

## ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОПАТОК КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ГТД ДН80

**Прокофьев А.Б.,  
Чернявский А.Ж.,  
Ворох Д.А.,  
Данилин С.А.,  
Данилин А.И.**

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

Московское шоссе, 34, г. Самара,  
443086, Российская Федерация

arkadiy.chernyavskiy@vaz.ru,  
aidan@ssau.ru

**Аксёнов А.Н.,  
Максимовский С.Г.**

ПАО «Тюменские моторостроители»

Площадь Владимира  
Хуторянского, г. Тюмень,  
625007, Российская Федерация

*Газотурбинные двигатели (ГТД) являются основой современных энергетических установок. На объектах ПАО «Газпром» применяются газоперекачивающие агрегаты с ГТД ДУ80 и ДН80 мощностью 25 МВт производства предприятия «Зоря–Машпроект». Данным ГТД характерны определённое несовершенство конструкции и недоведённость лопаточного аппарата 3 и 4 ступеней компрессора низкого давления (КНД), что влечет за собой преждевременный выход двигателей из эксплуатации и повышенные затраты на ремонт. Кратко описано измерительное устройство разработки Самарского университета ПРИЗ-1, которое использовалось для исследования вибрационных характеристик рабочих лопаток 3 и 4 ступеней КНД ГТД ДН80 в условиях испытательного стенда ПАО «Тюменские моторостроители». В статье приведены результаты выполненных бесконтактных измерений параметров деформационного состояния 3 и 4 лопаточных ступеней КНД ГТД ДН80: статического положения лопаток; амплитуды изгибных колебаний лопаток; зазоров между торцами лопаток и внутренней поверхностью корпуса; амплитуды крутильных колебаний лопаток; изменения углов закрутки лопаток. Представлены примеры визуализаций измеренных параметров. Результаты исследований вибрационных характеристик лопаток КНД будут использованы в процессе конструкторско-технологических работ, направленных на доводку, повышение надёжности лопаточного аппарата и увеличение межремонтного ресурса ГТД ДН80.*

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель; диагностика; надёжность; колебания; лопатка; дискретно-фазовый метод; сигнализатор; датчик

### 1 Введение

Газотурбинные двигатели (ГТД) являются основой современных энергетических установок в авиации, энергетическом машиностроении, судостроении и применяются в качестве приводов газоперекачивающих агрегатов на магистральных газопроводах.

В целях повышения экономических показателей добычи и транспортировки газа компрессорные станции магистральных газопроводов оснащаются современными мощными газоперекачивающими агрегатами с приводными ГТД судового типа, имеющими высокие показатели надёжности,

назначенного ресурса и меньшую стоимость по сравнению с ГТД на основе авиационных газогенераторов. Примерами таких ГТД являются двигатели ДУ80 и ДН80 мощностью 25 МВт производства предприятия НПКГ «Зоря-Машпроект» (г. Николаев, Украина) [1]. На объектах ПАО «Газпром» эксплуатируется 61 газоперекачивающий агрегат, оснащённый ГТД типа ДУ80 и ДН80 [1].

Для применяемых в ПАО «Газпром» ГТД ДН80 характерны определённое техническое несовершенство конструкции и недоведённость лопаточного аппарата 3 и 4 ступеней компрессора низкого давления

(КНД). Недоведённость лопаточного аппарата порождает аварийные ситуации в эксплуатации и приводит к сокращению межремонтного ресурса ГТД. Выход турбоагрегата из строя ведёт к значительным материальным затратам на последующий капитальный ремонт.

Улучшить ситуацию по обеспечению требуемой надёжности лопаточного аппарата возможно двумя путями:

- проведением конструкторско-технологической доводки конструкции лопаточного аппарата, в т.ч. применением новых конструкционных материалов для изготовления лопаток;

- применением устройств – сигнализаторов предаварийного состояния лопаток, устанавливаемых на агрегатах, находящихся в эксплуатации. Сигнализаторы предназначены для формирования и выдачи превентивных сигналов о начале развития дефекта лопаток.

В настоящее время для ГТД ДН80 наиболее простое решение с заменой материала лопаток КНД 3 и 4 ступеней (сталь ЭИ962) на титановые сплавы не решило проблему преждевременного обрыва лопаток и дальнейшие работы сосредоточены на конструкторской доводке и диагностике проблемы.

Для исследования и контроля деформационного состояния лопаток эксплуатируемых турбоагрегатов известны различные методы и средства, среди которых выделяется бесконтактный дискретно-фазовый метод (ДФМ) [4–18], позволяющий определять индивидуальное состояние и параметры динамических перемещений каждой лопатки рабочего колеса турбоагрегата.

Многолетний опыт в разработке ДФМ-устройств и приборов для бесконтактного определения деформационного состояния лопаток на эксплуатируемых турбоагрегатах имеет коллектив НИЛ-43 Самарского национального исследовательского университета имени академика С.П. Королёва (Самарский университет).

В последних разработках НИЛ-43 [6, 9, 10, 12] используется модернизированный вариант ДФМ без использования корневых датчиков, информационные временные интервалы для каждой лопатки при этом определяются от временного положения оборотной роторной метки. Такая модификация ДФМ позволяет при минимальном объёме препарирования корпуса ГТД определять в online эксплуатационном режиме все характерные динамические параметры лопаток.

Приборы разработки Самарского университета использовались для диагностики состояния лопаток паровых турбин на ТЭЦ ВАЗа (г. Тольятти) и лопаток КНД ГТД в ПАО «Тюменские моторостроители» (г. Тюмень).

В частности, разработанное в Самарском университете измерительное устройство ПРИЗ-1 (перемещение, раскрутка, изгиб, зазор) было использовано для исследования вибрационных характеристик рабочих лопаток 3 и 4 ступеней КНД ГТД ДН80 в условиях испытательного стенда ПАО «Тюменские моторостроители».

Во время экспериментальных работ с помощью измерительного устройства ПРИЗ-1 были проведены бесконтактные измерения параметров деформационного состояния лопаток 3 и 4 ступеней КНД ГТД ДН80:

- статического положения лопаток (разношаговости);
- амплитуды изгибных колебаний лопаток по входной кромке, средней части и выходной кромке;
- зазоров между торцами лопаток и внутренней поверхностью корпуса и их изменения в зависимости от частоты вращения ротора;
- амплитуды крутильных колебаний лопаток;
- изменения углов закрутки лопаток.

## 2 Исходные данные к проведению экспериментальных исследований

Измерительное устройство ПРИЗ-1, в основу работы которого положен дискретно-

фазовый метод со статистическим накоплением информации о временных моментах прохождения лопаток [6, 9, 10, 12], предназначено для определения деформационного состояния лопаток на реально работающем двигателе. В состав ПРИЗа входит комплект первичных преобразователей (датчиков), блок предварительной обработки сигналов (БПОС) и кабельные линии связи.

Измерительное устройство, реализованное на современном микроконтроллере, позволяет определять:

- амплитуды колебаний лопаток;
- смещения торцов лопаток от их средних рабочих положений;
- зазоры между торцами лопаток и внутренней поверхностью корпуса ГТД;
- углы раскрутки торцов лопаток.

Результаты измерений, полученные в процессе испытаний ГТД, были записаны в базу данных (БД) на ПК с помощью специального программного обеспечения «Ротор». Графические зависимости, приведённые далее в статье, представляют собой выгрузки соответствующих данных из БД.

Для идентификации лопаток в контролируемом лопаточном колесе использован датчик оборотной метки индукционного типа ДТИ-240, генерирующий один электрический импульс за оборот ротора.

В соответствии с программой испытаний в корпусе двигателя были установлены по три датчика контроля состояния лопаток на каждую из контролируемых 3 и 4 ступеней КНД (рисунок 1). Один датчик расположен в зоне прохождения входных кромок торцов лопаток, второй – в зоне прохождения средней части (или оси кручения) торцов лопаток, третий датчик установлен в зоне прохождения выходных кромок торцов лопаток.

Для определения амплитуды колебаний лопаток, смещения торцов лопаток от их средних рабочих положений, зазоров между торцами лопаток и внутренней поверхностью корпуса ГТД используется

средний датчик, представляющий собой вихретоковый преобразователь.



Рисунок 1. Датчики, установленные на 3-й и 4-й ступенях КНД ДН-80

Для определения изменения угла закрутки (раскрутка) торцов лопаток используются два датчика (первый и третий), представляющие собой оптоэлектронные преобразователи.

Определение раскрутки торцов лопаток выполняется посредством измерения временных интервалов между датчиком 1 входной кромки и датчиком 3 выходной кромки с последующим отнесением полученного результата к текущему временному шагу между торцами лопаток. Перевод измеренных относительных временных величин к угловым параметрам осуществляется на основании выражения:

$$\Delta\alpha = \arctg\left(\frac{\tau P - d}{b}\right) - \alpha_0,$$

где  $b$  – расстояние между центрами датчиков входной и выходной кромок торцов лопаток по оси двигателя;

$P$  – шаг установки лопаток в колесе;

$\tau$  – измеренный относительный временной интервал;

$\alpha_0$  – угол закрутки периферийного сечения (торца) лопатки;

$d$  – расстояние между центрами датчиков входной и выходной кромок торцов лопаток в диаметральной плоскости лопаточного колеса.

### 3 Определение амплитуды колебаний торцов лопаток 3-й и 4-й ступеней КНД на различных режимах работы

Результаты измерения амплитуды колебаний торцов всех лопаток **третьей ступени** приведены на рисунке 2.

Подробная визуализация амплитуд колебаний по средней части торцов лопаток в зависимости от оборотов ротора на примере лопаток № 1, 5, 7 и 16 показана на рисунке 3.

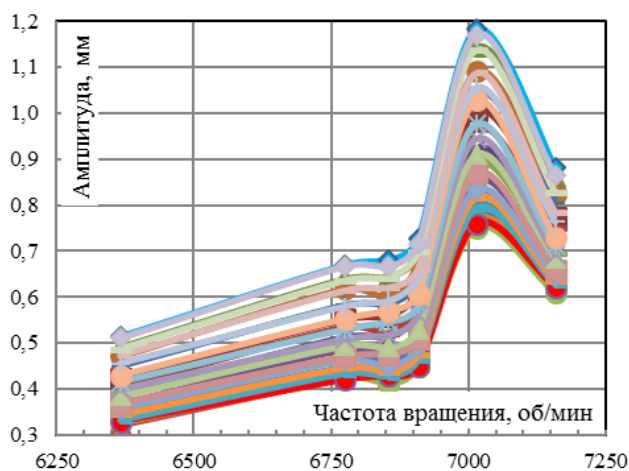


Рисунок 2. Сводный график амплитуд колебаний по средней части торцов всех лопаток

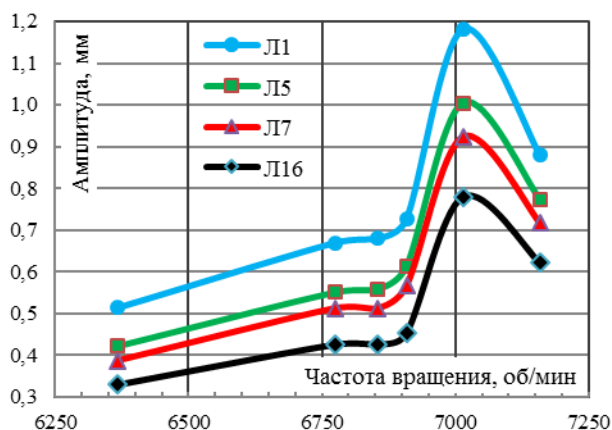


Рисунок 3. Амплитуды колебаний лопаток № 1, 5, 7 и 16 3-й ступени

Для тех же лопаток амплитуды колебаний выходной кромки приведены на рисунке 4.

Амплитуды колебаний выходной кромки и середины торца 7-й лопатки (пример) 3-й ступени, представленные на рисунке 5, имеют максимальные значения на разных

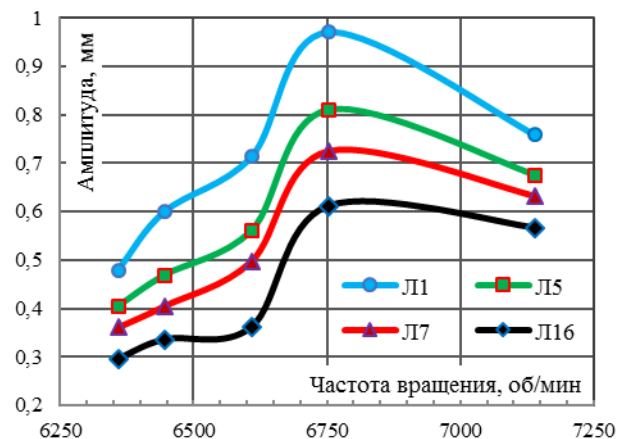


Рисунок 4. Амплитуды колебаний выходных кромок лопаток № 1, 5, 7 и 16 3-й ступени

частотах вращения ротора. Выходная кромка резонирует на частоте 6750 об/мин, а середина лопатки на частоте 7025 об/мин.

Необходимо отметить, что анализ совмещённых графиков изменения амплитуды колебаний выходной кромки и середины торцов лопаток 3-й ступени (рисунок 5) показывает увеличение (практически вдвое) амплитуды колебаний (по серединам, или по месту оси кручения торца лопатки) лопаток на рабочем режиме частот вращения ротора 6900...7100 об/мин.



Рисунок 5. Изменение амплитуды колебаний различных частей торца пера 7-й лопатки 3-й ступени

Подробная визуализация амплитуд колебаний по средней части торцов лопаток **четвёртой ступени** на примере лопаток № 1, 5 и 17 приведена на рисунке 6.

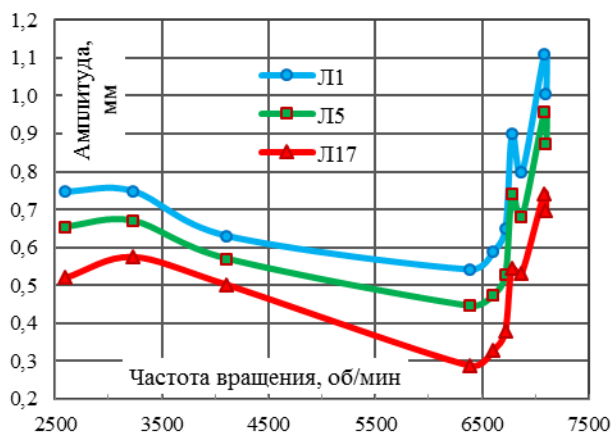


Рисунок 6. Амплитуды колебаний трёх лопаток № 1, 5 и 17 4-й ступени

Необходимо дополнительно отметить существование на графике зависимости изменения амплитуды колебаний лопаток двукратных минирезонансов на частотах 6780 и 7100 об/мин, которые могут оказывать дополнительное (практически импульсное) воздействие на динамическое состояние лопаток в узком диапазоне частот вращения ротора 6700...7100 об/мин.

При проведении экспериментальных исследований произошел незапланированный аварийный останов двигателя. Процесс изменения амплитуды колебаний лопаток 4-й ступени на аварийном останове, для примера, приведён на рисунке 7, из которого видны аномальные амплитуды колебаний лопаток.

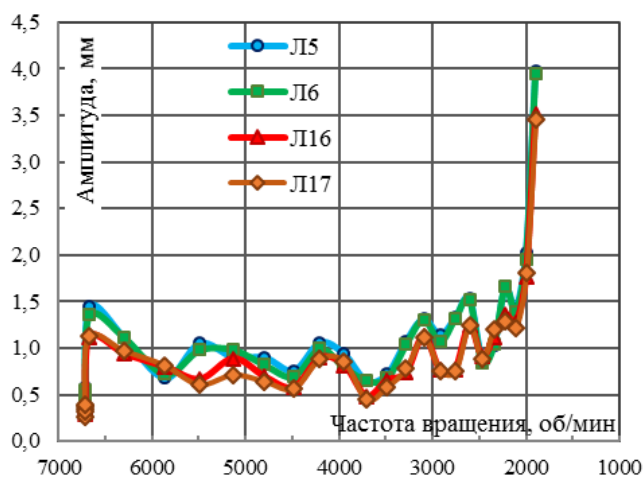


Рисунок 7. Подробная визуализация изменения амплитуды колебаний на примере лопаток № 5, 6, 16 и 17 4-й ступени при аварийном останове

#### 4 Определение изменений зазора между внутренней поверхностью корпуса и торцами лопаток 3-й и 4-й ступеней на различных режимах работы

Для измерения зазора между торцом лопатки и внутренней поверхностью корпуса двигателя использовался вихретоковый преобразователь (ВТП).

Погрешность измерения зазоров определяется амплитудными значениями сигналов, получаемых в результате взаимодействия ВТП с торцами контролируемых лопаток и складывается из нескольких составляющих:

- погрешности, обусловленной температурным влиянием на параметры ВТП;
- шумовой аддитивной составляющей в информационном сигнале;
- погрешностью оцифровки аналоговых сигналов;
- погрешностью аппроксимации градуировочной характеристики.

Результирующая приведённая (к максимальному значению зазора) относительная погрешность не превышает 4%.

Подробная визуализация изменений зазора между внутренней поверхностью корпуса и торцами на примере лопаток № 1, 10, 18 и 19 третьей ступени КНД при изменении частоты вращения ротора показана на рисунке 8.

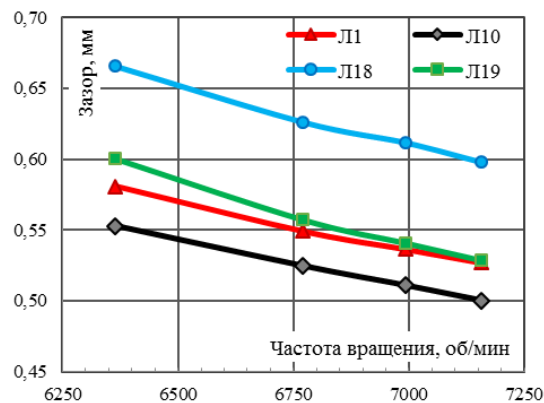


Рисунок 8. Изменение зазора между внутренней поверхностью корпуса и торцами лопаток 3-й ступени



Далее, на рисунке 9, приведена визуализация изменения зазора по всем лопаткам при изменении частоты вращения ротора.

Подробная визуализация изменения зазора между внутренней поверхностью

корпуса двигателя и торцами лопаток на примере лопаток № 1, 5, 6, 7 и 16 **четвёртой ступени** КНД при изменении частоты вращения ротора приведена на рисунке 10.

На рисунке 11 приведена сводная диаграмма изменения зазора между

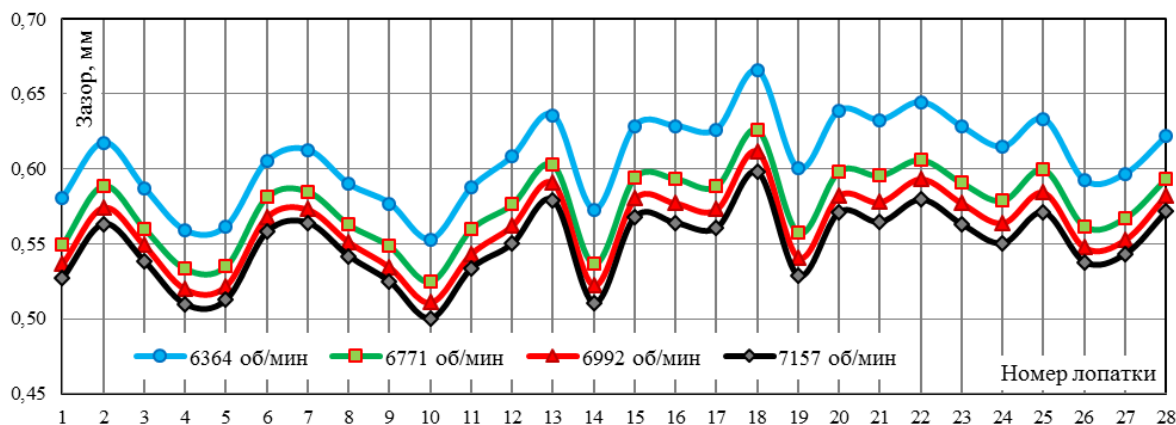


Рисунок 9. Визуализация изменения зазора между внутренней поверхностью корпуса и торцами лопаток 3-й ступени при изменении частоты вращения ротора

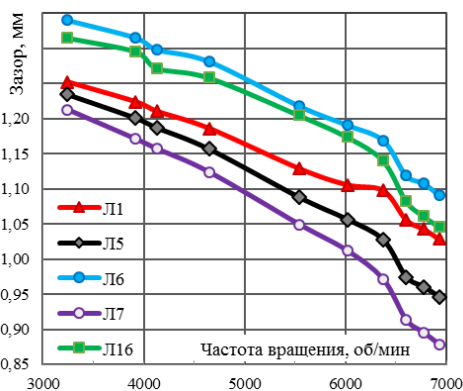


Рисунок 10. Изменения зазора между внутренней поверхностью корпуса двигателя и торцами лопаток на примере лопаток № 1, 5, 6, 7 и 16 4-й ступени

внутренней поверхностью корпуса двигателя и торцами всех лопаток колеса 4-й ступени при изменении частоты вращения ротора.

### 5 Определение изменения угла закрутки торцов лопаток 3-й и 4-й ступеней КНД на различных режимах работы

Для анализа изменения угла закрутки торцов пера лопаток **третьей ступени** КНД от частоты вращения ротора взяты лопатки с номерами №4, №12 и №16, выделяющиеся в

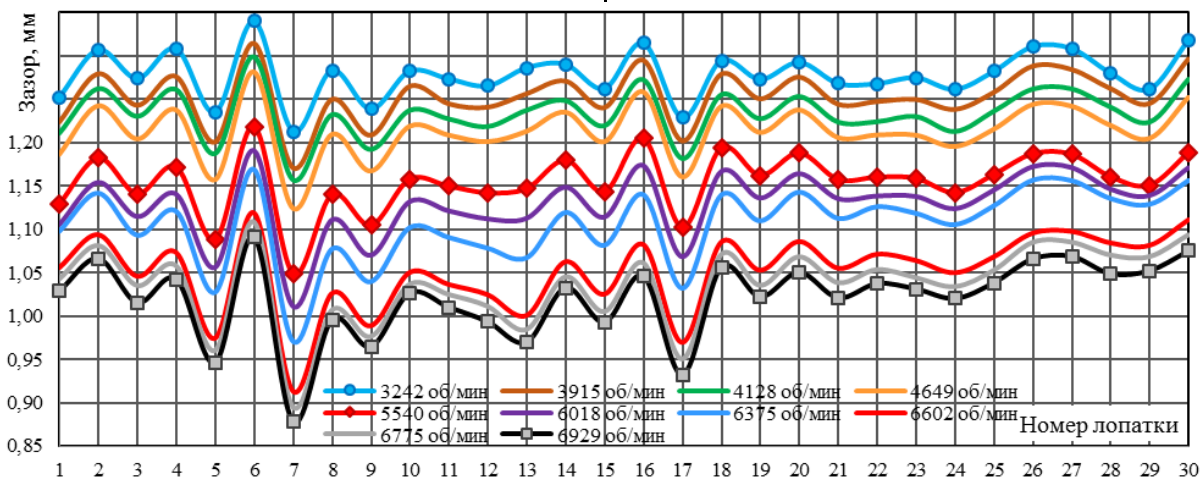


Рисунок 11. Визуализация изменения зазора между внутренней поверхностью корпуса и торцами лопаток 4-й ступени при изменении частоты вращения ротора

лопаточном венце исходными значениями закрутки пера лопатки на режиме мощности  $P \leq 0,5$ .

Закон изменения угла закрутки пера лопатки от частоты вращения ротора, представленный на рисунке 12, – практически линейный.

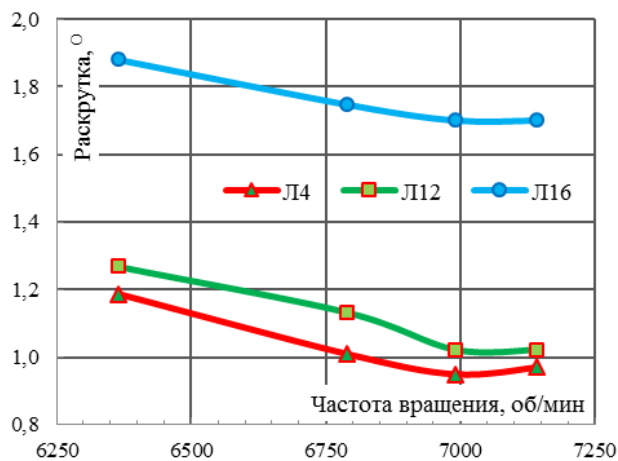


Рисунок 12. Визуализация изменения угла закрутки торцов лопаток 3-й ступени при изменении частоты вращения ротора

Для анализа изменения угла закрутки торцов пера лопаток **четвертой ступени** КНД от частоты вращения ротора взяты лопатки с номерами №4, №7 и №13, выделяющиеся в лопаточном венце исходными значениями закрутки пера лопатки на режиме мощности  $P \leq 0,5$ .

При изменении частоты вращения ротора на 1166 об/мин (5976...7142 об/мин) закрутка пера лопаток изменилась в среднем на величину  $0,15^\circ$ .

Закон изменения угла закрутки пера лопатки от частоты вращения ротора, представленный на рисунке 13, – практически линейный.

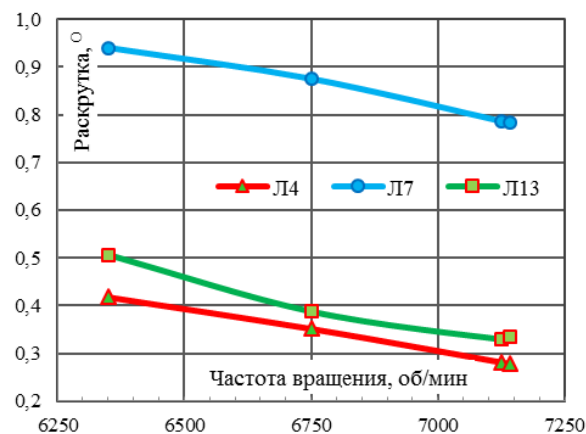


Рисунок 13. Визуализация изменения угла закрутки торцов лопаток 4-й ступени при изменении частоты вращения ротора

## 6 Статическое положение торцов лопаток в венце колеса 3-й и 4-й ступеней КНД на различных режимах ГТД

Под статическим положением торцов лопаток понимается их положение в лопаточном венце относительно положения оборотной метки.

Сравнительная визуализация статического положения торцов лопаток в венце колеса **третьей ступени** КНД на различных режимах ГТД приведена на рисунке 14, положения торцов лопаток в венце колеса **четвёртой ступени** – на рисунке 15.

Можно отметить как характерное статическое положение лопаток с номерами 14, 15 и 16 в венце **третьей ступени**, также наблюдается незначительное изменение статического положения лопаток в венце в зависимости от частоты вращения ротора двигателя.

Характерными по статическому положению лопаток в венце **четвёртой ступени** являются лопатки с номерами 2, 4, 7 и 13, 26, 27. Также наблюдается незначительное изменение статического положения лопаток в венце в зависимости от частоты вращения ротора двигателя.

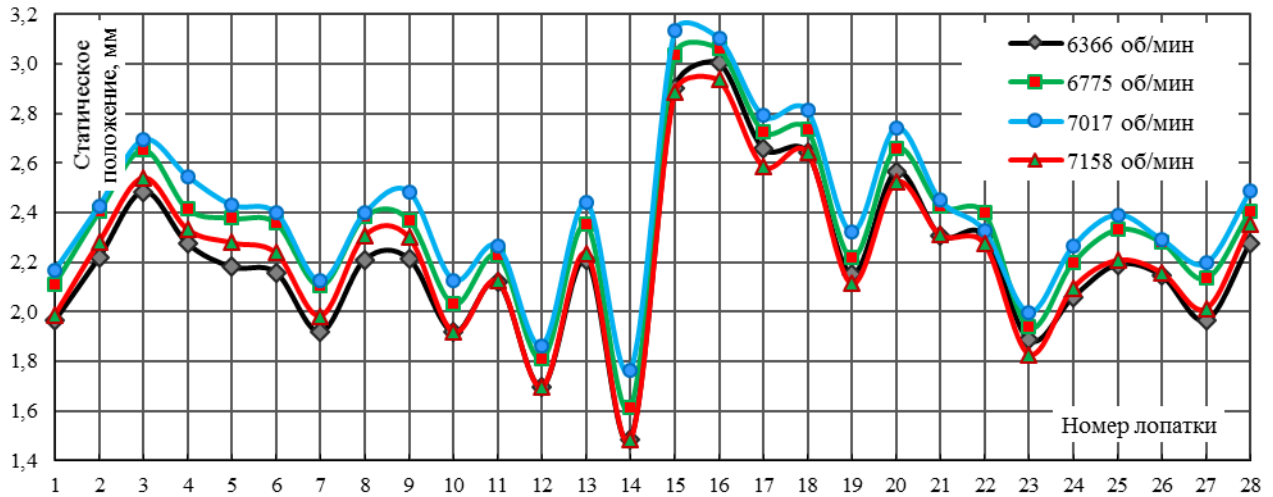


Рисунок 14. Статическое положение торцов лопаток третьей ступени КНД на различных режимах работы

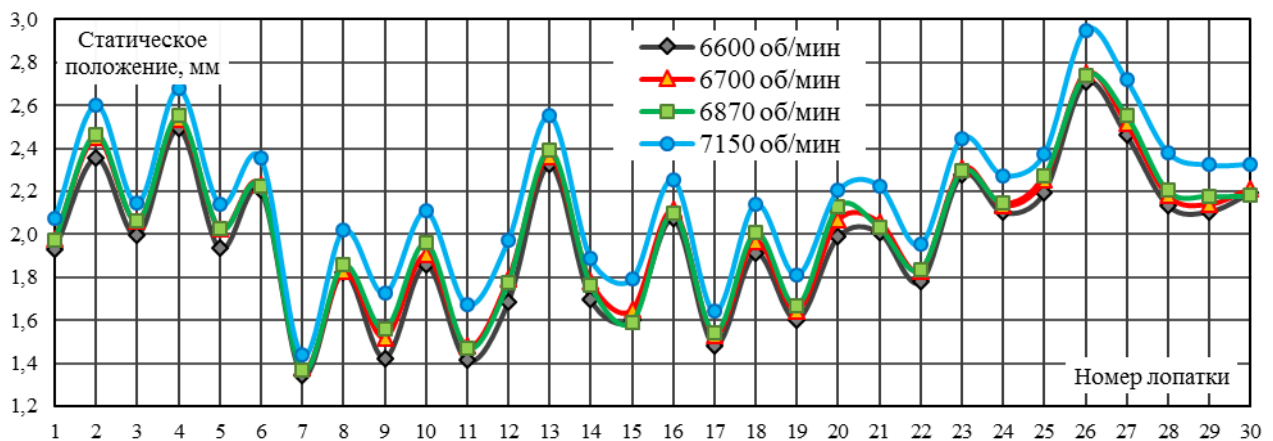


Рисунок 15. Статическое положение торцов лопаток четвертой ступени КНД на различных режимах работы

## 7 Заключение

Измеренные и зафиксированные параметры текущего динамического состояния каждой лопатки (амплитуда колебаний, зазор между торцом лопатки и внутренней поверхностью корпуса ГТД, изменение угла закрутки лопатки, разношаговость лопаток) позволяют в достаточной мере охарактеризовать ее эксплуатационное состояние.

Для получения более точных результатов измерений и однозначной нумерации лопаток желательно использовать обратную метку для привязки к положению ротора.

При сохранении указанных характеристик лопаточного колеса в БД компьютера в виде паспорта лопаток колеса возможно

проводить периодическое сравнение изменения этих характеристик по мере увеличения эксплуатационной наработки двигателя.

Результаты исследований вибрационных характеристик лопаток КНД, полученные в ходе экспериментальных исследований, будут использованы в процессе конструкторско-технологических работ, направленных на доводку, повышение надёжности лопаточного аппарата и увеличение межремонтного ресурса ГТД ДН80.

По результатам проведённых испытаний и на основании полученной информации возможна разработка сигнализатора предаварийных деформаций лопаток (СПДЛ) [6, 9, 10, 12] в виде отдельного аппаратного блока для каждого двигателя. В



качестве функций, выполняемых СПДЛ, необходимо предусмотреть создание и хранение в его автономной памяти паспорта лопаточного колеса, выявление и регистрацию возникновения лопаточных дефектов на работающем турбоагрегате.

Применение подобных приборов на эксплуатируемых ГТД позволит формировать объективную картину рабочего состояния каждой лопатки рабочего колеса, знать истинное отклонение их параметров от паспортных значений, получать информацию о скорости изменения зарегистрированного дефекта. Таким образом, полная информация о рабочих возможностях контролируемых вращающихся узлов позволит перейти к их эксплуатации по техническому состоянию.

### Список использованных источников

- [1] Центрремонт № 1 (77), 2017 // Корпоративная газета ООО «Газпром центрремонт».
- [2] H. Jones. A nonintrusive rotor blade vibration monitoring system. International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition 1996, ASME Transactions 96-GT-84.
- [3] S. Heath, M. Imregun. A Survey of blade tip-timing measurement techniques for turbomachinery vibration // J. Eng. Gas Turbines Power 120(4), 1998. pp 784–791. doi: 10.1115/1.2818468.
- [4] M. Dowell, G. Sylvester. Turbomachinery prognostics and health management via eddy current sensing: Current developments, 1999.
- [5] A. von Flotow, M. Mercadal, P. Tappert. Health monitoring and prognostics of blades and disks with blade tip sensors // Proceedings of the 2000 IEEE Aerospace Conference, Vol. 6, 2000, pp 433–440.
- [6] Патент РФ № 2177145, МПК G01H 1/08 (2000.01). Сигнализатор предаварийных деформаций лопаток турбомашин. Данилин А.И., Чернявский А.Ж., Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С.П. Королёва (СГАУ). Заявл. 29.03.2000, опубл. 20.12.2001, бюл. № 35.
- [7] M. Zielinski, G. Ziller. Noncontact blade vibration measurement system for aero engine application. 17th Int. symp. on air-breathing engines, Munich, 2005, Paper No. ISABE-2005-1220.
- [8] C. Lawson, P. Ivey. Turbomachinery blade vibration amplitude measurement through tip timing with capacitance tip clearance probes // Sensors and Actuators A: Physical, 2005, Vol. 118, Issue 1, pp. 14–24, doi: 10.1016/j.sna.2004.07.002.
- [9] Данилин А.И., Адамов С.И., Чернявский А.Ж. Диагностика и контроль рабочего состояния лопаток паровых турбин // Электрические станции, 2007, № 7, с. 19-25.
- [10] Данилин А.И. Бесконтактные измерения деформационных параметров лопаток в системах контроля и управления турбоагрегатами. Самара: Изд-во Самар. науч. центра РАН, 2008. 218 с.
- [11] D. Cardwell, K. Chana, P. Russhard. The use of eddy current sensors for the measurement of rotor blade tip timing – sensor development and engine testing. ASME Turbo Expo 2008, ASME Paper GT2008-50792.
- [12] Данилин А.И., Чернявский А.Ж. Критерии дискретно-фазового контроля рабочего состояния лопаток и их реализуемость в системах автоматического управления турбоагрегатами // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та им. акад. С.П. Королёва. – 2009. № 1(17). – С. 107-115.
- [13] M. Witoś, R. Szczepanik. Turbine engine health / Maintenance status monitoring with use of phase-discrete method of blade vibration monitoring // Solid State Phenomena, 2009, Vol. 147-149, 530–541. doi: 10.4028/www.scientific.net/ssp.147-149.530.
- [14] P. Procházka, F. Vaněk. Non-contact systems for monitoring blade vibrations of steam turbines. Int. conf. on noise and vibration engineering (ISMA) 2012, pp. 3359-3372.
- [15] Патент РФ № 2584723, МПК G01H 11/06. Способ определения параметров колебаний лопаток вращающегося колеса турбо-машины и устройство для его осуществления. Данилин А.И., Чернявский А.Ж., Данилин С.А. и др., Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. акад. С.П. Королёва. Заявл. 03.02.2015, опубл. 20.05.2016, бюл. № 14.
- [16] Патент США № 9810090, МПК H01L 21/00. Method for determining the oscillation parameters of turbo-machine blades and a device for putting the same into practice. Danilin A.I., Chernyavskij A.Zh., Danilin S.A. et al. Samara State Aerospace University. Priority date 3.02.2015, patent date 7.11.2017.
- [17] Чернявский А.Ж. Дискретно-фазовые преобразователи динамических перемещений лопаток для систем управления турбоагрегатов : дис. ... канд. техн. наук: 05.13.05. Самара: Самар. нац. исслед. ун-т им. акад. С.П. Королева, 2018. 178 с.
- [18] A. Chernyavskiy, A. Danilin and S. Danilin. The development of diagnostic methods of dynamic state of turbine units blades – new method for determining oscillation parameters. 2020 Int. Conf. on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM). Samara, Russia, 2020, 9243893, pp. 1-7, doi: 10.1109/DVM49764.2020.9243893.

## VIBRATION CHARACTERISTICS OF LOW-PRESSURE COMPRESSOR BLADES OF GTE DN80

A.B. Prokofev,  
A. Zh. Chernyavskiy,  
D.A. Vorokh,  
S.A. Danilin,  
A.I. Danilin

Samara National Research University  
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,  
443086, Russian Federation

arkadiy.chernyavskiy@vaz.ru,  
aidan@ssau.ru

A.N. Aksenov,  
S.G. Maksimovskiy

PJSC «Tyumenskie Motorostroiteli»

Vladimir Khutoryanskiy square,  
Tyumen, 625007, Russian Federation

*The contemporary power plants use gas-turbine engines (GTE) as the main part. The gas-turbine engines DU80 and DN80 performing a power of 25 MW manufactured by “Zorya-Mashproekt” are used as gas-compressor units at the facilities of PJSC “Gazprom”. The above mentioned GTEs possess a specific design drawback and poor characteristics of the 3rd and 4th stages low-pressure compressor (LPC) blade row, this leads to early engine malfunction and increased repair costs. The PRIZ-1 measuring unit developed by Samara University is briefly described. This unit was used to research the vibration characteristics of the GTE DN80 3rd and 4th LPC blade stages on the test bench of PJSC “Tyumenskie Motorostroiteli”. This article shows the results of the performed non-contact measurements of the deformation state parameters of the GTE DN80 3rd and 4th LPC blade stages: the static blades position; the blades bending oscillations amplitudes; the gaps between the blade tips and the inner surface of the housing; the torsional blades oscillations amplitudes; the changes in the blades twist angle. The examples of the measured parameters visualizations are presented. The results of the LPC blades vibration characteristics research will be used in the process of design and technological works aimed at tweaking, increasing the reliability of the blade row and the overhaul life of the DN80 gas turbine engine.*

**Keywords:** gas-turbine engine; diagnostics; reliability; oscillations; blade; discrete-phase method; signaling device; sensor

### References

- [1] TsentrRemont No.1 (77), 2017 // Corporate newspaper of “Gazprom TsentrRemont” LLC. (in Russian).
- [2] H. Jones. A nonintrusive rotor blade vibration monitoring system. International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition 1996, ASME Transactions 96-GT-84.
- [3] S. Heath, M. Imregun. A Survey of blade tip-timing measurement techniques for turbomachinery vibration // J. Eng. Gas Turbines Power 120(4), 1998. pp 784–791. doi: 10.1115/1.2818468.
- [4] M. Dowell, G. Sylvester. Turbomachinery prognostics and health management via eddy current sensing: Current developments, 1999.
- [5] A. von Flotow, M. Mercadal, P. Tappert. Health monitoring and prognostics of blades and disks with blade tip sensors // Proceedings of the 2000 IEEE Aerospace Conference, Vol. 6, 2000, pp 433–440.
- [6] A.I. Danilin, A.Zh. Chernyavskiy. Pre-emergency deformations signalling device for turbomachine blades. Patent No. 2177145 Russian Federation, IPC G01H 1/08. Samara State Aerospace University named after acad. S.P. Korolev. Priority date 29.03.2000, patent date 20.12.2001. (in Russian).
- [7] M. Zielinski, G. Ziller. Noncontact blade vibration measurement system for aero engine application. 17th Int. symp. on air-breathing engines, Munich, 2005, Paper No. ISABE-2005-1220.
- [8] C. Lawson, P. Ivey. Turbomachinery blade vibration amplitude measurement through tip timing with capacitance tip clearance probes // Sensors and Actuators A: Physical, 2005, Vol. 118, Issue 1, pp. 14–24, doi: 10.1016/j.sna.2004.07.002.
- [9] A.I. Danilin, S.I. Adamov, A.Zh. Chernyavskii. Diagnostics and monitoring of the operating condition of steam-turbine blades // Power Technology and Engineering, 2007, Vol. 41, No. 5. Pp. 295-301.
- [10] A.I. Danilin. Non-contact measurements of the deformation parameters of the blades in the systems of control and management of turbine units. Samara: Publishing of Samara Scientific Center of Russian Academy of Science, 2008. 218 p. (in Russian).
- [11] D. Cardwell, K. Chana, P. Russhard. The use of eddy current sensors for the measurement of rotor blade tip timing – sensor development and engine testing. ASME Turbo Expo 2008, ASME Paper GT2008-50792.
- [12] A.I. Danilin, A.Zh. Chernyavskiy. Criteria for discrete-phase control of the operating state of the blades and their feasibility in automatic control systems of turbine units. Vestnik of Samara State Aerospace University named after acad. S.P. Korolev. 2009. No. 1(17). pp. 107-115. (in Russian).

[13] M. Witoś, R. Szczepanik. Turbine engine health / Maintenance status monitoring with use of phase-discrete method of blade vibration monitoring // *Solid State Phenomena*, 2009, Vol. 147-149, 530–541. doi: 10.4028/www.scientific.net/ssp.147-149.530.

[14] P. Procházka, F. Vaněk. Non-contact systems for monitoring blade vibrations of steam turbines. *Int. conf. on noise and vibration engineering (ISMA) 2012*, pp. 3359-3372.

[15] A.I. Danilin, A.Zh. Chernyavskij, S.A. Danilin and A.A. Gretskov. Method for determining the oscillation parameters of turbo-machine blades and a device for putting the same into practice. Patent No. 2584723 Russian Federation, IPC G01H 11/06. Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolev. Priority date 3.02.2015, patent date 20.05.2016. (in Russian).

[16] A.I. Danilin, A.Zh. Chernyavskij, S.A. Danilin and A.A. Gretskov. Method for determining the oscillation parameters of turbo-machine blades and a device for putting the same into practice. Patent No. 9810090 USA, IPC H01L 21/00. Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolev. Priority date 3.02.2015, patent date 7.11.2017.

[17] A.Zh. Chernyavskiy. Discrete-phase converters of the dynamic blades movements for turbine units control systems: Ph.D. thesis in Engineering Science. Samara: Samara National Research University named after academician S.P. Korolev, 2018. 178 p. (in Russian).

[18] A. Chernyavskiy, A. Danilin and S. Danilin. The development of diagnostic methods of dynamic state of turbine units blades – new method for determining oscillation parameters. 2020 *Int. Conf. on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM)*. Samara, Russia, 2020, 9243893, pp. 1-7, doi: 10.1109/DVM49764.2020.9243893.