S., Epureanu B.I.* Effects of contact mistuning on shrouded blisk dynamics // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13-17, 2016, Seoul, South Korea). Paper No. GT2016-57812, pp. V07AT32A026; 12 p. DOI: 10.1115/GT2016-57812
20. *Kaneko Y.* Vibration response analysis of mistuned bladed disk with under-platform damper: effect of variation of contact condition on vibraton characteristics // ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 26-30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA). Paper No. GT2017-63027, pp. V07BT35A001, 10 p. DOI: 10.1115/GT2017-63027
21. *Бауэр В.О., Биргер И.А., Исаев Р.И., Касьяненко В.Я.* Динамика авиационных газотурбинных двигателей. — М.: Машиностроение, 1981. — 232 с.
22. *Шорр Б.Ф., Серебряков Н.Н.* Расчетно-экспериментальный анализ амплитудно-зависимых характери-
- стик демпфирования в деталях и материалах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 3. С. 91-99.
23. *Шорр Б.Ф., Мельникова Г.В., Серебряков Н.Н., Бортников А.Д.* К расчету динамических напряжений в лопатках компрессоров авиационных ГТД при амплитудно-зависимом рассеянии энергии в материале // Труды X Всероссийской научной конференции им. Ю.И. Неймарка «Нелинейные колебания механических систем» (Нижний Новгород, 26-29 сентября 2016) / Под ред. Д.В. Баландина, В.И. Ерофеева, И.С. Павлова. — Нижний Новгород: Издательский дом «Наш дом», 2016. С. 846-855.
24. *Frana K., Honzejk V.* An numerical investigation of the turbulent flows using the detached-eddy simulation // V European Conference on Computational Fluid Dynamics (Lisbon, Portugal, 14-17 June 2010) / Eds. J.C.F. Pereira and A. Sequeira, 14 p.
25. *Федорченко Ю.П., Шорстов В.А., Макаров В.Е.* Программный комплекс COBRA NG v1.0 («ПК COBRA NG v1.0»). Свидетельство о государственной регистрации №2011615671. Бюлл. № 4. Ч. 1. 20.12.2011. С. 124.

## DEVELOPING CALCULATION METHOD FOR FORCED VIBRATIONS OF TURBOMACHINES' OF A "BLISK" TYPE BLADES

**Shorr B.F.\* , Buyukli T.V.\*\* , Shorstov V.A.\*\*\* , Bortnikov A.D.\*\*\*\* ,  
Sal'nikov A.V.\*\*\*\*\* , Frolov V.N.\*\*\*\*\* , Serebryakov N.N.\*\*\*\*\***

*Central Institute of Aviation Motors,  
CIAM, 2, Aviamotornaya str., Moscow, 111116, Russia*

*\* e-mail: shorr@ciam.ru*

*\*\* e-mail: buyukli@ciam.ru*

*\*\*\* e-mail: shorstov@ciam.ru,*

*\*\*\*\* e-mail: adb@ciam.ru*

*\*\*\*\*\* e-mail: salnikov@ciam.ru*

*\*\*\*\*\* e-mail: vnfrolov@ciam.ru*

*\*\*\*\*\* e-mail: serebryakov@ciam.ru*

### Abstract

The subject of the article "Developing calculation method for forced vibrations of turbomachines of a blisk-type blades" by Shorr B.F., Buyukli T.V., Shorstov V.A., Bortnikov A.D., Salnikov A.V., Frolov V.N. Serebryakov N.N. is the blades of a blisk-type rotor wheels.

The research topic is the effect of amplitude-dependent damping in the material of blades on amplitude of the steady-state resonant vibrations.

The goal of the work is definition of the non-stationary components of the aerodynamic forces and resonant stresses amplitudes in the blades at steady-state vibrations.

The article employs the following assumptions: only the steady-state vibrations amplitudes are being computed. Aeroelastic phenomena relating to blade

deformation (both oscillations' excitation and damping) are neglected, i. e. gas exciting forces are defined according to the geometry of air-gas channel elements at a specified operating mode regardless of blade vibrations. Mechanical damping in blades material is amplitude-dependent; i. e. blade behaves as a physically heterogeneous body in the sense of energy dissipation, which heterogeneity depends on variable tensions distribution at each form of vibrations. Damping properties are verified by dynamic tests of samples at various excitation levels and frequencies.

The methodology of the work includes a sequential computational study, which consisting of initial normal modes analysis with definition of the operating mode with possible resonances. It also accounts for of the non-stationary components of the aerodynamic forces

definition by solving the Navier-Stokes equation at the operating mode of interest, transferring these components to the nodes to the mechanical finite element model of the blade. Finally, the extraction of the harmonic components of the force, and solving the problem of steady-state vibrations of the blade with amplitude-dependent damping.

Calculations revealed that employing of the constant decrement of oscillations might lead to incorrect results. The difference between calculated amplitudes of the vibratory stresses in the considered example was 25%.

Conclusions were drawn on the method structure, as well as that the considered example of calculating the rotor wheel forced vibrations at resonance with the 13th harmonic of the flow circumferential irregularity shows the utility of accounting for the dependence of the energy dissipation factor in the material on the vibratory stresses amplitude.

**Keywords:** airflow in compressor, blades' natural oscillation frequency, non-stationary aerodynamic forces, forced blades' vibrations, flow circumferential non-uniformity component, damping in blade material.

## References

1. Samoilovich G.S. *Vozbuzhdenie kolebanii lopatok turbomashin* (Excitation of blades vibrations of turbomachines), Moscow, Mashinostroenie, 1975, 289 p.
2. Buyukli T.V., Shorstov V.A. *Trudy MAI*, 2010, no. 39, available at: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=14803&eng=Y>
3. Shklovets A.O., Popov G.M., Kolmakova D.A. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiiskoi akademii nauk*, 2012, vol. 14, no. 1(2), pp. 517-520.
4. Rzadkowski R., Surwio J., Kubitz L., Lampart P., Szymaniak M. Unsteady forces in last stage LP steam turbine rotor blades with exhaust hood. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13–17, 2016, Seoul, South Korea)*. Paper No. GT2016-57610, pp. V07BT34A020, 10 p. DOI: 10.1115/GT2016-57610
5. Shorr B.F., Mel'nikova G.V., Serebryakov N.N., Shadrin D.V., Bortnikov A.D. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2017, vol. 24, no. 4, pp. 89-99.
6. Makarov V.E., Andreev S.P., Shorstov V.A., Buyukli T.V. *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviatsionnogo tekhnicheskogo universiteta*, 2015, vol. 19, no. 3(69), pp. 61–64.
7. Elder R., Woods I., Patil S., Holmes W., Steed R., Hutchinson B. Investigation of efficient CFD methods for the prediction of blade damping // *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition (June 3–7, 2013, San Antonio, Texas, USA)*. Paper No. GT2013-95005, pp. V07BT33A009, 9 p. DOI: 10.1115/GT2013-95005
8. Li L., Yu X., Wang P. Research on aerodynamic damping of bladed disk with random mistuning. *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 26–30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA)*. Paper No. GT2017-63877, pp. V07BT36A010, 12 p. DOI: 10.1115/GT2017-63877
9. Vogel K., Naidu K.G., Fischer M. Comparison of the influence coefficient method and travelling wave mode approach for the calculation of aerodynamic damping of centrifugal compressors and axial turbines. *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 26–30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA)*. Paper No. GT2017-64643, pp. V07BT36A022, 9 p. DOI: 10.1115/GT2017-64643
10. Figaschewsky F., Kьhnhorn A., Beirow B., Giersch T., Nipkau J., Meinel F. Simplified estimation of aerodynamic damping for bladed rotors. Part 2 “Experimental validation during operation”. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13–17, 2016, Seoul, South Korea)*. Paper No. GT2016-56458, pp. V07BT34A005; 12 p. DOI: 10.1115/GT2016-56458
11. Martel C., Cuiping L. Maximum mistuned vibration amplitude with aerodynamic damping. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13–17, 2016, Seoul, South Korea)*. Paper No. GT2016-57000, pp. V07BT34A011; 9 p. DOI: 10.1115/GT2016-57000
12. Patil S., Zori L., Galpin P., Morales J.C., Godin P. Investigation of Time/Frequency Domain CFD Methods to Predict Turbomachinery Blade Aerodynamic Damping. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13–17, 2016, Seoul, South Korea)*. Paper No. GT2016-57962, pp. V07BT34A028; 12 p. DOI: 10.1115/GT2016-57962
13. D'Souza K., Dunn M., Epureanu B.I. Mistuning and damping experiments at design speed combined with computational tools. *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 26–30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA)*. Paper No. GT2017-63287, pp. V07BT35A005; 8 p. DOI: 10.1115/GT2017-63287
14. Charleux D., Gibert C., Thouverez F., Dupeux J. Numerical and experimental study of friction damping in blade attachments of rotating bladed disks. *International Journal of Rotating Machinery*. 2006. Article ID 71302, 13 p. DOI: 10.1155/IJRM/2006/71302
15. Rao J.S., Gupta K., Vyas N.S. Blade damping measurements in a spin rig with nozzle passing excitation simulated by electromagnets. *Shock and Vibration Bull.* 1986, no. 56, pt. 2, pp. 109-116.
16. Bo S., Feilong Y., Jingyao D., Song G., Junfeng X., Xu Z. A fractal contact friction model and nonlinear vibration response studies of loosely assembled blade with dovetail root. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition (June 13–17, 2016, Seoul, South Korea)*. Vol. 7A “Structures and Dynamics”. Paper No. GT2016-56271, pp. V07AT32A004; 10 p. DOI: 10.1115/GT2016-56271
17. Heinze Torsten, Panning-von Scheidt Lars, Wallaschek Jorg, Hartung Andreas A Taylor series expansion

- approach for nonlinear blade forced response prediction considering variable rotational speed. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. (June 13–17, 2016, Seoul, South Korea). Vol. 7A “Structures and Dynamics”. Paper No. GT2016-56375, pp. V07AT32A005; 14 p. DOI:10.1115/GT2016-56375
18. Firrone C.M., Battiato G., Epureanu B.I. Modeling the microslip in the flange joint and its effect on the dynamics of a multi-stage bladed disk assembly. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition* (June 13–17, 2016, Seoul, South Korea). Paper No. CND-16-1614, 10 p. DOI: 10.1115/1.4037796
19. Mitra M., Zucca S., Epureanu B.I. Effects of contact mistuning on shrouded blisk dynamics. *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition* (June 13–17, 2016, Seoul, South Korea). Paper No. GT2016-57812, pp. V07AT32A026; 12 p. DOI: 10.1115/GT2016-57812
20. Kaneko Y. Vibration response analysis of mistuned bladed disk with under-platform damper: effect of variation of contact condition on vibration characteristics. *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition* (June 26–30, 2017, Charlotte, North Carolina, USA). Paper No. GT2017-63027, pp. V07BT35A001, 10 p. DOI: 10.1115/GT2017-63027
21. Bauer V.O., Birger I.A., Isaev R.I., Kas'yanenko V.Ya. *Dinamika aviatsionnykh gazoturbinykh dvigatelei* (Dynamics of aircraft gas turbine engines), Moscow, Mashinostroenie, 1981, 232 p.
22. Shorr B.F., Serebryakov N.N. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2011, no. 3, pp. 91-99.
23. Shorr B.F., Mel'nikova G.V., Serebryakov N.N., Bortnikov A.D. X *Vserossiiskaya nauchnaya konferentsiya im. Yu.I. Neimarka “Nelineinye kolebaniya mekhanicheskikh system”*. *Sbornik statei*. Nizhnii Novgorod, Nash dom, 2016, pp. 846-855.
24. Frara K., Honzejk V. An numerical investigation of the turbulent flows using the detached-eddy simulation. *V European Conference on Computational Fluid Dynamics (Lisbon, Portugal, 14-17 June 2010)*. Eds. J.C.F. Pereira and A. Sequeira, 14 p.
25. Fedorchenko Yu.P., Shorstov V.A., Makarov V.E. *Svidetel'stvo o gosudarstvennoi registratsii programm dlya EVM “Programmnyi kompleks COBRA NG v1.0”*. No. 2011615671, 20.12.2011 (Certificate of state registration of computer programs “Software complex COBRA NG v1.0”, no. 2011615671, 20.12.2011).