

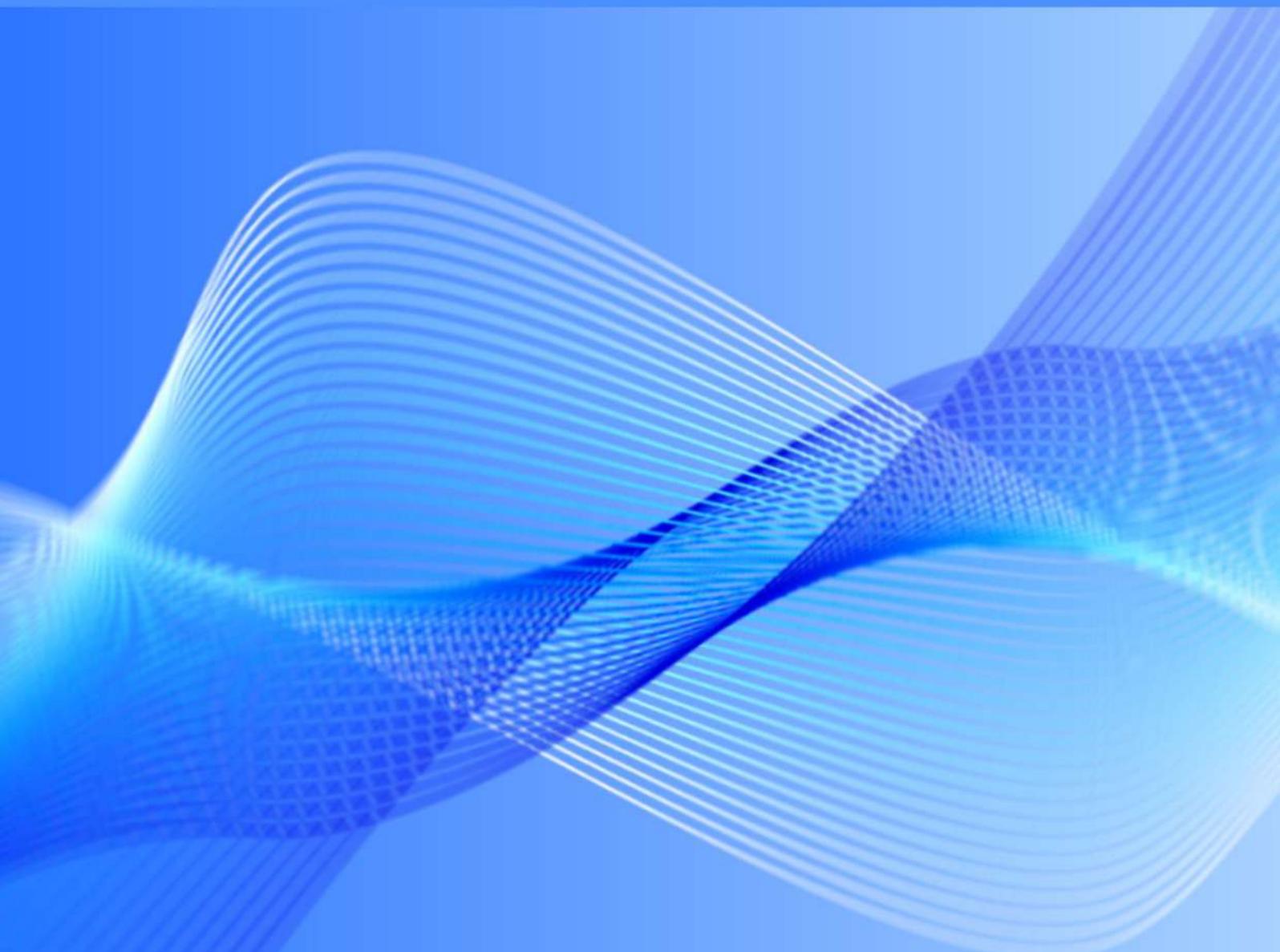
Динамика и виброакустика



Journal of Dynamics and Vibroacoustics

ISSN 2409-4579

Том 10 - №2 - 2024 год



САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
SAMARA UNIVERSITY



Модель оценки натягов по бандажным полкам лопаток при сборке рабочих колёс турбин

М. В. Янюкина	старший преподаватель кафедры инженерной графики; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; yanjukina.mv@ssau.ru
М. А. Болотов	кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технологий производства двигателей; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; bolotov@ssau.ru
Е. В. Кудашов	младший научный сотрудник; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; kudashov.ev@ssau.ru

От качества выполнения сборочного процесса зависит работоспособность изделия. Особое внимание при этом стоит уделять взаимодействию деталей во время сборки. В соединениях, где положение контактирующих деталей друг относительно друга является определяющим, для благополучной работы изделия необходимо выявить силовые факторы, оказывающие наибольшее влияние на положение соседних деталей. Это связано с тем, что под воздействием силовых факторов детали перемещаются, образуя натяги и зазоры в соединениях. По этой причине необходимо учитывать деформацию контактирующих деталей, вызванную воздействием силовых факторов. В исследовании разработан алгоритм расчёта сборочных параметров с учётом жёсткости контактирующих деталей, а также на примере рабочего колеса турбины получена модель, позволяющая прогнозировать положение лопаток под воздействием силового фактора, учитывая при этом жёсткость системы.

Ключевые слова: размерные цепи; силовой фактор при сборке

Цитирование: Янюкина, М. В. Модель оценки натягов по бандажным полкам лопаток при сборке рабочих колёс турбин / М. В. Янюкина, М. А. Болотов, Е. В. Кудашов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №2. – С. 7–17. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-7-17

Введение

Работоспособность изделия определяется многими факторами: точностью изготовления составляющих деталей, свойствами материала, из которого они изготовлены, условиями среды функционирования агрегата и многими другими. Немаловажную роль играет качество сборки изделия, которое определяет выходные параметры узлов, состоящих из контактирующих деталей. В научных статьях сборочному процессу уделяется значительное внимание. Это связано с высокой степенью важности и сложности осуществления процесса.

Анализируя работы, связанные со сборочным процессом, можно выделить несколько направлений исследований: автоматизация сборочного процесса [1-6], выбор метода процесса сборки [7-13], применение виртуальной сборки [14-18] и другие. Не менее важным является

исследование взаимодействия деталей во время сборки и последующего функционирования изделия. В соединениях, где положение контактирующих деталей друг относительно друга является определяющим, для благополучной работы изделия необходимо выявить силовые факторы, оказывающие наибольшее влияние на положение соседних деталей. Это связано с тем, что под воздействием силовых факторов детали перемещаются, образуя натяги и зазоры в соединениях. По этой причине необходимо учитывать деформацию контактирующих деталей, вызванную воздействием силовых факторов. Стоит учитывать, что под воздействием силовых факторов меняется напряжённо-деформированное состояние деталей, зависящее от их жёсткости.

1 Постановка задачи

Одним из узлов, который определяет ресурс ГТД, является рабочее колесо турбины. В процессе сборки необходимо обеспечить натяг между стыковыми поверхностями бандажированных лопаток. Важной задачей является оценка действующих в ходе сборки силовых факторов.

Величина усилия P при расчёте названного натяга в месте непосредственного контакта может быть определена по формуле [19]:

$$P \approx \frac{b_0 - t_p \cos \beta_0}{\frac{1}{c_1} + \frac{t_p}{c_2} (t_p - b_0 \cos \beta_0)} \quad (1)$$

где t_p – шаг лопаток на радиусе расположения полков; b_0 – расстояние между контактными поверхностями соответственно до сборки; β_0 – угол наклона контактных поверхностей к окружающему направлению до сборки; P – сила контактного давления между бандажными полками; c_1 – жёсткость бандажной полки на сжатие (включая смятие по контактными поверхностям); c_2 – жёсткость лопатки на кручение.

При расчёте натяга между стыковыми поверхностями бандажированных лопаток следует учитывать соотношения:

$$t_p \cos \beta = b, \quad (2)$$

$$\Delta b = b - b_0 = \frac{P}{c_1}, \quad (3)$$

$$\Delta \beta = \beta - \beta_0 = -\frac{P t_p \sin \beta}{c_2}, \quad (4)$$

где b – расстояние между контактными полками после сборки; β – угол наклона контактных поверхностей к окружающему направлению после сборки.

На рисунке 1 показаны направления приложения усилия к контактирующим поверхностям соседних лопаток. Величина $\Delta \beta$ показывает, в какой мере повернётся лопатка при условии приложения силы P , при этом лопатка рассматривается как нежёсткое тело. Имея данные о геометрии лопатки до сборки, при выбранном усилии P можно определить изменение угла наклона контактной поверхности бандажной полки лопатки к окружающему направлению, а также расстояние между контактными поверхностями после сборки. Одновременно с подобными расчётами с целью определения величины сборочных параметров решают размерные цепи. При этом в размерных цепях необходимо учитывать и силовой фактор, например, в виде некоторого составляющего звена – вектора.

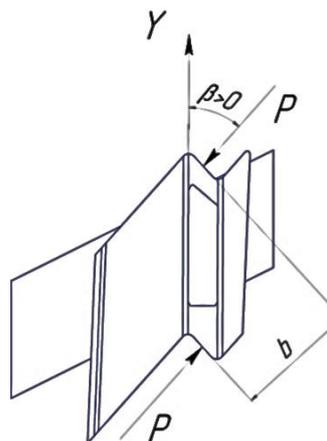


Рисунок 1 – Схематичное отображение силы, прикладываемой к стыковым поверхностям бандажа лопатки

Применяя принцип эквивалентности систем и заменяя действие реальных силовых факторов эквивалентными, можно получить расчётную схему, позволяющую прогнозировать выходные сборочные параметры изделия.

Однако рассчитав по формулам усилие, нельзя использовать данные в таком виде в размерной цепи, т.к. составляющими звеньями являются перемещения по координатным осям. Поэтому в рамках проектного расчёта на этапе технологической подготовки должна быть создана модель, позволяющая оценить параметры сопряжений деталей. Задав граничные значения силовых факторов в модели, можно получить положение деталей при сборке. Проанализировав результат расчётов, можно получить информацию о перемещении конкретных точек контактирующих поверхностей, которую можно представить в виде вектора, зависящего от величины силового фактора, что и требуется для использования в размерной цепи.

Проектный расчёт требует проверки и уточнения, так как модель может не учитывать (или неверно учитывать) жёсткость деталей (влияние допусков на профиль и др.), от которой зависит деформация контактирующих поверхностей, поэтому следует провести натурный эксперимент. Это позволит уточнить с помощью коэффициента расчётную модель и привести её к результату требуемой точности. Одним из вариантов подстройки модели могут являться свойства материала деталей.

На рисунке 2 представлена блок-схема алгоритма определения сборочных параметров соединения.

Рассмотрим последовательность исследований на примере сборки рабочего колеса турбины. В качестве контактирующих деталей выступают соседние бандажированные лопатки. При сборке между лопатками должны быть выдержаны определённые параметры, главными из которых являются натяг по стыковым поверхностям бандажных полок, а также зазоры по замковым полкам и по бандажу. В статье [20] представлено описание размерных цепей для этих сборочных параметров. Однако не учтена жёсткость лопаток, а значит, и деформация стыковых площадок бандажа. Согласно блок-схеме (рисунок 2) в размерную цепь предлагается включить дополнительный вектор, описывающий деформацию, вызванную воздействием силового фактора. С учётом этого размерная цепь, приведённая в работе [20], приобретает вид:

$$\vec{V}_1 + \vec{V}_2 + \vec{V}_3 + \vec{V}_4 + \vec{V}_5 + \vec{V}_6 + \vec{V}_7 + \vec{V}_8 + \vec{V}_9 + \vec{V}_{10} + \vec{V}_{11} + \vec{V}_{12} + \vec{V}_{13} + \vec{V}_{14} + \vec{V}_{15} + \vec{V}_{16} = 0, \quad (7)$$

где $\vec{V}_1 - \vec{V}_{14}$ – составляющие векторы, характеризующие линейное движение цепи; \vec{V}_{15} – вектор, показывающий величину натяга между стыковыми поверхностями бандажа соседних лопаток; \vec{V}_{16} – вектор, характеризующий величину деформации.

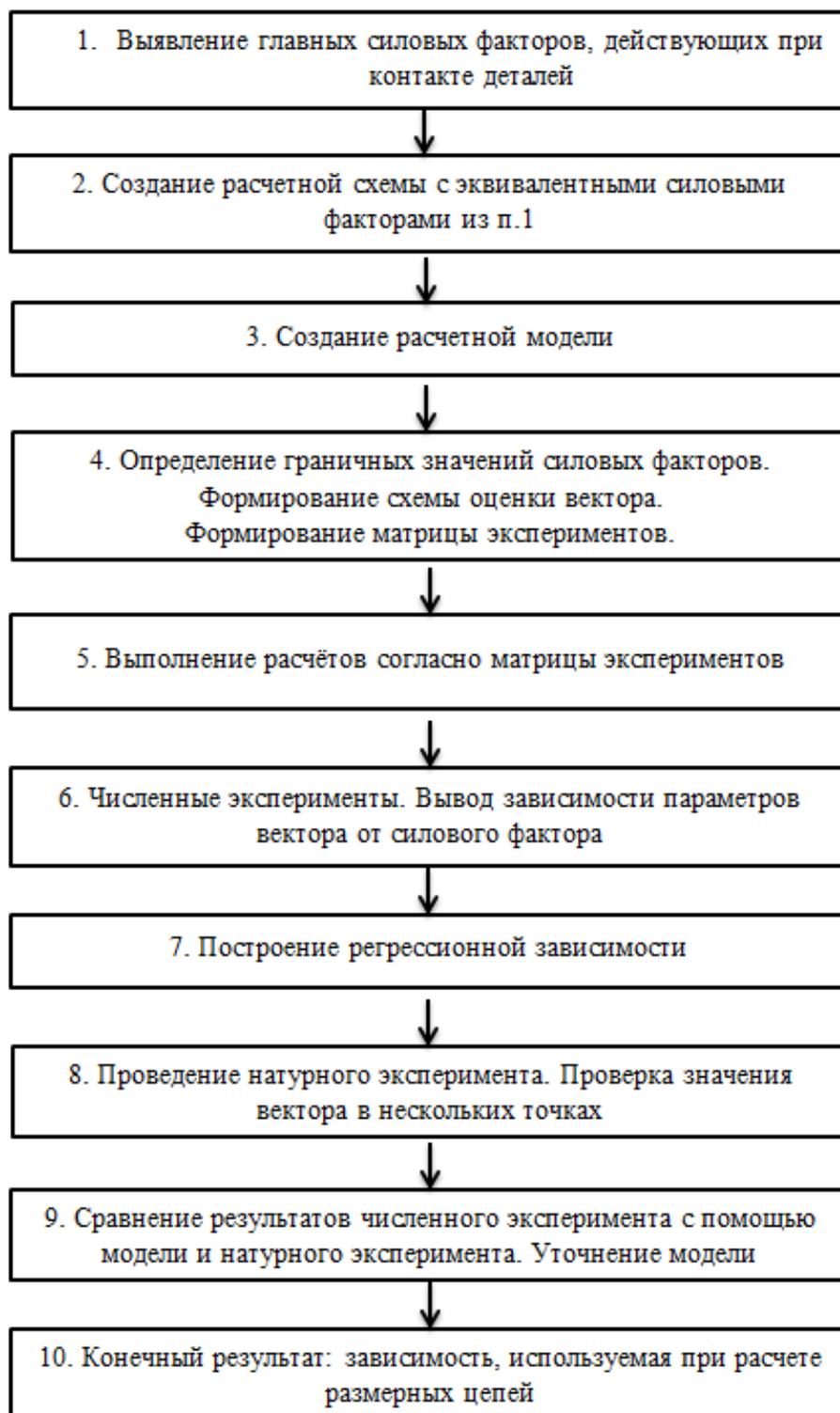


Рисунок 2 – Блок-схема алгоритма расчёта сборочных параметров с учётом жёсткости контактирующих деталей

2 Расчётная модель

Расчётная модель включает твердотельную модель лопатки, к которой приложены условия закрепления в области хвостовика и эквивалентная сила, действующая от соседней лопатки, рассчитанная по формуле (4). Для создания расчётной модели соединения лопаток используем расчётный комплекс Ansys.

В результате расчёта из модели сохраняются перемещения точек стыковых поверхностей лопаток. На основе полученных перемещений точек формируются параметры вектора \vec{V}_{16} , учитывающего деформации лопаток. В таблице 1 представлены значения перемещения точек стыковых поверхностей лопатки при условии приложения различных усилий. В столбцах 3-4 указана информация о перемещениях выбранной точки левой стыковой поверхности (относительно выбранного начала координат), а в столбцах 5-6 – соответственно, правой.

Таблица 1 – Результаты работы расчётной модели. Перемещение точки контакта

Момент, кг*м	Угол разворота предельный, град. мин	-X, X	-X, Y	+X, X	+X, Y
		мм	мм	мм	мм
1	2	3	4	5	6
0,13	0°22'	0,109773	-0,01644	0,121546	0,235681
0,26	0°44'	0,194214	-0,02908	0,215042	0,416974
0,33	1°06'	0,30322	-0,0454	0,335738	0,651007
0,45	1°28'	0,411458	-0,06161	0,455584	0,883391
0,53	1°50'	0,519696	-0,07781	0,575429	1,115776
0,63	2°12'	0,633308	-0,09482	0,701225	1,359698
0,78	2°34'	0,74999	-0,11229	0,83042	1,610212
0,89	2°43'	0,846713	-0,12678	0,937517	1,817875

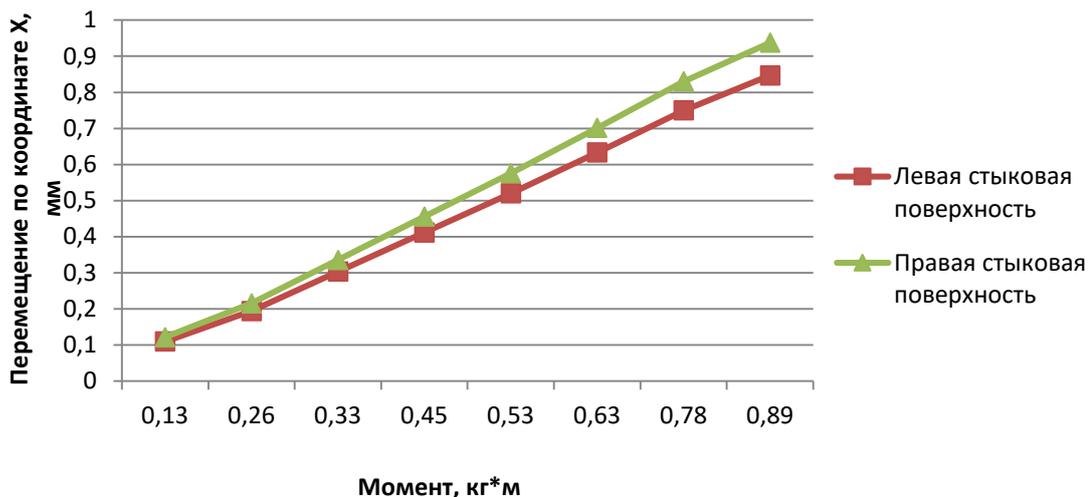
На рисунке 3 показаны графики, отражающие зависимость перемещения точек левой и правой стыковых поверхностей по координатам X (рисунок 3, а) и Y (рисунок 3, б) от воздействующего силового фактора (момента).

По графикам видно, что перемещение в направлении оси Y по левой и правой стыковым поверхностям происходит в противоположном направлении, что указывает на разворот бандажной части лопатки относительно замковой. Зависимости имеют линейный характер.

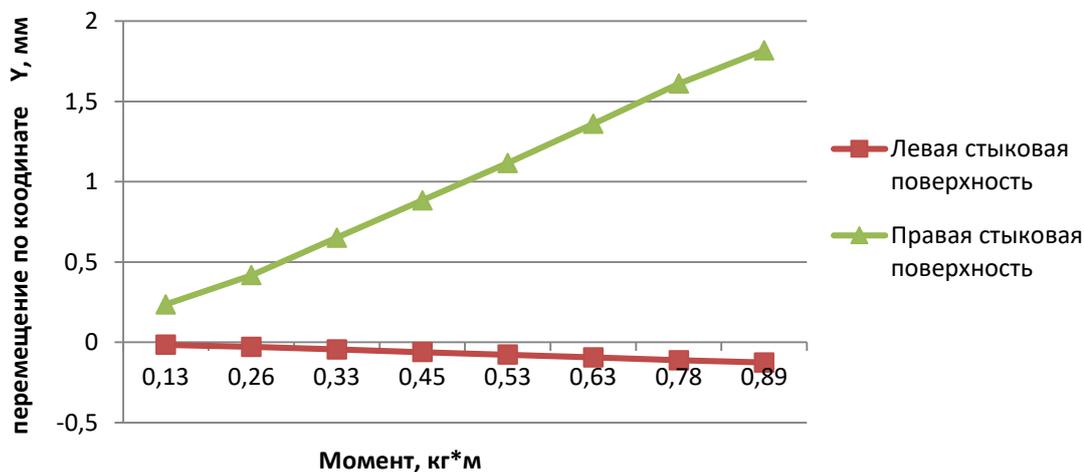
3 Эксперимент

Данная расчётная модель требует уточнения, как было сказано ранее, поэтому необходимо провести натурный эксперимент. Для осуществления эксперимента используется: приспособление для захвата и приложения усилия закрутки лопаток; индикаторные часы; динамометрический ключ; измеритель деформаций с использованием тензорезистора; технологическая оснастка для сборки колеса турбины.

Эксперимент выполнялся в следующей последовательности. Препарированные по схеме, представленной на рисунке 4, лопатки поочередно устанавливаются в специально подготовленное устройство, позволяющее жёстко закрепить хвостовую часть (1, рисунок 5) и одновременно с этим имеющее место для упора бандажной полки лопатки (левый фланец валика 2, рисунок 5). Поворотом шестигранного ключа (под него есть углубление в правой фланцевой части валика 2, рисунок 5) прикладывается усилие, момент, а именно производится закрутка лопатки, осуществляется замер. Показание прибора составляет величину деформации. В результате эксперимента получаем зависимость величины деформации от угла закрутки.



a



б

Рисунок 3 – Графики зависимости положения стыковых поверхностей от силового фактора

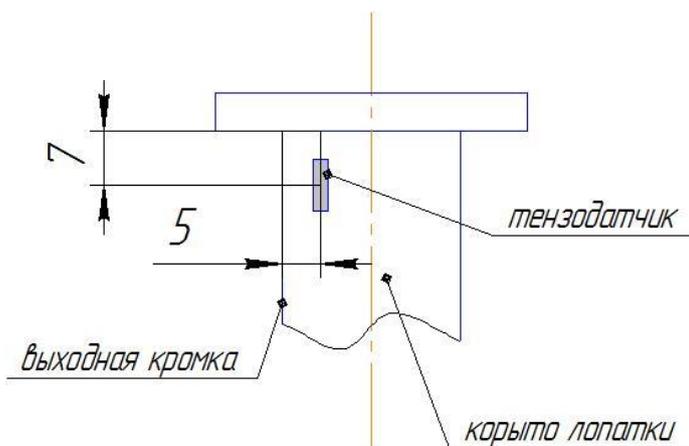


Рисунок 4 – Схема препарирования лопатки (установка тензодатчика)

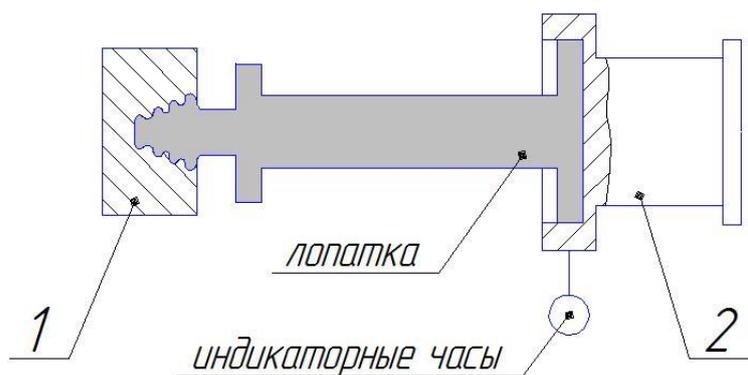


Рисунок 5 – Схема экспериментальной установки

Используя данные эксперимента можно уточнить расчётную модель, реализованную в Ansys. В качестве коэффициента для приведения расчётной модели к реальной был выбран модуль упругости Юнга материала. Методом подбора выводим результат работы модели к значениям, полученным в натурном эксперименте. На рисунке 6 представлен график зависимости угла разворота бандажной полки лопатки от возникающей силы (момент) с учётом верификации расчётной модели на основе данных, полученных в натурном эксперименте.

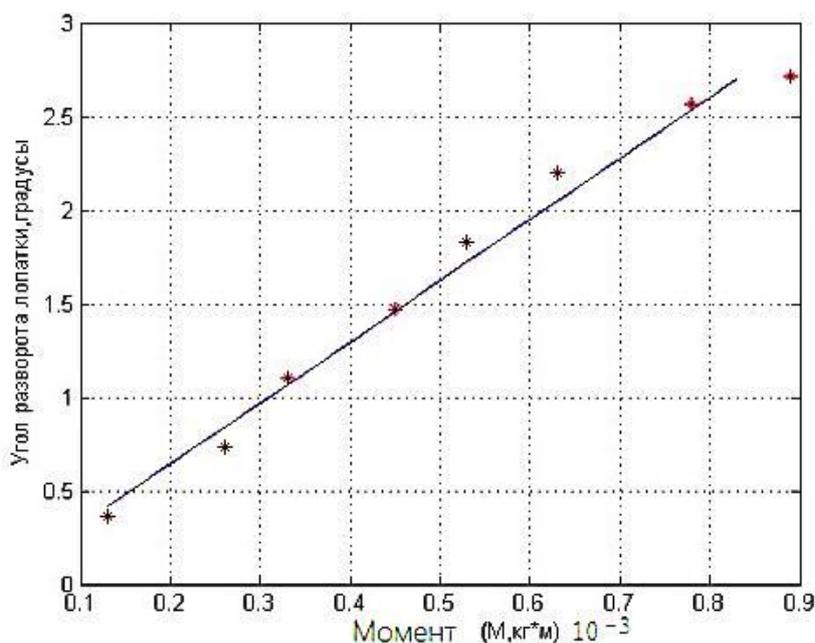


Рисунок 6 – График зависимости угла разворота торцевой части бандажной полки относительно замковой полки от силы, возникающей при сборке

Заключение

В рамках исследования был разработан алгоритм расчёта сборочных параметров с учётом жёсткости контактирующих деталей, а также на примере рабочего колеса турбины получена модель, позволяющая прогнозировать положение лопаток под воздействием силового фактора, учитывая при этом жёсткость системы. Определена зависимость угла разворота торцевой части бандажной полки относительно замковой полки от силы, возникающей при сборке. Построенный график зависимости можно использовать для определения величины

сборочного параметра (натяга по стыковым поверхностям бандажных полок соседних лопаток) других рабочих колёс. Это позволит сократить время сборки и снизить затраты на производство, что свидетельствует о повышении эффективности производственного процесса, а также снижении его трудоёмкости.

Список использованных источников

1. Полетаев, В. А. Анализ связей при автоматической сборке с помощью метода пространства конфигураций / В. А. Полетаев, Д. Е. Турчин // Вестник кузбасского государственного технического университета. – 2005. – №4-2(49). – С. 76-79.
2. Мартынов, В. Г. Роботизация и автоматизация сборочных процессов в современном промышленном производстве / В. Г. Мартынов // Техника и технологии: пути инновационного развития. Материалы 3-й Международной научно-практической конференции. Ответственный редактор Горохов А. А. – 2013. – С. 120-123.
3. Климашов, В. Ю. Автоматизированная система контроля сборочных процессов на производстве и при проведении ремонтных работ / В. Ю. Климашов // Проблемы использования и инновационного развития внутренних водных путей в бассейнах великих рек. Труды международного научно-промышленного форума. – 2016. – С.25.
4. Соколова, О. Ф. Придание робастных свойств сборочным процессам самолетостроительного производства / О. Ф. Соколова, Ф. Е. Ляшко, М. И. Соколова // Известия самарского научного центра российской академии наук. – 2017. – №4-2, Т.19. – С. 271-275.
5. Малкина, И. В. Автоматизация сборочного процесса изделий авиационной техники / И. В. Малкина, А. А. Крестьянсков // Машиностроение: инновационные аспекты развития. Материалы I международной научно-практической конференции. – 2018. – С. 81-84.
6. Погадаева, Р. Р. Анализ состояния проблемы автоматизации сборочных процессов в машиностроении / Р. Р. Погадаева, А. В. Еркулев // Университетский комплекс как региональный центр образования, науки и культуры. Материалы Всероссийской научно-методической конференции. – 2019. – С.859-863.
7. Киричек, А. В. Совершенствование сборки методом пригонки вероятностным расчётом размерных цепей / А. В. Киричек, В. Ф. Начвай // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004. – №3. – С. 7-12.
8. Слащев, Е. С. Совершенствование метода сборки групповой взаимозаменяемости / Е. С. Слащев, В. Г. Осетров, В. Б. Федоров // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2013. – №3. – С. 004-006.
9. Мохова, А. О. Анализ возможностей повышения качества изготовления машин с использованием различных методов сборки / А. О. Мохова, В. В. Непомилуев, А. А. Соловьева // Потенциал современной науки. – 2014. – №2. – С. 23-27.
10. Иванов, А. А. Оптимизация управления технологическим процессом сборки методом динамического программирования / А. А. Иванов // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2014. – №8. – С. 3-5.
11. Набатников, Ю. Ф. Метод селективной сборки соединений деталей машин в условиях мелкосерийного производства / Ю. Ф. Набатников // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – №9. – С. 19-32.
12. Безбородов, И. А. Технологическая стратегия обеспечения точности сборки ДВС методом неполной взаимозаменяемости / И. А. Безбородов // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2013. – №9. – С. 07-11.
13. Ераткин, Д. В. Исследование точности сборки КШМ при ремонте двигателя методом размерного анализа / Д. В. Ераткин, В. А. Ермолов, А. И. Миргородский, В. И. Ковалевский // Механики XXI веку. – 2004. – №3. – С. 16-19.
14. Саблин, П. А. Подготовка производства к сборке изделий сложной формы методом электронного описания / П. А. Саблин, Б. Н. Марьин, А. М. Шпилёв // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2010. – №12. – С. 3-8.
15. Шатских, Н. Ю. Разработка программного средства трехмерной визуализации сборочного технологического процесса / Н. Ю. Шатских, П. Ю. Гусев // Инновации, качество и сервис в технике и технологиях. Сборник научных трудов 7-ой международной научно-практической конференции. Редколлегия: А. А. Горохов (отв. Ред.). – 2017. – С. 398-401.
16. Сибирский, В. В. Использование компьютерных моделей пространственных размерных цепей и метода виртуальных сборок для повышения производительности монтажных операций / В. В. Сибирский, С. К. Чотчаева // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2012. – № 5-2(36). – С. 297-303.
17. Иванюк, А. К. Проведение имитационных исследований в современных САД средах / А. К. Иванюк, Ю. П. Сердобинцев // Системы проектирования, технологической подготовки производства и управления

этапами жизненного цикла промышленного продукта (CAD/CAM/PDM - 2016). Труды XVI-ой международной молодёжной конференции. – 2016. – С. 432-433.

18. Безъязычный, В. Ф. Технология Виртуальной сборки / В. Ф. Безъязычный, В. В. Непомилуев // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2011. – №6. – С. 3-14.

19. Биргер, И. А. Расчёт на прочность деталей машин: справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1993. – 640 с., ил.

20. Yanyukina, M. V. Interrelated Dimensional Chains in Predicting Accuracy of Turbine Wheel Assembly Parameters / M. V. Yanyukina, M. A. Bolotov, N. V. Ruzanov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – Vol. 327, Issue 2.

Model of evaluation of interference between blades shrouds during assembly of turbine impellers

M. V. Yanyukina	Senior Lecturer of Department of Engineering Graphics; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; yanyukina.mv@ssau.ru
M. A. Bolotov	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor, Associate Professor of Department of Engine Production Technology; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; bolotov@ssau.ru
E. V. Kudashov	Junior Research Assistant; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; kudashov.ev@ssau.ru

The workability of the product depends on the quality of the assembly process. Special attention should be paid to the interaction of parts during assembly. In joints where the position of the contacting parts relative to each other is decisive, for effective operation of the product, it is necessary to find the force factors that have the greatest impact on the position of neighboring parts. This is so because due to the influence of the force factor, the parts move and interference and gaps are formed in the joints. For this reason, it is necessary to take into account the deformation of the contacting parts caused by the influence of force factors. The study developed an algorithm for calculating assembly parameters taking into account the rigidity of the contacting parts. On the example of the turbine impeller, a model was obtained that allows predicting the position of the blades under the influence of the force factor, taking into account the rigidity of the system.

Keywords: dimension chains; assembly force factor

Citation: Yanyukina, M. V., Bolotov, M. A. and Kudashov, E. V. (2024), "Model of evaluation of interference between blades shrouds during assembly of turbine impellers", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 2, pp. 7-17. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-7-17. (In Russian; abstract in English).

References

1. Poletaev, V. A. and Turchin, D. E. (2005), "Analiz svyazey pri avtomaticheskoy sborke s pomoshch'yu metoda prostranstva konfiguratsiy" [Analysis of relationships in automatic assembly using the configuration space method], *Vestnik kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta [Bulletin of the Kuzbass State Technical University]*, vol. 4.2(49), pp. 76-79. (In Russian).
2. Martynov, V. G. (2013), "Robotizatsiya i avtomatizatsiya sborochnykh protsessov v sovremennom promyshlennom proizvodstve" [Robotization and automation of assembly processes in modern industrial production], *Tekhnika i tekhnologii: puti innovatsionnogo razvitiya. Materialy 3-y Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. Otvetstvennyy redaktor Gorokhov A.A.* [Engineering and technology: ways of innovative development. Proceedings of the 3rd International scientific and practical conference. Editor-in-chief Gorokhov A.A.], pp. 120-123. (In Russian).
3. Klimashov, V. Yu. (2016), "Automatic assembly control system in the production and repair work", *Problemy ispol'zovaniya i innovatsionnogo razvitiya vnutrennikh vodnykh putey v basseynakh velikikh rek. Trudy mezhdunarodnogo nauchno-promyshlennogo foruma* [Proceedings of the 18th international scientific & industrial forum "Great Rivers"], vol. 5, P. 25. (In Russian).
4. Sokolova, O. F., Lyashko, F. E. and Sokolova, M. I. (2017), "Giving the robustness to aircraft assembly processes", *Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, no. 4-2, vol.19, pp. 271-275.
5. Malkina, I. V. and Krest'yanskov, A. A. (2018), "Avtomatizatsiya sborochnogo processa izdeliy aviacionnoy tehniki" [Assembly automation of aviation products], *Mashinostroenie: innovatsionnye aspekty razvitiya. Materialy I*

mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii [Mechanical engineering: innovative aspects of development. Proceedings of the 1st international scientific and practical conference], pp. 81-84. (In Russian).

6. Pogadaeva, R. R. and Erkulev, A. V. (2019), "Analiz sostoyaniya problemy avtomatizatsii sborochnykh protsessov v mashinostroenii" [State analysis of the problem of assembly automation in mechanical engineering], *Universitetskiy kompleks kak regional'nyy tsentr obrazovaniya, nauki i kul'tury. Materialy Vserossiyskoy nauchno-metodicheskoy konferentsii*, pp.859-863. (In Russian).

7. Kirichek, A. V. and Nachvay, V. F. (2004), "Sovershenstvovanie sborki metodom prigonki veroyatnostnym raschetom razmernykh tsepey", *Assembling in mechanical engineering, instrument- making*, no. 3, pp. 7-12.

8. Slashhev, E. S., Osetrov, V. G. and Fedorov, V. B. (2013), "Improvement of Group Interchangeability Method of Assembly", *Vestnik Izhevskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, no. 3, pp. 004-006. (In Russian).

9. Mohova, A. O., Nepomiluev, V. V. and Solov'eva, A. A. (2014), "Analisis of the possibility of improving machine building quality", *Potentsial sovremennoy nauki*, no. 2, pp. 23-27. (In Russian).

10. Ivanov, A. A. (2014), "Optimizatsiya upravleniya tekhnologicheskimi protsessami sborki metodom dinamicheskogo programmirovaniya", *Assembling in mechanical engineering, instrument- making*, no. 8, pp. 3-5. (In Russian).

11. Nabatnikov, Yu. F. (2008), "Metod selektivnoy sborki soedineniy detaley mashin v usloviyakh melkoseriynogo proizvodstva", *Assembling in mechanical engineering, instrument- making*, no. 9, pp. 19-32. (In Russian).

12. Bezborodov, I. A. (2013), "Tekhnologicheskaya strategiya obespecheniya tochnosti sborki DVS metodom nepolnoy vzaimozamenyaemosti", *Remont. Vosstanovlenie. Modernizatsiya* [Repair, Reconditioning, Modernization], no. 9, pp.07-11. (In Russian).

13. Eratkin, D. V., Ermolov, V. A., Mirgorodskiy, A. I. and Kovalevskiy, V. I. (2004), "Issledovanie tochnosti sborki KShM pri remonte dvigatelya metodom razmernogo analiza", *Mekhaniki XXI veku*, no. 3, pp. 16-19. (In Russian).

14. Sablin, P. A., Mar'in, B. N. and Shpilev, A. M. (2010), "Podgotovka proizvodstva k sborke izdeliy slozhnoy formy metodom elektronnoy opisaniya", *Assembling in mechanical engineering, instrument- making*, no. 12, pp. 3-8. (In Russian).

15. Shatskikh, N. Yu. and Gusev, P. Yu. (2017), "Razrabotka programmnogo sredstva trekhmernoy vizualizatsii sborochnogo tekhnologicheskogo protsesssa" [Development of software for three-dimensional visualization of the assembly technological process], *Innovatsii, kachestvo i servis v tekhnike i tekhnologiyakh. Sbornik nauchnykh trudov 7-oy mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. Redkollegiya: A.A. Gorokhov (otv. Red.)* [Innovations, quality and service in engineering and technology. Collection of scientific papers of the 7th international scientific and practical conference. Editorial board: A. A. Gorokhov], pp. 398-401. (In Russian).

16. Sibirskiy, V. V., Chotchaeva, S. K. (2012), "Using computer models spatial dimension chains and database of virtual assemblies for improvement of assembly operations performance", *Vestnik of Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolev (National Research University)*, no. 5-2(36), pp. 297-303. (In Russian).

17. Ivanyuk, A. K. and Serdobintsev, Yu. P. (2016), "Provedenie imitatsionnykh issledovaniy v sovremennykh CAD sredakh", *Sistemy proektirovaniya, tekhnologicheskoy podgotovki proizvodstva i upravleniya etapami zhiznennogo tsikla promyshlennogo produkta (SAD/CAM/PDM - 2016). Trudy XVI-oy mezhdunarodnoy molodezhnoy konferentsii*, pp. 432-433. (In Russian).

18. Bez'yazychnyy, V. F. and Nepomiluev, V. V. (2011), "Tekhnologiya virtual'noy sborki", *Assembling in mechanical engineering, instrument- making*, no. 6, pp. 3-14.

19. Birger, I. A., Shorr, B. F. and Iosilevich, G. B. (1993), *Raschet na prochnost' detaley mashin: spravochnik* [Stress calculation of machine parts: handbook], Mashinostroenie, Moscow. (In Russian).

20. Yanyukina, M. V., Bolotov, M. A. and Ruzanov, N. V. (2018), "Interrelated Dimensional Chains in Predicting Accuracy of Turbine Wheel Assembly Parameters", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 327, issue 2.



Отработка использования отечественных материалов фотоупругих покрытий для определения деформаций деталей сложных геометрических форм

- Д. С. Лежин** кандидат технических наук, доцент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; lejn.ds@ssau.ru
- И. О. Нагурный** аспирант кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; ivanronaldo94@mail.ru
- В. С. Сидоров** студент кафедры конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; noyekt@yandex.ru
- В. И. Щемелев** научный сотрудник; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королёва, г. Самара; shchemelev.vi@ssau.ru

В работе приведены результаты использования некоторых отечественных материалов при изготовлении фотоупругих покрытий для исследования напряжённо-деформированного состояния в процессе прочностных испытаний деталей и узлов сложной геометрической формы. На основании проведённого анализа рынка отечественных материалов для изготовления фотоупругих покрытий проведено опробование нескольких материалов, определены их механические и оптические характеристики, отработана технология изготовления фотоупругих покрытий. В данной работе приведены сравнительные результаты исследования напряжённо-деформированного состояния ряда образцов и изделий авиационно-космической техники разного уровня сложности, препарированных отечественными и зарубежными фотоупругими покрытиями.

Ключевые слова: фотоупругость; покрытие; модуль упругости; коэффициент Пуассона; оптический коэффициент; эксперимент; валидация; технология

Цитирование: Лежин, Д. С. Отработка использования отечественных материалов фотоупругих покрытий для определения деформаций деталей сложных геометрических форм / Д. С. Лежин, И. О. Нагурный, В. С. Сидоров, В. И. Щемелев // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №2. – С. 18-26. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-18-26

Экспериментальная проверка напряжённо-деформированного состояния (НДС) элементов авиационно-космической техники на этапе проектирования изделия позволяет комплексно оценить качество расчётных моделей и корректность граничных условий. Развитие по пути усложнения моделей и схем нагружения увеличивает актуальность экспериментального этапа при проектировании и доводке изделий. Существуют различные методы экспериментального определения НДС [1]. Выбор метода определяется многими факторами: наличием необходимого оборудования, условиями проведения эксперимента, требованиями к получаемым результатам и др. Интенсивное развитие науки и техники, в частности, компьютеризация, появление нового программного обеспечения изменили не только подходы к проектированию изделий, но и экспериментальную базу. Появилась возможность практически реализовать новые экспериментальные методы исследования, например, метод корреляции цифровых изображений [2, 3]. За рубежом был создан ряд экспериментальных установок, работающих на данном методе, разработано программное обеспечение. Одна из таких разработок фирмы GOM используется авторами и имеет целый ряд положительных особенностей: относительная лёгкость препарирования исследуемых деталей, препарированная деталь не вносит никаких внешних воздействий, высокая точность результатов, малая трудоёмкость [4, 5]. Наряду с этими преимуществами возникает ряд проблем при исследовании деталей сложной геометрической формы. Исследования двумя камерами в 3-D режиме сложной поверхности дают очень маленькую перекрёстную область, что лишает возможности наблюдения поля деформаций, подобные результаты можно получить тензометрированием. С другой стороны, сложная форма исследуемой поверхности при данном методе создаёт значительные трудности при выборе измерительного объёма и значения диафрагмы с соответствующей ей глубиной резкости, что является особенно актуальным при динамических исследованиях. Все эти проблемные факторы заставляют при выборе метода исследования искать альтернативные решения.

Одним из известных методов определения НДС в процессе прочностных испытаний является поляризационно-оптический метод [6, 7]. С появлением цифровых технологий этот метод получил развитие на качественно новом уровне, получившем название цифровой фотоупругости [8, 9]. Работы проводились с применением отражательного полярископа LF/Z-2, выпускаемого подразделением Micro-Measurements компании Vishay Precision Group. В основу поляризационно-оптического метода положен физический принцип двойного лучепреломления. Этот принцип применим практически ко всем оптически прозрачным материалам. Двойное лучепреломление является искусственным проявлением оптической анизотропии. При воздействии нагрузки многие прозрачные материалы, получившие название оптически чувствительных, приобретают свойства, присущие двулучепреломляющим оптически анизотропным кристаллам. Однако, в отличие от кристаллов, такие материалы при прекращении механического воздействия вновь становятся оптически изотропными. Данное явление, названное эффектом фотоупругости, дало начало целому направлению экспериментального исследования деформаций и напряжений, получившему название поляризационно-оптического метода. В деформированном состоянии прозрачной пластины в каждой её точке при плоском напряжённом состоянии можно выделить две площадки, по которым касательных напряжений нет, а нормальные напряжения достигают максимальных и минимальных значений. Это главные площадки, напряжения на них можно обозначить σ_1 и σ_2 , причём должно обеспечиваться условие $\sigma_1 > \sigma_2$. Это наибольшие и наименьшие главные напряжения. Под действием главных напряжений в пластине возникают деформации, которые приводят к оптической анизотропии, что, в свою очередь, инициирует появление эффекта двойного лучепреломления.

Для применения метода требуется наклеить на исследуемый образец фотоупругое покрытие. Для качественной работы метода следует придерживаться определённой технологии

наклейки материала, а также использования источников света требуемого спектра и камер высокого разрешения. В противном случае существует высокая вероятность получения недостоверных результатов исследования. У компании Vishay существует большое количество фотоупругих покрытий и методов их нанесения в зависимости от геометрии детали. Следует отметить, что на сегодняшний день существует возможность нанесения фотоупругого покрытия даже на детали очень сложной геометрии. Фирма имеет многолетний опыт по созданию фотоупругих покрытий и обработке технологических приёмов препарирования деталей различной формы. Сложности приобретения расходных материалов Vishay привели к поиску отечественных расходных материалов. При этом сразу возникает вопрос качества измерений, связанный с получаемыми погрешностями.

Погрешность метода на этапе подготовки может быть обусловлена целым рядом причин: свойствами, качеством и исходной геометрией материала фотоупругого покрытия; свойствами, качеством и толщиной клеевого слоя, крепящего фотоупругое покрытие на детали; погрешностями самого полярископа и компенсатора; огромным количеством технологических особенностей на всех этапах препарирования: подготовка покрытия, подготовка поверхности, приготовление клея, приклеивание покрытия. Детальное исследование каждого из вышеперечисленных факторов и их влияние на результат, безусловно, заслуживает внимания, но сопровождается огромными временными и финансовыми затратами. Подобные исследования проводились компанией Vishay при разработке оборудования, расходных материалов и технологических рекомендаций.

Интегрально учесть этот опыт при переходе на отечественные материалы фотоупругих покрытий можно, сравнивая результаты испытаний образцов и деталей, препарированных зарубежными и отечественными материалами. Провести подобные сравнительные испытания на одних и тех же образцах не представлялось возможным ввиду того, что испытания проводились в разное время. Поэтому сравнение проводилось на группах разного уровня сложности, схожих по виду деформаций. Сравнительная база обеспечивалась результатами расчётного моделирования испытаний.

Для отработки нанесения фотоупругого покрытия от компании Vishay Precision Group были выбраны объекты для испытания, в которых оценивалось НДС на плоскости. Один из объектов – консольная балка, работающая на изгиб, на небольшом расстоянии от заделки препарированная фотоупругим покрытием (рисунок 1) и тензорезисторами с противоположной стороны. Второй объект – фрагмент нервюры силового каркаса с фигурными отверстиями, работающий на изгиб, препарированный фотоупругим покрытием (рисунок 2).



Рисунок 1 – Фрагмент консольной балки, препарированной фотоупругим покрытием



Рисунок 2 – Фрагмент препарированного элемента силового каркаса

В обоих случаях препарирование осуществлялось компонентами Vishay, фотоупругое покрытие представляло собой плоскую пластину из пластика PL-1. С помощью математического моделирования была проведена валидация результатов и сделаны выводы о правильности нанесения фотоупругого покрытия. Полученные результаты приведены в таблице 1.

Исходя из вышеприведённых данных, расхождение результатов не превысило 5%, что удовлетворяет требованиям для изделий авиационно-космической техники.

Таблица №1 – Расчётные и экспериментальные характеристики образцов

Образец 1					
Нагрузка (кг)	10	25	35	45	
метод	Напряжения (Мпа)				
ANSYS	46	115	162	208	
PHOTOSTRESS	46	118	168	217	
тензометрирование	47	115	161	209	
Образец 2					
Нагрузка (%)	20	40	60	80	100
ANSYS	23	48	74	100	130
PHOTOSTRESS	23	49	75	102	131

На основании полученного опыта в работе с фотоупругим покрытием проведено препарирование нескольких образцов покрытиями, выполненными на основе отечественных материалов. В соответствии с требованиями к материалам для изготовления фотоупругих покрытий, сформулированными М. М. Фрохтом [7], были выделены следующие:

- прозрачность;
- способность к механической обработке;
- высокая оптическая чувствительность;
- определённая твёрдость, зависящая от поверхности нанесения;
- способность к эффекту фотоупругости.

По указанным требованиям проанализирован рынок отечественных материалов. Примеры таких материалов: целлулоид, бакелит, марблетт, фенолит, поликарбонат и другие прозрачные пластмассы, стекло и желатин, эпоксидные смолы, оргстекло и др. В соответствии с рекомендациями [7] лучше всего отвечают указанным требованиям для фотоупругих покрытий эпоксидные смолы. Кроме того, они являются наиболее универсальным материалом, т.к. могут применяться для препарирования как плоских, так и сложных поверхностей исследуемого образца. Для плоской геометрии смола может отливаться в листы до полной полимеризации, после чего приклеиваться к исследуемому объекту. Для сложной геометрии смола позволяет проводить формование на стадии полимеризации по криволинейной поверхности исследуемого объекта с дальнейшей полной полимеризацией и последующим приклеиванием на

объект. Путём подбора фотоупругого покрытия с учётом самых современных отечественных материалов в ходе серии экспериментов наиболее подходящими оказались смолы ArtLine Crystal Epoxy, AQUAGLASSCITRUS, а в качестве клевого отражающего покрытия – смолы ЭДП и ЭДП-2, которые окончательно и были выбраны для препарирования испытываемых образцов.

После проведения серии экспериментов на образцах, изготовленных из смолы AQUAGLASSCITRUS (рисунок 3), были найдены механические и оптические свойства полученного покрытия, а также отработана технология формования по криволинейным поверхностям (рисунок 4) испытываемых деталей.



Рисунок 3 – Образцы плоской формы, изготовленные из смолы AQUAGLASSCITRUS



Рисунок 4 – Формообразование покрытия

Выявлена зависимость оптических и адгезионных свойств покрытия от времени его полимеризации и выполнено препарирование ряда сложных деталей авиационного двигателя (рисунок 5).



Рисунок 5 – Детали для покрытий сложной формы

Валидация результатов определения НДС проводилась в двух экспериментах. Первый эксперимент проводился на консольной балке, препарированной фотоупругим покрытием, нагружаемой перемещением свободного конца с помощью микрометрического винта (рисунок 6).

В измеряемой точке значение напряжений практически не отличается от расчётных (61 МПа – фотоупругий метод, 61,4 – ПО ANSYS).

Во втором эксперименте испытаниям на изгиб была подвергнута наружная створка регулируемого сопла авиационного двигателя. Это двухслойная сварная конструкция, усиленная рёбрами жёсткости. Нагрузка задавалась по перемещению свободного конца (рисунок 7).

Для получения расчётных значений была создана математическая модель створки с нанесённым на неё фотоупругим покрытием (рисунок 8). В данном эксперименте разделение главных напряжений не производилось, поэтому, для обеспечения сравнительной базы, результаты расчёта представлялись в виде разности главных напряжений.



Рисунок 6 – Фото испытания балки с фотоупругим покрытием



Рисунок 7 – Нагруженное фотоупругое покрытие на створке сопла

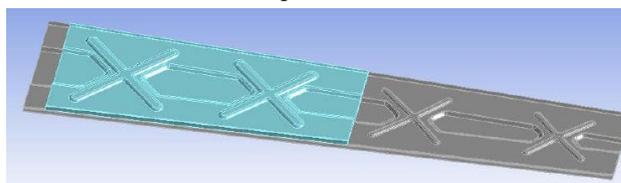


Рисунок 8 – Модель створки с наклеенным на неё фотоупругим покрытием

Разница значений напряжений приведена в таблице 2.

Таблица 2 – Значения напряжений в створке

	Перемещение (мм)	Эксперимент (МПа)	Моделирование (МПа)	Разница (%)
$\sigma_1 - \sigma_2$	6	17	16,6	2,3
	12	35	33,5	4,2
	24	49	51,7	5,2

Из результатов видно, что численные значения напряжений при валидации укладываются в предел 5%, что является допустимым при прочностных испытаниях.

Сравнительный анализ результатов экспериментов, проведённых на образцах и деталях с покрытием Vishay, с экспериментами, которые проводились на том же оборудовании с образцами и деталями, препарированными отечественным покрытием на базе смолы AQUAGLASSCITRUS, показывает, что расхождение с результатами моделирования в обоих случаях вписывается в коридор 5 %, что удовлетворяет требованиям по валидации авиационно-космической техники. Сравнение на простых образцах (консольно закреплённая балка, нагруженная на изгиб) в обоих случаях показало практически полное совпадение результатов при незначительных нагрузках и увеличивающееся расхождение (в пределах нескольких процентов) при увеличивающейся нагрузке. Дополнительные результаты тензометрирования, проведённые при первых испытаниях (таблица 1), показывают, что причиной расхождения может быть специфика работы фотоупругого покрытия. Данная особенность наблюдалась при испытаниях практически на всех препарированных фотоупругим покрытием образцах и деталях. Это обстоятельство еще раз подтверждает необходимость четкого определения границ (особенно верхней) по напряжениям при испытаниях образцов и деталей, препарированных фотоупругим покрытием. Эти границы определяются для каждого типа материалов клея и двухлучепреломляющего слоя, в пределах которых фотоупругое покрытие будет работать, обеспечивая требуемый коридор расхождения от номинала. При этом за номинал можно принимать

напряжения в области минимальной чувствительности фотоупругого покрытия. Для импортных материалов диапазоны допустимых напряжений указываются в сопроводительных документах на расходные материалы. Для отечественных материалов указанные границы могут быть определены опытным путём – проведением серии испытаний на образцах с параллельным контролем регистрируемых значений напряжений или деформаций путём тензометрирования.

На сложных деталях расхождение между расчётными и экспериментальными данными при обоих типах используемых покрытий было ожидаемо больше, что вполне объяснимо как усложнением самого фотоупругого покрытия с различными радиусами и переходами и его прилеганием к испытываемой детали, так и усложнением математических моделей. При этом каких-либо существенных расхождений в результатах испытаний с импортными и отечественными покрытиями обнаружено не было, что доказывает полную пригодность использования отечественных расходных материалов для формования сложных форм.

В настоящее время продолжается отработка технологии изготовления и нанесения покрытий на поверхности различной геометрической сложности, проводится поиск новых отечественных материалов для создания линейки фотоупругих материалов с разными модулями упругости, исследуются сроки стабилизации механических характеристик фотоупругих покрытий при полимеризации для выработки методических рекомендаций по препарированию. Работа показывает, что фотоупругие покрытия на базе современных отечественных эпоксидных смол обеспечивают удовлетворительные качественные и количественные результаты напряжений, пригодные для проведения экспериментальных исследований НДС элементов авиационно-космической техники. Переход на отечественную базу расходных компонентов фотоупругих покрытий позволяет обеспечить стабильность комплектования экспериментальной базы, уменьшает сроки подготовки эксперимента и его стоимость.

Список использованных источников

1. Экспериментальная механика / С. Атлури, А. Кобаяси, Д. Дэлли [и др.]; под общей редакцией А. Кобаяси : в 2-х т. – Москва: Мир, 1990. – 615 с.
2. Sutton, M. A. Image correlation for shape, motion and deformation measurements: basic concepts, theory and applications / M. A. Sutton, J. Orteu, H. W. Schreier. – Springer, 2009.
3. Pan, B. Two-dimensional digital image correlation for in-plane displacement and strain measurement: a review / B. Pan, K. Qian, Y. Xie, A. Asundi // Measurement Science and Technology. – 2009. – Vol.20. – P. 1-17.
4. Лёжин, Д. С. Применение бесконтактного измерительного комплекса "ARAMIS" в экспериментальных задачах / Д. С. Лёжин, Ф. В. Паровай, А. В. Собоуль // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва. – 2011. – № 3-4 (27). – С. 244-253.
5. Нагурный, И. О. Экспериментальное определение полей распределения деформаций в деталях при статических испытаниях / И. О. Нагурный, Д. С. Лежин // Международная молодёжная научная конференция "XV Королёвские чтения", посвящённая 100-летию со дня рождения Д.И. Козлова. Тезисы докладов. – 2019. – С. 291-292.
6. Дюрелли, А. Введение в фотомеханику / А. Дюрелли, У. Райли; под редакцией Н. И. Пригоровского. – Москва : Мир, 1970. – 484 с.
7. Фрохт, М. М. Фотоупругость. Поляризационно-оптический метод исследования напряжений: в 2-х т. [Текст]: книга / М. М. Фрохт. – Москва, Ленинград : Гостехиздат, 1948-1950.
8. Степанова Л. В. Цифровая фотоупругость и ее применение для задач механики разрушения : учеб. пособие. – Текст : электронный / Л. В. Степанова ; М-во науки и высш. образования Рос. Федерации, Самар. нац. исслед. ун-т им. С. П. Королева (Самар. ун-т). – Самара : Изд-во Самар. ун-та, 2021. – 1 файл (2,30 Мб). – ISBN = 978-5-7883-1602-4
9. Косыгин, А. Н. Цифровая обработка экспериментальных интерферограмм, полученных методом фотоупругости / А. Н. Косыгин, Л. Н. Косыгина // Вестник Самарского университета. Естественная серия. – 2019. – Т. 25. – №2. – С. 75-91.

Developing the use of domestic photoelastic coating materials to determine the deformation of parts of complex geometric shapes

D. S. Lezhin	Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Design and Engineering of Aircraft Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; lejin.ds@ssau.ru
I. O. Nagurny	Postgraduate Student of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; ivanronaldo94@mail.ru
V. S. Sidorov	Student of the Department of Construction and Design of Aircraft Engines; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; noyekt@yandex.ru
V. I. Shchemelev	Researcher; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; shchemelev.vi@ssau.ru

The paper presents the results of using some domestic materials in the manufacture of photoelastic coatings to study the stress-strain state in the process of strength testing of parts and assemblies of complex geometric shapes. Based on the analysis of the market for domestic materials for the production of photoelastic coatings, several materials were tested, their mechanical and optical characteristics were determined, and the technology for the production of photoelastic coatings was developed. This paper presents comparative results of a study of the stress-strain state (SSS) of a number of samples and products of aviation and space technology of different levels of complexity, prepared with domestic and foreign photoelastic coatings.

Keywords: photoelasticity; coating; modulus of elasticity; Poisson's ratio; optical coefficient; experiment; validation; technology

Citation: Lezhin, D. S., Nagurny, I. O., Sidorov, V. S. and Shchemelev, V. I. (2024), "Developing the use of domestic photoelastic coating materials to determine the deformation of parts of complex geometric shapes", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 2, pp. 18–26. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-18-26. (In Russian; abstract in English)

References

1. Atluri, S., Kobayasi, A., Delli, D., Rayli, U. and Makkonnell, K. (1990), *Eksperimental'naya mekhanika* [Experimental mechanics], in A. Kobayashi (ed.), Translated from English by B. N. Ushakov, in 2 books, Mir, Moscow. (In Russian).
2. Sutton, M. A., Orteu, J. and Schreier, H. W. (2009), *Image correlation for shape, motion and deformation measurements: basic concepts, theory and applications*, Springer.
3. Pan B., Qian K., Xie Y. and Asundi A. (2009), "Two-dimensional digital image correlation for in-plane displacement and strain measurement: a review", *Measurement Science and Technology*, vol. 20, pp. 1-17.
4. Lezhin, D. S., Parovay, F. V. and Sobul, A. V. (2011), "Application of contactless measuring complex "ARAMIS" in experimental tasks", *Vestnik of Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolev (National Research University)*, no. 3-4 (27), pp. 244-253. (In Russian).
5. Lezhin, D. S. and Nagurny, I. O. (2019), "Experimental determination of strain distribution fields in parts during static tests", *Proceedings of the International Young Scientists Conference "XV Korolev's readings", dedicated to the 100th anniversary of the birth of D. I. Kozlov*, pp. 291-292. (In Russian).

6. Durelli, A. J. and Riley, W. F. (1970), *Vvedenie v fotomekhaniku* [Introduction to photomechanics], Translated from English by B. N. Ushakov, in N. I. Prigorovskiy (ed.), Mir, Moscow. (In Russian).
7. Frokht, M. M. (1948-1950), *Fotouprugost'* [Photoelasticity], Gostekhizdat, Moscow, Leningrad. (In Russian).
8. Stepanova, L. V. (2021), *Tsifrovaya fotouprugost' i ee primeneniye dlya zadach mekhaniki razrusheniya* [Digital photoelasticity and its application for problems in fracture mechanics] [Electronic], Samara University named after S. P. Koroleva (Samara University), Izdatel'stvo Samarskogo universiteta [Samara University Publishing House], Samara, 1 file (2.30 MB). (In Russian).
9. Kosygin, A. N. and Kosygina, L. N. (2019), "Digital processing of experimental interferograms obtained by the photoelasticity method", *Vestnik of Samara State University. Natural Science Series*, vol. 25, no. 2, pp. 75-91.



О разработке первого российско-китайского стандарта в области авиастроения ГОСТ Р 70066-2022 «Авиационная техника. Требования к акустическому проектированию пассажирского салона и кабины экипажа самолётов»

П. А. Мошков | кандидат технических наук, ведущий инженер;
НЦМУ «Сверхзвук»;
Московский авиационный институт (национальный
исследовательский университет), г. Москва;
moshkov89@bk.ru

Рассмотрен новый национальный стандарт Российской Федерации в области авиастроения ГОСТ Р 70066-2022 «Авиационная техника. Требования к акустическому проектированию пассажирского салона и кабины экипажа самолётов». Данный стандарт стал первым совместно разработанным экспертами России и Китая и утверждённым в качестве национальных стандартов в России и Китае (GB/T 41886-2022). Стандарт устанавливает общие технические требования к акустическому проектированию пассажирского салона и кабины экипажа, а также требования к верификации процесса акустического проектирования пассажирских салонов и кабин экипажей самолётов транспортной категории.

Ключевые слова: аэроакустика; виброакустика; шум в салоне; акустическое проектирование; ГОСТ Р 70066-2022

Цитирование: Мошков, П. А. О разработке первого российско-китайского стандарта в области авиастроения ГОСТ Р 70066-2022 «Авиационная техника. Требования к акустическому проектированию пассажирского салона и кабины экипажа самолётов» / П. А. Мошков // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №2. – С. 27–34. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-27-34

Введение

Новый национальный стандарт ГОСТ Р 70066-2022 «Авиационная техника. Требования к акустическому проектированию пассажирского салона и кабины экипажа самолётов» [1] утверждён и введён в действие с 01.03.2023 г. Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 октября 2022 года № 1081-ст. Отличительной особенностью данного стандарта является то, что он стал первым совместно разработанным российско-китайским стандартом в области авиастроения и вывел на новый уровень сотрудничество стран в области международной стандартизации [2]. В Китае данный стандарт зарегистрирован под номером GB/T 41886-2022 [3].

С российской стороны в состав рабочей группы вошли ведущие специалисты авиационной отрасли в области внутренней акустики самолётов, представляющие научные, образовательные и самолётостроительные организации – ООО «Инженерный Центр Программы СиАр 929», ФАУ «ЦАГИ», ФГБОУ ВО МАИ (НИУ), ФГБУ «НИЦ Институт имени Н. Е. Жуковского», Филиал ПАО «Яковлев» «Региональные самолёты». Все эксперты, привлечённые к

разработке ГОСТа, имеют публикации в ведущих рецензируемых изданиях [4–16] по тематике стандарта.

Основой для национальных стандартов ГОСТ Р 70066-2022 и GB/T 41886-2022 стал документ CRCAJD 0001-2021 «Aircraft equipment. Requirements for cabin acoustic design of transport aircraft», разработанный экспертами России и Китая на английском языке.

Целью настоящей статьи является ознакомление специалистов, занимающихся проектированием современных гражданских самолётов, с новым стандартом, описывающим процесс акустического проектирования пассажирских салонов и кабин экипажей самолётов, т. е. с учётом специфических требований по шуму. В статье рассмотрены предпосылки разработки, а также представлена структура и основные положения нового стандарта.

1 Предпосылки разработки стандарта, определяющего принципы акустического проектирования пассажирского салона и кабины экипажа самолётов

В рамках проектирования совместного российско-китайского широкофюзеляжного дальнемагистрального самолёта CR929 был выполнен анализ стандартов в области авиастроения, действующих в России и Китае.

Российский стандарт ГОСТ 20296-2014 «Самолёты и вертолёты гражданской авиации. Допустимые уровни шума в салонах и кабинах экипажа и методы измерения шума» [17] заинтересовал китайских коллег ввиду важности проблемы обеспечения низких уровней шума в салоне проектируемого самолёта CR929 и отсутствия аналогичного стандарта в КНР.

Отметим, что стандарт ГОСТ 20296-2014 полностью соответствует стандарту ГОСТ 20296-81 (1981 года) и не в полной мере отражает современные требования к предельно допустимым уровням шума в салонах и кабинах экипажей самолётов. Поэтому было принято решение о создании совместной российско-китайской рабочей группы по рассмотрению данного стандарта и было принято решение о выпуске дополнения к стандарту, действие которого распространяется на совместные российско-китайские проекты. В дополнении к стандарту рекомендовано при проектировании летательных аппаратов ориентироваться на более жёсткие требования к предельно допустимым уровням шума на режиме крейсерского полета. Требования ужесточаются на 5 дБА для всех рассматриваемых зон самолётов и вертолётов относительно заявленных в базовой версии ГОСТ 20296-2014.

Как показывают опубликованные работы [18–21], таким требованиям в целом соответствуют современные эксплуатируемые самолёты, а с учётом новых разрабатываемых акустических материалов (теплозвукоизолирующих, вибропоглощающих и звукопоглощающих) появится возможность обеспечения акустического комфорта пассажиров при значительном снижении массы применяемых в бортовой конструкции самолёта акустических материалов в расчёте на одного пассажира.

В конечном счёте стандарт ГОСТ 20296-2014 [17] был включён в каталог взаимно признаваемых РФ и КНР стандартов в области гражданской авиации и рекомендован к применению при реализации совместных проектов.

На основе стандарта ГОСТ 20296-2014, требований рынка и доступных публикаций по шуму в салоне эксплуатирующихся самолётов на этапе предварительного анализа были сформулированы требования к предельно допустимым уровням шума в кабине экипажа и салоне самолёта CR929.

Анализ стандартов двух стран также выявил два стандарта, регламентирующих порядок создания авиационной техники гражданского назначения – ГОСТ Р 58849-2020 [22] и HB 8525-2017 [23] в России и Китае соответственно. Данные стандарты учитывались при разработке нового стандарта ГОСТ Р 70066-2022 «Авиационная техника. Требования к акустическому проектированию пассажирского салона и кабины экипажа самолётов». Для каждого

этапа создания нового самолёта были описаны научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы (НИОКР) в области аэроакустики, которые необходимо выполнять для реализации концепции акустического проектирования пассажирского салона и кабины экипажа.

2 Основные разделы и подразделы ГОСТ Р 70066-2022 (GB/T 41886-2022)

Стандарт включает в себя следующие основные разделы и подразделы:

- Исходные данные для акустического проектирования самолёта, включая:
 - Критерии проектирования,
 - Этапы акустического проектирования самолёта,
 - Методику проектирования;
- Детальные требования, включая:
 - Оценку шума в салоне и показатели шума подсистем самолёта,
 - Акустическое проектирование конструкции самолёта и его интерьера,
 - Акустическое проектирование и установка маршевой силовой установки самолёта,
 - Акустическое проектирование бортовых систем самолёта;
- Требования к верификации, включая:
 - Испытания по определению звукоизоляции элементов конструкции самолёта и звукопоглощающих свойств элементов его интерьера,
 - Испытания по определению уровней шума и виброизоляции силовой установки самолёта,
 - Измерения уровней шума бортовых систем и оборудования самолёта,
 - Измерения уровней шума в салоне самолёта.

Стоит отметить, что в стандарте впервые даны определения следующим терминам:

– *акустическое проектирование* – выполнение комплекса научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, направленных на создание самолёта с учётом заданных требований к предельно допустимым уровням шума в салоне и кабине экипажа;

– *акустическая оптимизация (доводка)* – комплекс работ, направленных на доработку эксплуатируемого самолёта или проектируемого самолёта на этапе лётных испытаний с целью повышения акустического комфорта пассажиров и членов экипажа;

– *акустическая модель салона* – акустическое виртуальное моделирование звукового поля в пассажирском салоне и кабине экипажа на основе численных моделей, адекватно описывающих объект исследования.

В Приложении А к стандарту представлены основные расчётные соотношения для определения акустических параметров салона самолёта.

В рамках настоящей статьи подробно рассмотрим критерии и этапы акустического проектирования пассажирского салона самолёта.

3 Критерии акустического проектирования пассажирского салона и кабины экипажа самолётов

Факторы, влияющие на уровень шума в салоне гражданского самолёта, включают в себя внешние и внутренние источники шума, а также конструктивные мероприятия по снижению уровней шума в салоне.

Внешние источники шума – это акустическое излучение двигателя и так называемый шум турбулентного пограничного слоя. Внутренние источники в основном включают шум, возникающий при работе комплексной системы кондиционирования и вентиляции воздуха, гидравлической системы и других систем самолёта. Различные типы источников шума оказывают влияние на звуковое поле в кабине экипажа и салоне и характеризуются разными путями

передачи звуковой энергии с определёнными частотными характеристиками. При проектировании самолёта необходимо учитывать такие факторы, как дополнительный вес, габаритные ограничения, экологичность, безопасность и ремонтпригодность и т.д.

Акустическое проектирование самолёта должно осуществляться в соответствии с ГОСТ Р 58849-2020 [22] с учётом следующих критериев:

а) создаваемая авиационная техника должна удовлетворять требованиям Заказчика, требованиям к лётной годности и охране окружающей среды от воздействия авиации и обеспечить возможность её эффективного и безопасного применения;

б) при создании авиационной техники необходимо руководствоваться современными принципами её проектирования и разработки на базе опережающего научно-технического задела;

в) акустические материалы, применяемые в конструкции самолёта, должны соответствовать требованиям экологичности и ограничения веса, а также требованиям, указанным в п. 25.856 норм лётной годности самолётов транспортной категории [24].

4 Этапы акустического проектирования пассажирского салона и кабины экипажа самолётов

В рамках акустического проектирования пассажирского салона и кабины экипажа самолёта на всех этапах необходимо выполнять комплекс работ, основное содержание которых включает в себя:

а) *этап предварительного анализа*, в процессе которого формируются шумовые показатели на основе анализа требований рынка и определяются целевые показатели по шуму каждой системы самолёта;

б) *этап разработки технического предложения*. На данном этапе необходимо выполнить работы по оценке аэроакустических нагрузок, действующих на фюзеляж, оценить уровни шума в кабине экипажа и пассажирском салоне с учётом выбора маршевой силовой установки, аэродинамической компоновки и конструкции самолёта, а также с учётом вклада основных источников шума в кабине экипажа и по длине салона. На данном этапе разрабатывается предварительный план (содержание работ) в части акустического проектирования пассажирского салона и кабины экипажа самолёта с учётом доминирующих источников шума;

в) *этап эскизного проекта*, в ходе которого в соответствии с ограничениями по шуму систем самолёта и информацией о вкладе основных источников шума выполняют акустическое проектирование отсеков фюзеляжа, дверей, остекления, бортовых систем и систем двигателя самолёта посредством имитационного анализа и проводят верификационные испытания. На этом этапе разрабатывается подробный план работ в части акустического проектирования для конструкции самолёта и систем;

г) *этап технического проекта*, в ходе которого определяют акустические характеристики материалов, применяемых для отделки салона, и проводят необходимые верификационные виброакустические испытания панелей фюзеляжа или секции с облицовкой акустическими материалами и панелями интерьера;

д) *этап изготовления опытного самолёта и проведения лётных испытаний*, который обеспечивает верификацию акустического проектирования пассажирского салона самолёта на базе оценки конструкции и систем самолёта. Для этого проводят лабораторные, наземные и лётные испытания, выполняют оценку соответствия систем самолёта требуемым шумовым показателям и верифицируют акустическую расчётную модель пассажирского салона. Акустическая расчётная модель пассажирского салона может быть использована для дальнейшего улучшения акустических характеристик пассажирского салона.

Заключение

В статье рассмотрены основные положения нового национального стандарта ГОСТ Р 70066-2022 «Авиационная техника. Требования к акустическому проектированию пассажирского салона и кабины экипажа самолётов». Данный стандарт является первым совместно разработанным российско-китайским стандартом в области авиастроения.

В рамках настоящей статьи рассмотрены предпосылки разработки, основные разделы и подразделы стандарта. Подробно описаны критерии и этапы акустического проектирования пассажирского салона и кабины экипажа самолёта.

Запросы авиационной промышленности формируют программу разработки национальных и международных стандартов в области авиастроения. В частности, для закрытия имеющегося пробела в области авиационной акустики в настоящее время разрабатывается новый российско-китайский стандарт «Методы испытаний для определения звукоизоляции конструкции фюзеляжа воздушных судов».

Список использованных источников

1. ГОСТ Р 70066-2022. Авиационная техника. Требования к акустическому проектированию пассажирского салона и кабины экипажа самолетов. – Москва : Российский институт стандартизации, 2022. – 24 с.
2. О первом российско-китайском стандарте // Российский институт стандартизации [сайт]. URL: <https://www.gostinfo.ru/InformationOfStandardization/Details/2801> (дата обращения: 26.12.2023).
3. China National Standards. GB/T 41886-2022. Cabin acoustic design requirements for transport category aircraft. – 2022.
4. Moshkov, P. Analysis of Vibroacoustics of the Superjet 100 Aircraft / P. Moshkov, V. Lavrov // Proceedings of the 2022 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM). – 2022. DOI: 10.1109/DVM55487.2022.9930929
5. Kuznetsov, K. Designing of RRJ-95NEW-100 aircraft with regard to cabin noise requirements / K. Kuznetsov, V. Lavrov, P. Moshkov, V. Rubanovsky // Akustika. – 2021. – vol. 41. – P. 36–41. DOI: 10.36336/akustika20214134
6. Moshkov, P. Contributions of different sources to cabin noise of a Superjet 100 in cruise flight condition / P. Moshkov // AIAA AVIATION Forum 2021. – 2021. – AIAA Paper No. 2021-2272. DOI: 10.2514/6.2021-2272
7. Lavrov, V. Study of the sound field structure in the cockpit of a Superjet 100 / V. Lavrov, P. Moshkov, V. Popov, V. Rubanovskiy // 25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference. – 2019. – AIAA Paper No. 2019-2726. DOI: 10.2514/6.2019-2726
8. Lavrov, V. Analysis of the Sound Field Structure in the Cabin of the RRJ-95NEW-100 Prototype Aircraft / V. Lavrov, P. Moshkov, D. Strelets // Aerospace. – 2023. – Vol. 10, No. 6. – P. 559. DOI: 10.3390/aerospace10060559
9. Голубев, А. Ю. Экспериментальная оценка волновых спектров пристенных пульсаций давления турбулентного пограничного слоя в субконвективной области / А. Ю. Голубев // Акустический журнал. – 2012. – Т. 58, № 4. – С. 434–442.
10. Golubev, A. Wall pressure fluctuations on the surface of sloped forward-facing steps / A. Golubev, S. Kuznetsov // AIAA Journal. – 2020. – Vol. 58, No. 10. – P. 4595–4599. DOI: 10.2514/1.J058685
11. Efimtsov, B. M. Effect of transducer flushness on measured surface pressure fluctuations in flight / B. M. Efimtsov, A. Yu. Golubev, V. B. Kusnetsov, S. A. Rizzi, A. O. Andersson, R. G. Rackle, E. V. Adrianov // 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. – 2005. – AIAA Paper No. 2005-800. DOI: 10.2514/6.2005-800
12. Зверев, А. Я. Механизмы снижения шума в салоне самолета / А. Я. Зверев // Акустический журнал. – 2016. – Т. 62, № 4. – С. 474–479.
13. Зверев, А. Я. Экспериментальное определение акустических и виброакустических характеристик многослойных композитных панелей / А. Я. Зверев, В. В. Черных // Акустический журнал. – 2018. – Т. 64, № 6. – С. 727–736.
14. Зверев, А. Я. Исследования перспективных средств снижения вибраций самолетных конструкций при их акустическом возбуждении / А. Я. Зверев, В. В. Черных // Доклады РАН. Физика, Технические науки. – 2022. – Т. 506, № 1. – С. 128–136.
15. Зверев, А. Я. Сравнительный анализ акустических характеристик композитной и металлической панелей при звуковом и псевдозвуковом возбуждении / А. Я. Зверев // Акустический журнал. – 2023. – Т. 69, № 2. – С. 249–260.

16. Timushev, S. Numerical modeling of sound generation and propagation in blade machines with subsonic flow / S. Timushev, D. Klimenko, A. Aksenov, V. Gavrilyuk, J. Li // Proceedings of the 27th International Congress on Sound and Vibration. – 2021.
17. ГОСТ 20296-2014. Самолеты и вертолеты гражданской авиации. Допустимые уровни шума в салонах и кабинах экипажа и методы измерения шума. – Москва : Стандартиформ, 2014. – 12 с.
18. Lee, H. P. Assessment of in-cabin noise of wide-body aircrafts / H. P. Lee, S. Kumar, S. Garg, K. M. Lim // Appl Acoust. – 2022. – Vol. 194, No. 108809. DOI: 10.1016/j.apacoust.2022.108809
19. Zevitas, C. D. Assessment of noise in the airplane cabin environment / C. D. Zevitas, J. D. Spengler, B. Jones, E. McNeely, B. Coull, X. Cao, S. M. Loo, A. K. Hard, J. G. Allen // Journal of Exposure Science & Environmental Epidemiology. – 2018. – Vol. 28. – P. 568–578. DOI: 10.1038/s41370-018-0027-z
20. Kuznetsov, V. M. Noise control problems of passenger airplanes (a review) / V. M. Kuznetsov // Acoustical Physics. – 2003. – Vol. 49, No. 3. – P. 241-262. DOI: 10.1134/1.1574351
21. Moshkov, P. A. Problems of a Supersonic Business Aircraft Design with Regard to Cabin Noise Requirements / P. A. Moshkov, D. Y. Strelets // Recent Developments in High-Speed Transport. Springer Aerospace Technology. – 2023. – P. 151–170. DOI: 10.1007/978-981-19-9010-6_14
22. ГОСТ Р 58849-2020. Авиационная техника гражданского назначения. Порядок создания. Основные положения. – Москва : Стандартиформ, 2020. – 61 с.
23. China Aviation Industry Standards. HB 8525-2017. Civil Aircraft Development Procedures. – 2017.
24. Нормы летной годности самолетов транспортной категории НЛГ-25. – 2022. – 379 с.

On the development of the first russian-chinese standard in the field of aircraft manufacturing GOST R 70066-2022 «Aircraft equipment. Requirements for aircraft acoustic design of passenger salon and crew cockpit»

P. A. Moshkov | Candidate of Science (Engineering), Leading Engineer;
NTsMU «Sverkhzvuk»;
Moscow Aviation Institute (National Research University), Moscow,
Russian Federation;
moshkov89@bk.ru

The new national standard in the field of aircraft engineering GOST R 70066-2022 "Aircraft equipment. Requirements for aircraft acoustic design of passenger salon and crew cockpit" is reviewed. This standard was the first jointly developed by experts from Russia and China and approved as national standards in the Russia and China (GB/T 41886-2022). The standard establishes general technical requirements for the acoustic design of the passenger cabin and crew cockpit, as well as requirements for verification of the acoustic design process of passenger cabin and cockpit of transport aircrafts.

Keywords: cabin noise; community noise; sound absorption; sound-absorbing structures; GOST R 70066-2022

Citation: Moshkov, P. A. (2024), "On the development of the first russian-chinese standard in the field of aircraft manufacturing GOST R 70066-2022 «Aircraft equipment. Requirements for aircraft acoustic design of passenger salon and crew cockpit»", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 2, pp. 27-34. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-27-34. (In Russian; abstract in English).

References

1. Russian Institute of Standardization (2022). *GOST R 70066-2022. Aircraft equipment. Requirements for aircraft acoustic design of passenger salon and crew cockpit*, Moscow. (In Russian).
2. Russian Standardization Institute, *O pervom rossiysko-kitayskom standarte* [About the first Russian-Chinese standard]. URL: <https://www.gostinfo.ru/InformationOfStandardization/Details/2801> (Accessed 26 December 2023).
3. China National Standards (2022), GB/T 41886-2022. *Cabin acoustic design requirements for transport category aircraft*.
4. Moshkov, P. and Lavrov, V. (2022), "Analysis of Vibroacoustics of the Superjet 100 Aircraft", *Proceedings of the 2022 International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (DVM)*. DOI: 10.1109/DVM55487.2022.9930929
5. Kuznetsov, K., Lavrov, V., Moshkov, P. and Rubanovsky, V. (2021), "Designing of RRJ-95NEW-100 aircraft with regard to cabin noise requirements", *Akustika*, vol. 41, pp. 36–41. DOI: 10.36336/akustika20214134
6. Moshkov, P. (2021), "Contributions of different sources to cabin noise of a Superjet 100 in cruise flight condition", *AIAA AVIATION Forum 2021*, AIAA Paper No. 2021-2272. DOI: 10.2514/6.2021-2272
7. Lavrov, V., Moshkov, P., Popov, V. and Rubanovskiy, V. (2019), "Study of the sound field structure in the cockpit of a Superjet 100", *25th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, AIAA Paper No. 2019-2726. DOI: 10.2514/6.2019-2726
8. Lavrov, V., Moshkov, P. and Strelets, D. (2023), "Analysis of the Sound Field Structure in the Cabin of the RRJ-95NEW-100 Prototype Aircraft", *Aerospace*, vol. 10, no. 6, pp. 559. DOI: 10.3390/aerospace10060559
9. Golubev, A. Yu. (2012), "Experimental estimate of wave spectra of wall pressure fluctuations of the turbulent boundary layer in the subconvective region", *Acoustical Physics*, vol. 58, no. 4, pp. 396-403. DOI: 10.1134/S1063771012040070
10. Golubev, A. and Kuznetsov, S. (2020), "Wall pressure fluctuations on the surface of sloped forward-facing steps", *AIAA Journal*, vol. 58, no. 10, pp. 4595-4599. DOI: 10.2514/1.J058685
11. Efimtsov, B. M., Golubev, A. Yu., Kusnetsov, V. B., Rizzi, S. A., Andersson, A. O., Rackle, R. G. and Adrianov, E. V. (2005), "Effect of transducer flushness on measured surface pressure fluctuations in flight", *43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. 2005*, AIAA Paper No. 2005-800. DOI: 10.2514/6.2005-800

12. Zverev, A. Y. (2016), "Noise control mechanisms of inside aircraft", *Acoustical Physics*, vol. 62, no. 4, pp. 478-482. DOI: 10.1134/S1063771016040187
13. Zverev, A. Y. and Chernyh, V. V. (2018), "Experimental determination of acoustic and vibroacoustic characteristics of multilayer composite panels", *Acoustical Physics*, vol. 64, no. 6, pp. 750-759. DOI: 10.1134/S1063771018060143
14. Zverev, A. Y. and Chernyh, V. V. (2022), "Promising Methods for Reducing the Vibrations of Aircraft Structures under Acoustic Excitation", *Doklady Physics*, vol. 67, no. 9, pp. 369-376. DOI: 10.1134/S1028335822090154
15. Zverev, A. Y. (2023), "Comparative Analysis of the Acoustic Characteristics of Composite and Metal Panels Under Sound and Pseudosound Excitation", *Acoustical Physics*, vol. 69, no. 2, pp. 259-269. DOI: 10.1134/S1063771023700574
16. Timushev, S., Klimenko, D., Aksenov, A., Gavrilyuk, V. and Li, J. (2021), "Numerical modeling of sound generation and propagation in blade machines with subsonic flow", *Proceedings of the 27th International Congress on Sound and Vibration*.
17. Standartinform (2014), *GOST 20296-2014. Aircraft and helicopter of civil aviation. Acceptable noise levels in flight decks and in salons and methods of noise measurement*, Standartinform, Moscow. (In Russian).
18. Lee, H. P., Kumar, S., Garg, S. and Lim, K. M. (2022), "Assessment of in-cabin noise of wide-body aircrafts", *Appl Acoust*, vol. 194, no. 108809. DOI: 10.1016/j.apacoust.2022.108809
19. Zevitas, C. D., Spengler, J. D., Jones, B., McNeely, E., Coull, B., Cao, X., Loo, S. M., Hard, A. K. and Allen, J. G. (2018), "Assessment of noise in the airplane cabin environment", *Journal of Exposure Science & Environmental Epidemiology*, vol. 28, pp. 568-578. DOI: 10.1038/s41370-018-0027-z
20. Kuznetsov, V. M. (2003), "Noise control problems of passenger airplanes (a review)", *Acoustical Physics*, vol. 49, no. 3, pp. 241-262. DOI: 10.1134/1.1574351
21. Moshkov, P. A., Strelets, D. Y. (2023), "Problems of a Supersonic Business Aircraft Design with Regard to Cabin Noise Requirements", *Recent Developments in High-Speed Transport. Springer Aerospace Technology*, pp. 151-170. DOI: 10.1007/978-981-19-9010-6_14
22. Standartinform (2020), *GOST R 58849-2020. Civil aircraft. Development procedures. General provisions*, Moscow. (In Russian).
23. China Aviation Industry Standards (2017), *HB 8525-2017. Civil Aircraft Development Procedures*.
24. CS-25 (2022). Certification Specifications and Acceptable Means of Compliance for Large Aeroplanes.



Влияние геометрических характеристик на циклическую долговечность роторных основных деталей горячей части авиационного двигателя. Валидация с использованием результатов ЛЮМ контроля

П. А. Селищев | инженер-конструктор II категории;
ПАО «ОДК-Кузнецов», г. Самара;
pa.selischev@uec-kuznetsov.ru

А. Д. Зеленкевич | инженер-конструктор III категории;
ПАО «ОДК-Кузнецов», г. Самара;
ad.zelenkevich@uec-kuznetsov.ru

Проведено исследование влияния некоторых геометрических характеристик на такие параметры, как положение опасных точек, определяющих циклическую долговечность детали, и величины циклической долговечности в этих точках. По итогам проведённой валидации с использованием результатов неразрушающего контроля и фрактографических исследований вскрытых трещин основной детали с эксплуатационными дефектами установлена адекватность – степень соответствия результатам исследований – используемых расчётных моделей для определения циклической долговечности. Работы выполнены в рамках задачи определения ресурсных показателей основной детали с учётом наличия начального дефекта.

Ключевые слова: основная деталь; малоцикловая усталость; трещина отрыва; типовой полётный цикл; ресурсные показатели; первые главные напряжения; концентратор напряжений; неразрушающий контроль

Цитирование: Селищев, П. А., Зеленкевич, А. Д. Влияние геометрических характеристик на циклическую долговечность роторных основных деталей горячей части авиационного двигателя. Валидация с использованием результатов ЛЮМ контроля / П. А. Селищев, А. Д. Зеленкевич // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №2. – С. 35–48. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-35-48

Введение

Роторные детали горячей части авиационного двигателя – детали, которые подвергаются действию выходящего из камеры сгорания потока газа [1] – испытывают большие механические нагрузки в сочетании с высокими уровнями и градиентами температур. Как правило, такие детали входят в перечень основных деталей (ОД) двигателя, отказы которых могут привести к возникновению аварийной или катастрофической ситуации воздушных судов [2]. Важно отметить, что ОД подразделяются на 2 категории: детали, ресурс которым устанавливается в циклах (основным повреждением для таких деталей является малоцикловая усталость (МЦУ)), и детали, ресурс которым в циклах не устанавливается (детали с преобладанием других видов повреждения) [1]. В настоящей статье представлены результаты исследования ОД, относящейся к первой категории, а именно – результаты исследования циклической долговечности (МЦУ) дефлектора диска первой ступени турбины высокого давления (ТВД). Данное исследование является начальным этапом выполнения работ по определению ре-

сурсных показателей дефлектора с использованием концепции безопасного развития дефекта (КБРД) [2].

1 Предмет исследования, цель работы и методология, используемая для её выполнения

В качестве предмета исследования выбран передний дефлектор рабочего колеса ТВД одного из реальных двигателей (рисунок 1, *a*).

При исследовании дефлектора с эксплуатационной наработкой в пределах назначенного ресурса в галтели перехода посадочного диаметра во фланец при капиллярном контроле были обнаружены глубокие и достаточно протяжённые дефекты – трещины. Соответственно, согласно Нормам прочности [2] для подтверждения установленных ресурсных показателей детали требуется определение её циклической долговечности с учётом начального дефекта типа «трещина», что подразумевает использование КБРД [2].

По результатам фрактографических исследований вскрытых дефектов установлено, что их зарождение в зоне концентратора напряжений, объединение и рост протекали в условиях МЦУ [3, 4].

Соответственно, одним из начальных этапов вычисления ресурсных показателей по КБРД является расчётное определение зон с минимальной циклической долговечностью (далее, опасных зон) для последующего моделирования в них трещин.

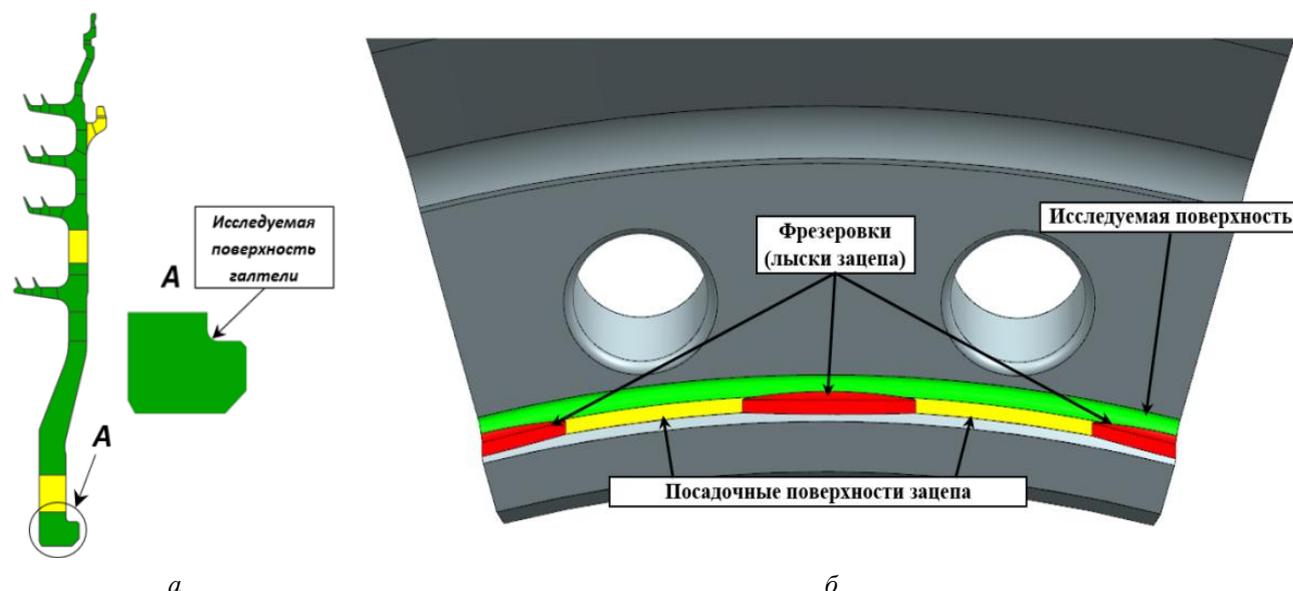


Рисунок 1 – Плоская геометрическая модель (*a*) и 30°-й сектор (*б*) дефлектора диска ТВД

Достоверное определение опасных зон в ОД обеспечивается, в первую очередь, выбором для расчётной модели наиболее приближенных к реальным условиям эксплуатации конструкции граничных условий и наиболее «неблагоприятной» (из поля допусков) геометрии.

Цель настоящей работы – определение влияния геометрических характеристик на величины циклической долговечности (МЦУ) в опасных зонах и на местоположение этих зон при неизменных граничных условиях. В качестве варьируемых геометрических характеристик, максимально влияющих на процесс малоциклового усталости, использованы: изменение размера исследуемой поверхности (радиуса галтели) и изменение величины зазора между дефлектором и диском в зоне нижнего зацепа (рисунок 2).

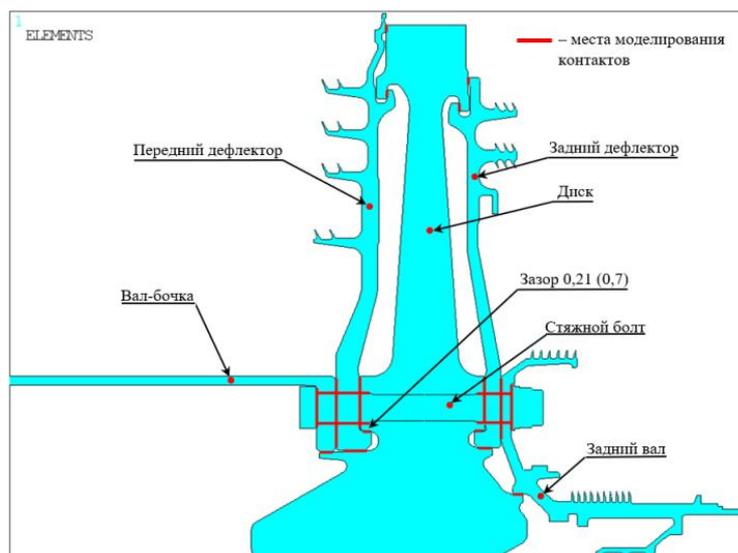


Рисунок 2 – Ротор ТВД в сборе с отображением мест стыков деталей, в которых моделировались контакты на этапе формирования расчётной модели

В таблице 1 представлены значения варьируемых геометрических характеристик, используемые на этапе формирования геометрических и расчётных моделей для определения циклической долговечности дефлектора по результатам расчётов методом конечных элементов (МКЭ), с указанием необходимых примечаний.

Таблица 1 – Значения варьируемых геометрических факторов

Варьируемый параметр	Размер галтели, мм	Величина зазора на \emptyset , мм
Начальное значение	R1,5	0,21
Конечное значение	R1,3	0,7
Примечание	R1,5 – размер галтели дефлектора, на котором были обнаружены усталостные трещины R1,3 – минимально допустимый по чертежу размер галтели	0,21 – минимально допустимое значение по сборочному чертежу 0,7 – максимально допустимое значение после наработки в эксплуатации

Проверка достоверности расчётов с использованием МКЭ по определению местоположений опасных зон на исследуемой поверхности обеспечивается валидацией. Валидация заключается в сравнении местоположений опасных зон, определённых по результатам анализа напряжённо-деформированного состояния (НДС) детали с использованием МКЭ и по результатам ЛЮМ контроля дефлектора [5]. Результаты капиллярного (ЛЮМ) контроля, используемые в настоящей работе, представляют собой отображение штриховых свечений люминофора на исследуемой поверхности (рисунок 3), указывающих на имеющиеся поверхностные несплошности материала в виде усталостных (как установлено по результатам фактографических исследований) трещин. Стоит отметить, что центры штриховых свечений (рисунок 3) находятся на исследуемой поверхности в окрестностях мест перехода от посадочных поверхностей к лыскам зацепа, указанным на рисунке 1. Такое конструктивное решение, как введение лысок, принято с целью обеспечения более равномерной нагрузки на опорный бурт.

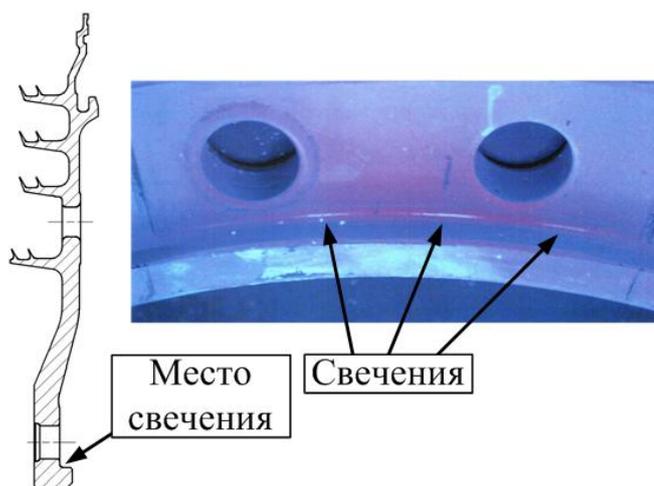


Рисунок 3 – Штриховые свечения, выявленные при ЛЮМ контроле дефлектора на исследуемой поверхности

Поскольку в настоящей работе проводится анализ влияния геометрических факторов на параметры циклической долговечности дефлектора, то приводить методику определения ресурсных показателей дефлектора по КБРТ в полном объёме не целесообразно. Вместо этого на рисунке 4 схематично представлен порядок действий до этапа определения местоположений моделирования трещин включительно.

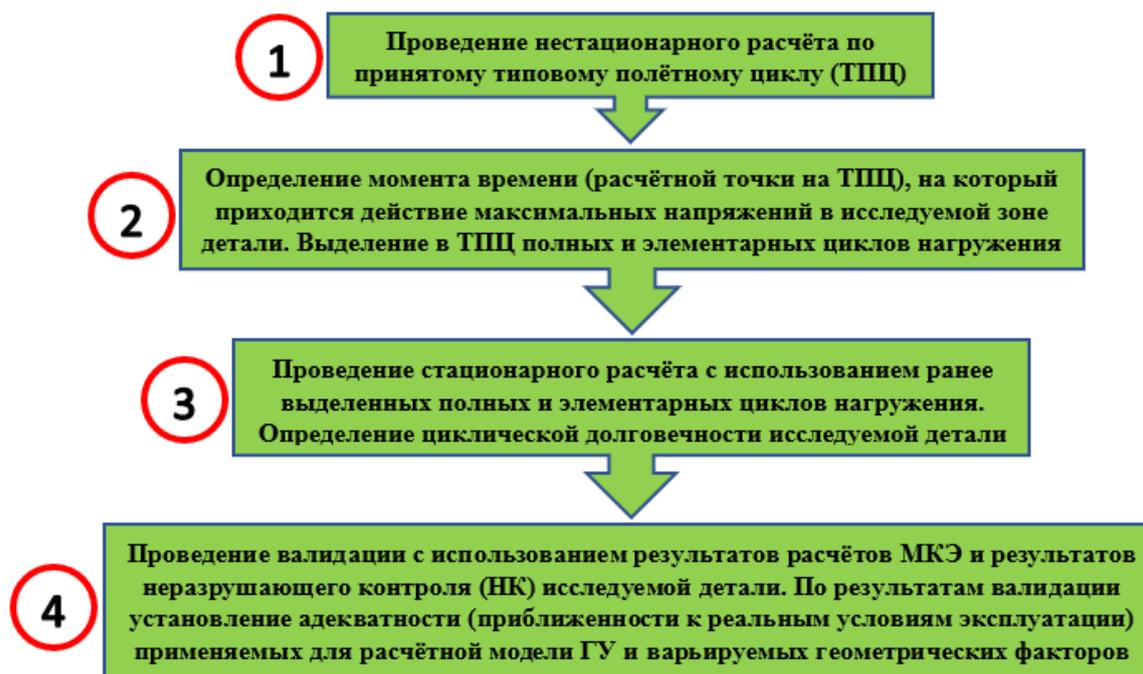


Рисунок 4 – Поэтапное представление проведённых работ

Для наглядного представления выполненных исследований в следующих разделах приведены результаты каждого этапа работ.

2 Результаты нестационарного расчёта ротора ТВД. Определение расчётной точки на принятом типовом полётном цикле и выделение полного и элементарного циклов нагружения

Для учёта влияния соседних деталей дефлектор моделировался в составе ротора ТВД (рисунок 2). На данном этапе работ с целью сокращения времени расчётов и затрачиваемых

ресурсов без потери в достоверности результатов определения НДС в исследуемой зоне расчёт проведён в двумерной постановке с использованием осесимметричных элементов.

В областях, не удовлетворяющих условию осевой симметрии (отверстия, байonetные соединения и прочие элементы конструкции, соответствующие условию циклической симметрии), использованы плоские элементы с заданием толщины.

С учётом значительного вклада в общую напряжённость термомеханических напряжений, связанных с высокими градиентами температур в детали, анализ теплового состояния модели выполнялся в нестационарной постановке в соответствии с принятыми Типовыми полётными циклами (ТПЦ) [6]. ТПЦ, используемые в расчётах, представлены на рисунках 5 и 6 в двух наиболее часто реализующихся вариантах эксплуатационного нагружения. При этом ТПЦ-2 отличается от ТПЦ-1 только тем, что после приземления без останова двигателя выполняется второй взлёт объекта с выходом двигателя на максимальный режим.

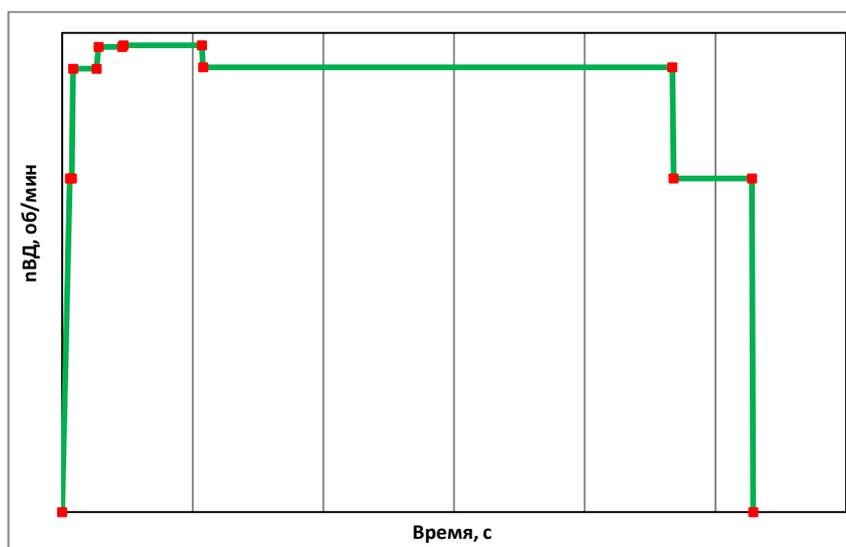


Рисунок 5 – Типовой полётный цикл ТПЦ-1

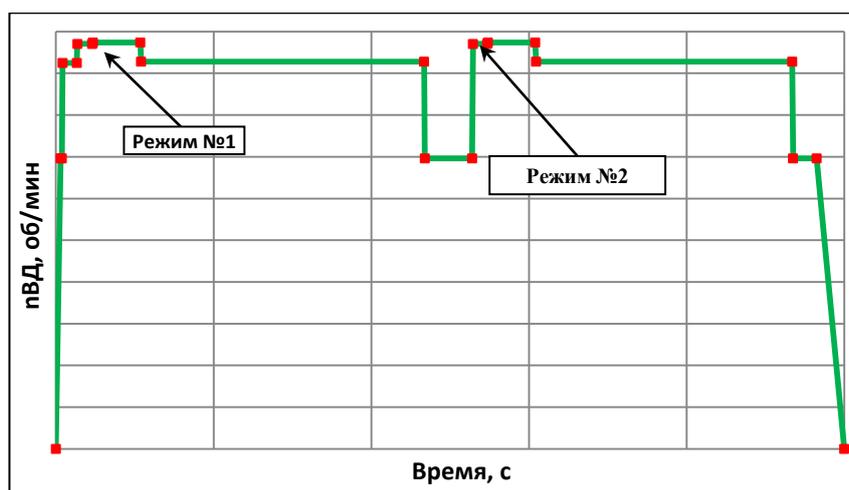


Рисунок 6 – Типовой полётный цикл ТПЦ-2

Таким образом, в ТПЦ-1 реализуется только «полный цикл» (холодный двигатель – максимальный режим – останов и остывание двигателя), в ТПЦ-2 – «полный цикл» и дополнительно, в дальнейшем обозначаемый как «элементарный», цикл малый газ – максимальный режим – малый газ.

Расчёт НДС не учитывает механические динамические эффекты и проводится в стационарной постановке для полученного в нестационарном анализе теплового состояния и механических нагрузок каждого момента времени по ТПЦ-2 (в схеме на рисунке 4 для простоты обозначен как нестационарный расчёт, проводимый на первом этапе работы).

Механические нагрузки заданы в виде приложенной на периферии модели диска распределённой нагрузки, имитирующей центробежную силу лопаточного венца, и частоты вращения модели. Анализ НДС выполнен в упругопластической постановке с использованием гипотезы текучести фон Мизеса и мультилинейной термозависимой кинематической модели упрочнения материалов конструкции. С учётом особенностей работы кинематической модели упрочнения для стабилизации цикла изменения НДС в расчёте использовано сразу несколько ТПЦ-2. Задана именно кинематическая модель упрочнения, поскольку при циклическом нагружении металлов поверхность текучести имеет сдвиг, который и моделируется данным типом упрочнения. Для кинематического упрочнения поверхность текучести описывается следующей функцией [7, 8]:

$$f(\sigma - \alpha, \xi) = 0, \quad (1)$$

где σ – напряжение; α – тензор напряжений при разгрузке; ξ – набор зависящих от истории нагружения скалярных и тензорных внутренних переменных материала.

По результатам выполненных расчётов с использованием МКЭ получены графики изменения максимальных значений первых главных напряжений $S1$ и температуры T в течение ТПЦ-2 в контрольном узле галтели двух расчётных моделей дефлектора, отличающихся её радиусом (таблица 1). Графики, приведённые на рисунке 7, соответствуют установившемуся циклу деформирования.

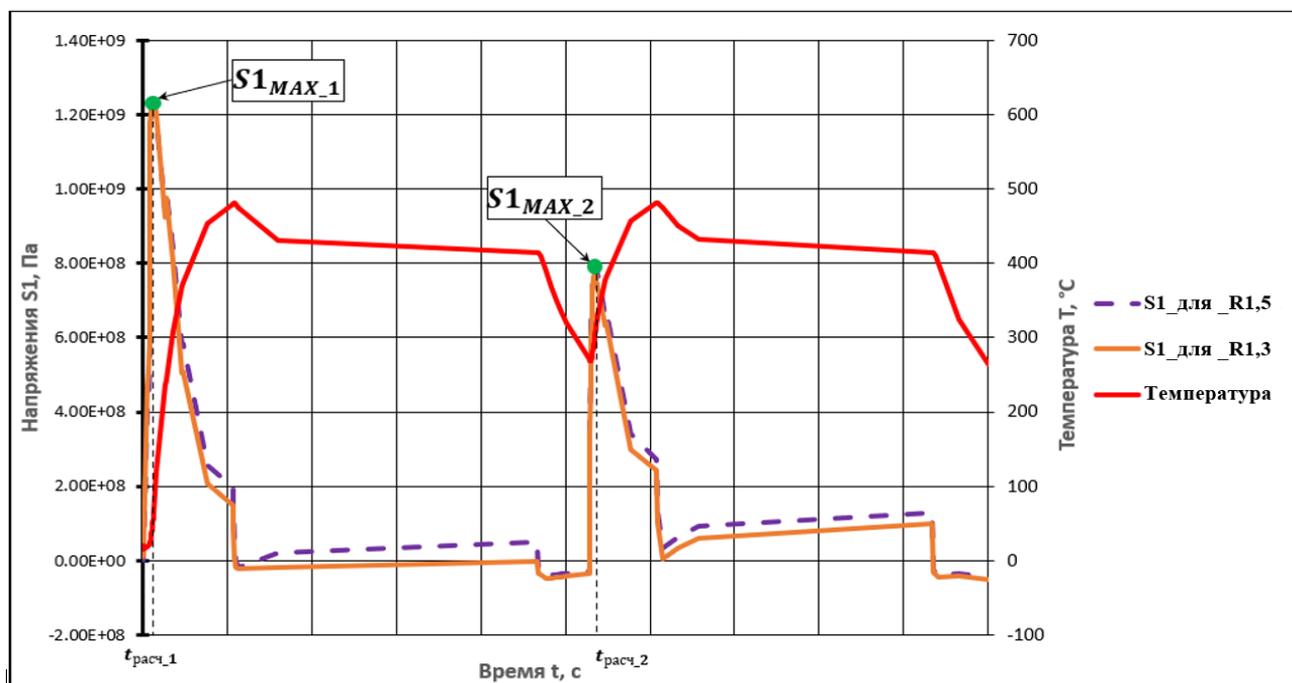


Рисунок 7 – Изменение первых главных напряжений $S1$ и температуры T на исследуемой поверхности дефлектора диска в течение ТПЦ-2, представленное для расчётных моделей с размерами галтели R1,5 и R1,3

Аналізу подлежат уровень первых главных напряжений $S1$ и направление главной площадки, поскольку на следующих этапах работы в рамках определения ресурсных показателей дефлектора по КБРТ запланировано проведение моделирования трещины отрыва, раз-

вивающейся преимущественно под действием $S1$. Последующее определение ресурсных показателей дефлектора по КБРТ выполнено с использованием методики [9], применимой к трещинам отрыва. Важно отметить, что критерий максимальных растягивающих напряжений является одним из самых популярных из-за своей простоты и удовлетворительного совпадения с экспериментальными данными.

Как следует из рисунка 7, моменты достижения первыми главными напряжениями $S1$ максимумов $S1_{MAX_1}$ и $S1_{MAX_2}$ в двух расчётных моделях приходятся на $t_{расч_1}$ и $t_{расч_2}$ (расчётные точки на ТПЦ-2) соответственно, то есть на режимы №1 и №2, указанные на рисунке 6. Таким образом установлено, что изменение такой геометрической характеристики, как размер галтели (концентратора напряжений), практически не оказывает влияния на положения расчётных точек на принятом ТПЦ. То же утверждение справедливо и для второй рассматриваемой в данной работе геометрической характеристики – величины зазора между двумя деталями, контактирующими в непосредственной близости от исследуемой зоны концентрации напряжений.

Результат выделения в ТПЦ-2 полного и элементарного циклов нагружения представлен на рисунке 8.

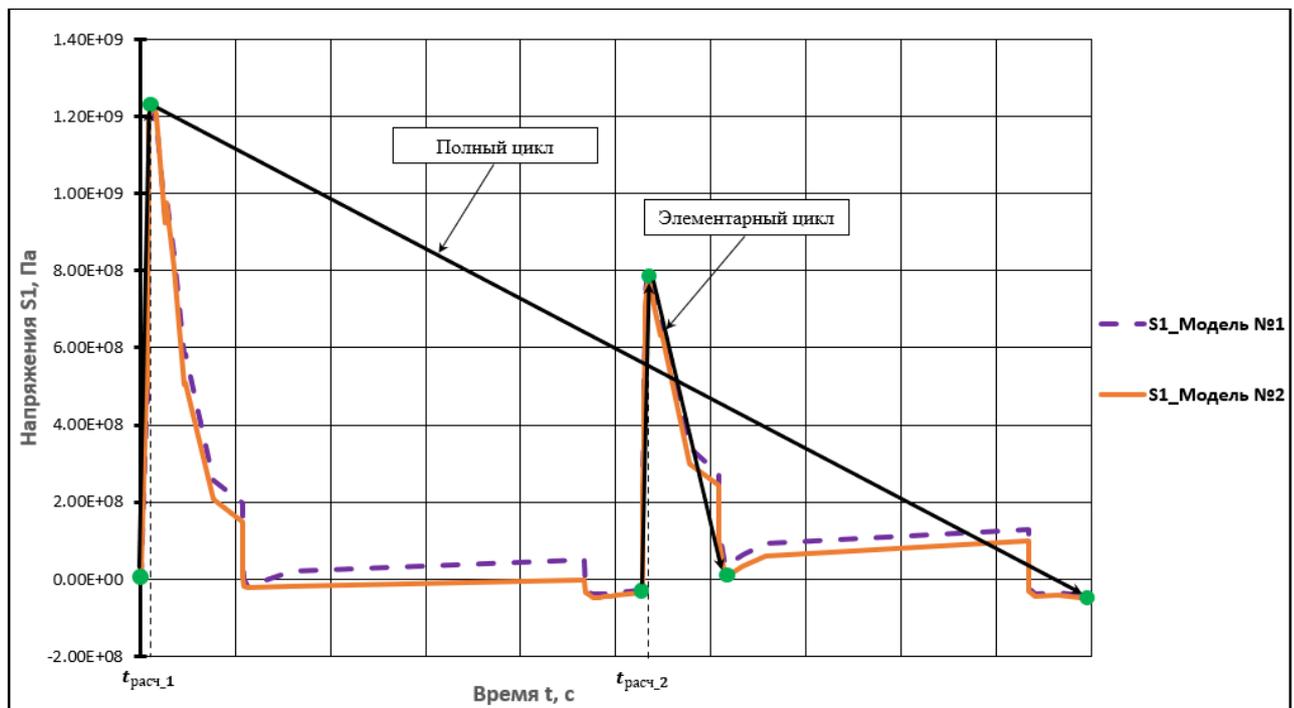


Рисунок 8 – Полный и элементарный циклы нагружения в ТПЦ-2 для исследуемой поверхности (зоны концентрации напряжений)

По результатам ранее проведённых расчётных работ установлено, что величина повреждаемости критической зоны дефлектора диска в полном цикле нагружения более чем на два порядка превышает повреждаемость в элементарном цикле. По этой причине при определении циклической долговечности дефлектора принято решение использовать только полный цикл нагружения.

Величина повреждения определяется исходя из эмпирических или физических представлений временного, деформационного, энергетического или иного типа. Повреждение, вносимое малоцикловой нагрузкой P_z , определяется следующим образом [3]:

$$N_z = \sum_{j=1}^J \frac{z_j}{Z_{pj}}, \quad (2)$$

где z_j – количество циклов малоциклового нагружения j -го вида; Z_{pj} – количество циклов малоциклового нагружения j -го вида до разрушения.

3 Определение циклической долговечности дефлектора в зоне концентрации напряжений

Определение местоположений опасных зон на исследуемой поверхности дефлектора с целью проведения дальнейшей валидации и моделирования полуэллиптической трещины отрыва проведено по результатам расчётов дефлектора в составе ротора ТВД в 3D-постановке. Переход от плоской постановки к объёмной обусловлен наличием крепёжных отверстий во фланце и особенностями конструкции нижнего зацепа дефлектора диска (наличие лысок на контактной поверхности зацепа), которые естественно приводят к отличию НДС от осесимметричного. 3D-модель сборки ротора ТВД в виде сектора в 30° представлена на рисунке 9. По границам сектора задано условие циклической симметрии в виде уравнений связи.

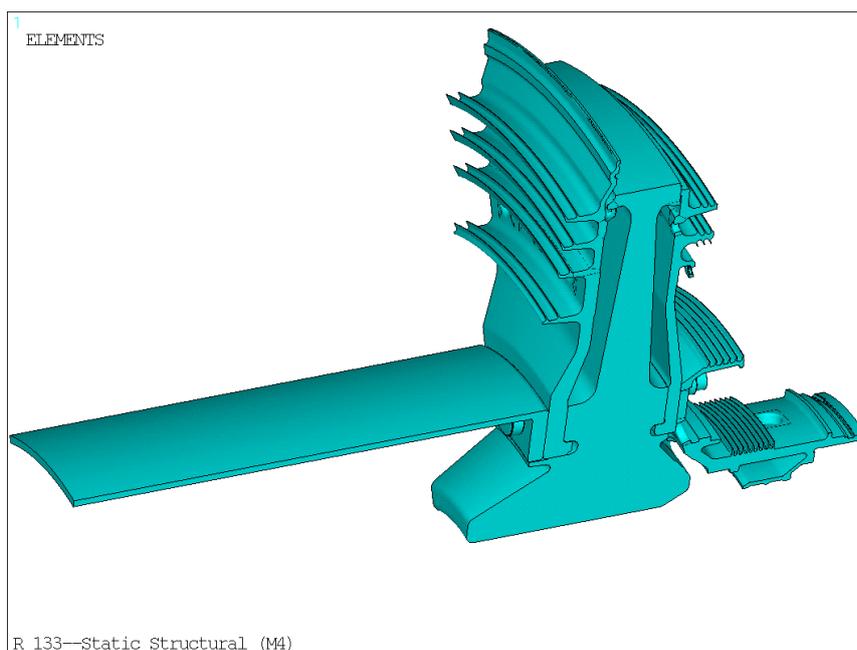


Рисунок 9 – 3D-модель сборки ротора ТВД

В расчётах использовано несколько выделенных на предыдущем этапе работ полных циклов с целью получения стабильного цикла деформирования. Модели материалов аналогичны ранее заданным для плоской модели сборки ротора ТВД.

Результаты расчётов нескольких моделей дефлектора, отличающихся значениями варьируемых геометрических характеристик (см. таблицу 1), в виде распределения первых и третьих главных напряжений $S1$ и $S3$ в моменты нагрузки и разгрузки соответственно на исследуемой поверхности дефлектора представлены на рисунке 10.

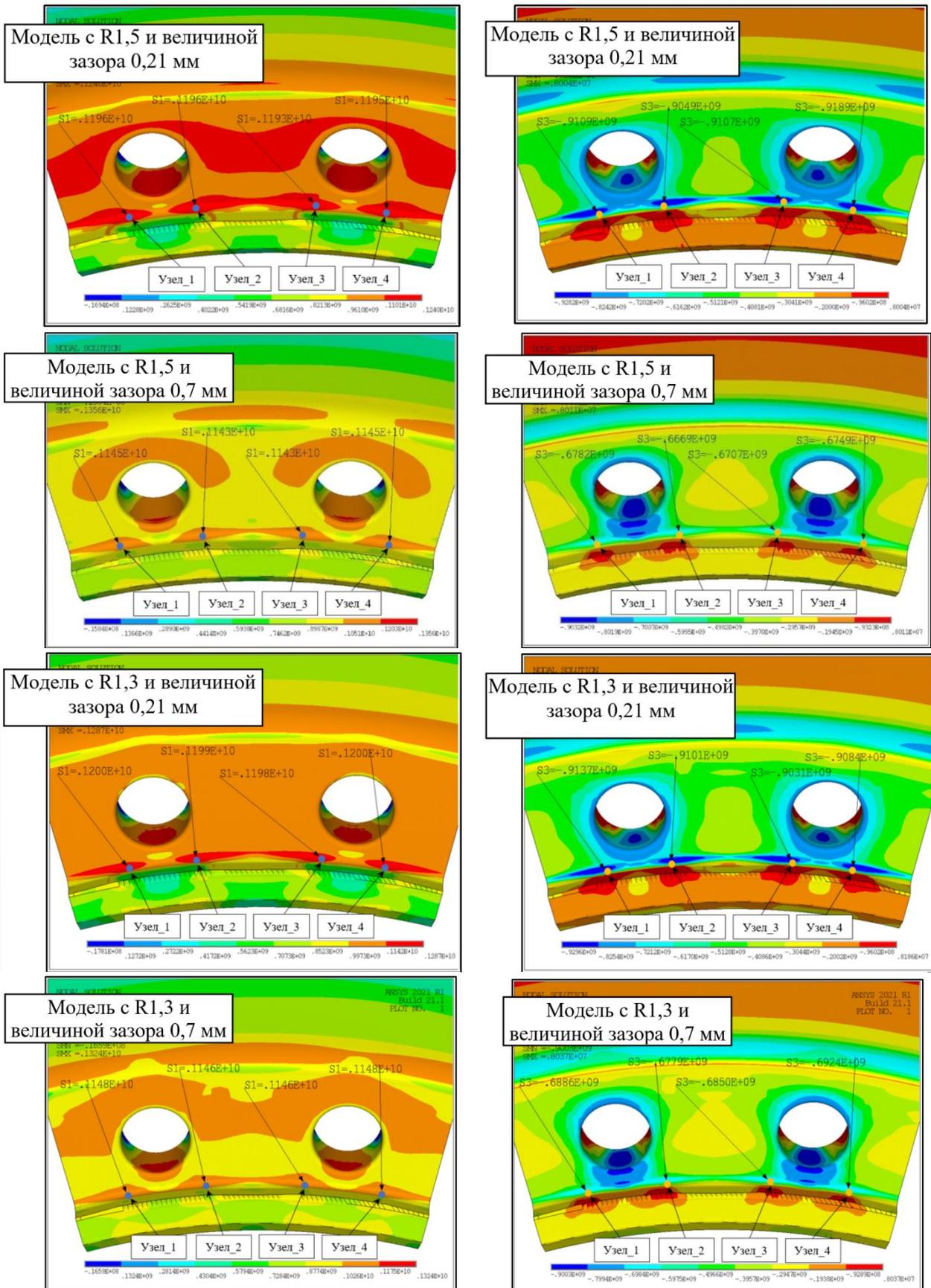


Рисунок 10 – Распределения первых главных напряжений S1 при нагружении (рисунки с левой стороны) и третьих главных напряжений S3 при разгрузке (рисунки с правой стороны) в зоне обнаружения трещин, Па

На рисунке 10 на исследуемой поверхности дефлектора указаны опасные точки (Узлы_1-4), в которых значения первых главных напряжений $S1$ в момент нагружения максимальны. Из представленных распределений напряжений можно сделать следующие выводы:

1. Местоположения критических по напряжённости узлов на поверхности галтели дефлектора соответствуют местоположениям эксплуатационных дефектов – центрам штриховых свечений (рисунок 3) в окрестностях мест перехода от посадочных поверхностей к лыскам зацепа.

2. Существенное влияние на изменение НДС дефлектора оказывает величина зазора между диском и дефлектором в нижнем зацепе. С увеличением зазора зона максимальных пластических деформаций и максимального размаха интенсивностей напряжений и деформаций перемещается из зацепа в отверстие фланца.

3. Изменение радиуса галтели (при постоянном значении величины зазора) – концентратора напряжений – в пределах допуска (15%) не оказывает существенного влияния как на местоположения опасных зон на исследуемой поверхности, так и на абсолютные значения напряжений и деформаций в опасных точках.

По итогам вычислений тензоров напряжений и деформаций определена циклическая долговечность дефлектора с использованием модифицированного уравнения Коффина-Мэнсона (3) [2, 10, 11]:

$$\Delta\varepsilon_i = \left[\ln \frac{1}{1 - \Psi(t, T)} \right]^{0,6} N^{-0,6} + \frac{3,5[\sigma_{дл}(t, T) - \sigma_m]}{E(T)} N^{-0,12}, \quad (3)$$

где N – циклическая долговечность; $\Delta\varepsilon_i$ – интенсивность размахов деформаций в опасной точке детали; σ_m – среднее напряжение цикла; $E(T)$ – модуль упругости при максимальной температуре цикла в рассчитываемой точке детали; $\sigma_{дл}(t, T)$ – предел длительной прочности, соответствующий максимальной температуре и времени действия расчётного режима; $\Psi(t, T)$ – коэффициент поперечного сужения материала, соответствующий максимальной температуре и зависящий от длительности нагружения t и максимальной температуры цикла T .

Для определения средних напряжений σ_m используется следующее правило [2]: если $\sigma_i^{load} > \sigma_i^{unload}$, то за среднее напряжение принимается величина $\sigma_m = \sigma_i^{load} - \Delta\sigma_i/2$, в противном случае – $\sigma_m = \sigma_i^{unload} - \Delta\sigma_i/2$, при этом:

$$\sigma_i^{load} = \frac{\sigma_x^{load} + \sigma_y^{load} + \sigma_z^{load}}{3}, \quad (4)$$

$$\sigma_i^{unload} = \frac{\sigma_x^{unload} + \sigma_y^{unload} + \sigma_z^{unload}}{3}, \quad (5)$$

$$\Delta\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\Delta\sigma_{11} - \Delta\sigma_{22})^2 + (\Delta\sigma_{22} - \Delta\sigma_{33})^2 + (\Delta\sigma_{33} - \Delta\sigma_{11})^2 + 6(\Delta\sigma_{12}^2 + \Delta\sigma_{23}^2 + \Delta\sigma_{31}^2)}, \quad (6)$$

где σ_x^{load} , σ_y^{load} , σ_z^{load} и σ_x^{unload} , σ_y^{unload} , σ_z^{unload} – компоненты напряжений в подциклах нагрузки и разгрузки соответственно; $\Delta\sigma_i$ – интенсивность размахов напряжений в i -й расчётной точке; $\Delta\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^{load} - \sigma_{ij}^{unload}$ – размах напряжений в цикле нагружения.

Результаты определения циклической долговечности дефлектора представлены на рисунке 11.

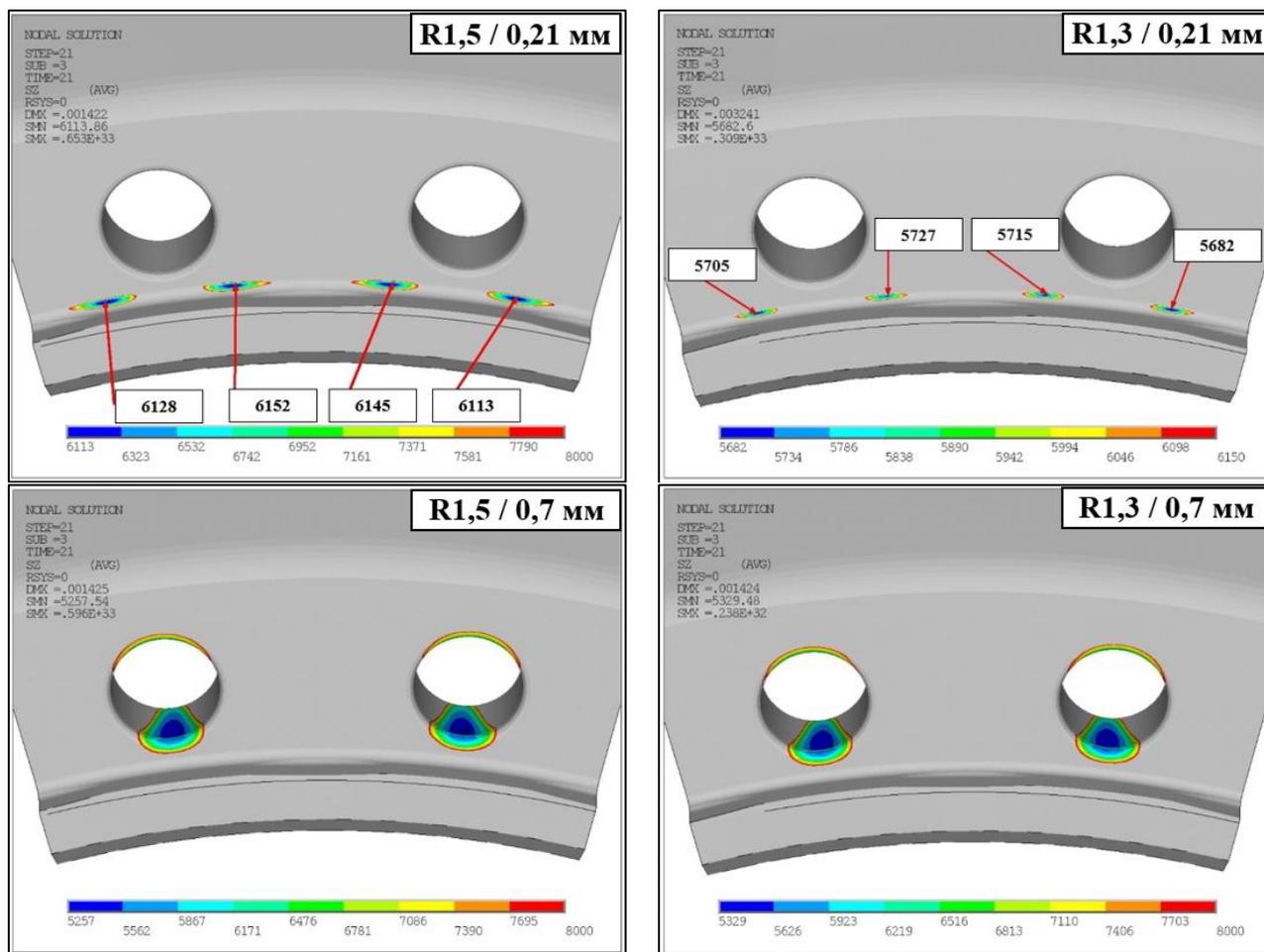


Рисунок 11 – Зоны минимальной циклической долговечности (опасные зоны) дефлектора диска ТВД, определённые для расчётных моделей с различными значениями варьируемых геометрических характеристик

На рисунке 11 приведены значения циклической долговечности (в циклах) в опасных точках, лежащих на исследуемой поверхности дефлектора. Анализ полученных данных представлен в следующем разделе.

4 Валидация. Анализ адекватности используемых геометрических характеристик

При проведении валидации в качестве расчётных данных использованы результаты определения циклической долговечности дефлектора, представленные на рисунке 11, для расчётных моделей, отличающихся значениями варьируемых геометрических характеристик (см. таблицу 1) при неизменных граничных условиях. В качестве экспериментальных данных использованы результаты капиллярного (ЛЮМ) контроля дефектного дефлектора с наработкой в эксплуатации с ярко выраженными штриховыми свечениями (рисунок 3). По результатам валидации – сравнения местоположений опасных зон на расчётных моделях и штриховых свечений на дефлекторе с наработкой – установлено следующее:

1. Расчётное моделирование адекватно определяет зону образования реальных эксплуатационных трещин МЦУ при зазоре по нижнему контакту, минимально допустимому по чертежу, соответственно, для последующего анализа скорости роста трещины при расчётах долговечности по КБРД следует задавать зазор на минимальном по допускам уровне.

2. Влияние изменения радиуса галтели в пределах допуска на положение зоны образования трещины незначительно, а с учётом большего размаха деформаций и напряжений (и

меньшей расчётной долговечности до появления трещины МЦУ) при меньшем радиусе для анализа скорости роста трещины при расчётах долговечности по КБРД в запас следует задавать минимальный в поле допусков радиус галтели.

3. Расчётная долговечность до появления трещины МЦУ в галтели зацепа дефлектора значительно превышает число циклов, отработанное дефектным дефлектором, что говорит о наличии технологического повреждения поверхности галтели и, соответственно, существенном снижении сопротивления МЦУ материала в зоне зацепа. В то же время влияние поверхностного технологического повреждения не должно сказаться на процессе роста трещины и нет смысла его учёта при анализе долговечности по КБРД.

4. Положение расчётных точек с максимальными размахами напряжений и деформаций в ТПЦ от изменения радиуса галтели и нижней посадки дефлектора не зависит.

Заключение

На основе промежуточных результатов выполненных работ в рамках определения ресурсных показателей роторной ОД горячей части авиационного двигателя по КБРТ и результатов неразрушающего контроля установлено влияние некоторых геометрических характеристик на параметры циклической долговечности.

Принято решение в дальнейших расчётах по определению скорости роста трещины в запас использовать геометрическую модель дефлектора с минимальным размером галтели в поле допуска (дополнительно необходимо использовать модель с размером галтели, соответствующим замеренному на дефектном дефлекторе). Что касается величины зазора по нижнему контакту, то для достоверного определения скорости роста трещины необходимо использовать величину зазора на минимальном по допускам уровне.

Список использованных источников

1. Положение об установлении и увеличении ресурсов и сроков службы газотурбинных двигателей гражданской авиации, их агрегатов и комплектующих изделий. – Москва : ЦИАМ, 2005. – 40 с.
2. Нормы прочности авиационных газотурбинных двигателей гражданской авиации. Москва : ЦИАМ, 2005. – 253 с.
3. Ануров, Ю. М. Основы обеспечения прочностной надёжности авиационных двигателей и силовых установок / Ю. М. Ануров, Д. Г. Федорченко. – Санкт-Петербург : Изд-во СПбГПУ, 2004. – 390 с.
4. Серенсен, С. В. Прочность при малоцикловом нагружении. Основы методов расчёта и испытаний. / С. В. Серенсен, Р. Ш. Шнейдерович, А. П. Гусенков. – Москва : Машиностроение, 1975. – 288 с.
5. Технология эксплуатации, диагностики и ремонта газотурбинных двигателей [Текст] : Учебное пособие для вузов / Ю. С. Елисеев, В. В. Крымов, К. А. Малиновский, В. Г. Попов. – Москва : Высшая школа, 2002. – 355 с.
6. Авиационные правила. Нормы лётной годности двигателей воздушных судов. – МАК, 2012. – 86 с.
7. Хилл, Р. Математическая теория пластичности / Р. Хилл. – Москва : Гос. изд-во технической лит-ры, 1956. – 405с.
8. Прагер, У. Проблемы теории пластичности. / У. Прагер. – Москва : Гос. изд-во физико-матем. лит-ры, 1958. – 136 с.
9. Определение долговечности, периодичности инспекций и назначенного ресурса основных деталей ГТД по концепции безопасного развития дефекта. – Москва : ЦИАМ, 2015. – 74 с.
10. Кочеров, Е. П. Расчёт показателей надёжности деталей турбины авиационного ГТД / Е. П. Кочеров, А. С. Виноградов. – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 34 с.
11. Мэнсон, С. С. Температурные напряжения и малоцикловая усталость / С. С. Мэнсон. – Москва : Машиностроение, 1974. – 344 с.

Influence of geometric factors on cyclic durability of rotor main parts of the hot section of aircraft engines. Validation using lumen control results

P. A. Selishchev Design Engineer;
PJSC «UEC-Kuznetsov», Samara, Russian Federation;
pa.selishchev@uec-kuznetsov.ru

A. D. Zelenkevich Design Engineer;
PJSC «UEC-Kuznetsov», Samara, Russian Federation;
ad.zelenkevich@uec-kuznetsov.ru

A study was conducted of the influence of some geometric factors on such parameters as the position of dangerous points determining the cyclic durability of a part, and the values of cyclic durability at these points. Based on the results of the validation carried out using the results of non-destructive testing and fractographic studies of opened cracks in the main part with operational defects, the adequacy - the degree of compliance with the research results - of the calculation models used to determine the cyclic durability was established. The work was carried out as part of the task of determining the resource indicators of the main part, taking into account the presence of an initial defect.

Keywords: main part; low-cycle fatigue; tear crack; typical flight cycle; resource indicators; first principal stresses; stress concentrator; non-destructive testing

Citation: Selishchev, P. A. and Zelenkevich, A. D. (2024), "Influence of geometric factors on cyclic durability of rotor main parts of the hot section of aircraft engines. Validation using lumen control results", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 2, pp. 35-48. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-35-48. (In Russian; abstract in English).

References

1. *Polozhenie ob ustanovlenii i uvelichenii resursov i srokov sluzhby gazoturbinnnykh dvigateley gra-zhdanskoj aviatsii, ikh agregatov i komplektuyushchikh izdeliy* [Regulations on establishing and increasing the resources and service life of civil aviation gas turbine engines, their units and components] (2005), CIAM, Moscow. (In Russian).
2. *Normy prochnosti aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigateley grazhdanskoj aviatsii* [Strength standards for aviation gas turbine engines], 2005, CIAM, Moscow. (In Russian).
3. Anurov, Yu. M. and Fedorchenko, D. G. (2004), *Osnovy obespecheniya prochnostnoj nadyozhnosti aviacionnykh dvigatelej i silovykh ustanovok* [Fundamentals of ensuring the strength reliability of aircraft engines and power plants], SPbGTU Publ., Saint Petersburg. (In Russian).
4. Serensen, S. V., Shneyderovich, R. Sh. and Gusenkov, A. P. (1975), *Prochnost' pri malotsiklovom nagruzhении. Osnovy metodov rascheta i ispytaniy* [Strength under low-cycle loading. Fundamentals of calculation and test methods], Mashinostroenie Publ., Moscow. (In Russian).
5. Eliseev, Yu. S., Krymov, V. V., Malinovskiy, K. A. and Popov, V. G. (2002), *Tekhnologiya ekspluatatsii, diagnostiki i remonta gazoturbinnnykh dvigateley* [Technology of operation, diagnostics and repair of gas turbine engines], Graduate School, Moscow. (In Russian).
6. *Aviatsionnye pravila. Normy letnoy godnosti dvigateley vozdukhnykh sudov* [Aviation rules, airworthiness standards for aircraft engines] (2012), MAK. (In Russian).
7. Hill, R. (1956), *Matematicheskaya teoriya plastichnosti* [The Mathematical Theory of Plasticity], Gos. izd-vo tekhnicheskoy lit-ry [State publishing house of technical literature], Translated from English by E. I. Grigolyuk, Moscow. (In Russian).
8. Prager, W. (1958), *Problemy teorii plastichnosti* [Problems of the theory of plasticity], Gos. izd-vo fiziko-matem. lit-ry [State publishing house of physical and mathematical literature], Translated from German by A. I. Smirnov, Moscow. (In Russian).
9. *Opreделение dolgovechnosti, periodichnosti inspektsiy i naznachennogo resursa osnovnykh detaley GTD po kontseptsii bezopasnogo razvitiya defekta* [Determination of durability, inspection frequency and assigned resource of the main gas turbine engine parts based on the concept of safe defect development] (2015), CIAM, Moscow. (In Russian).

10. Kocherov, E. P. and Vinogradov, A. S. (2011), *Raschet pokazateley nadezhnosti detaley turbiny aviatsionnogo GTD* [Calculation of reliability indicators for aircraft gas turbine engine parts], Samara University Publ., Samara. (In Russian).

11. Menson, S. S. (1974), *Temperaturnye napryazheniya i malotsiklovaya ustalost'* [Thermal stresses and low-cycle fatigue], Mashinostroenie Publ., Moscow. (In Russian).



О границах применимости модели конструктивно-ортотропной оболочки в задачах расчёта на устойчивость при осевом сжатии вафельных цилиндрических оболочек

- С. А. Анисимов** аспирант;
Самарский национальный исследовательский университет имени
академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара;
ser85@bk.ru
- В. Ф. Павлов** доктор технических наук, профессор; заведующий кафедрой
сопротивления материалов;
Самарский национальный исследовательский университет имени
академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара;
sopromat@ssau.ru
- В. П. Сазанов** кандидат технических наук, доцент кафедры сопротивления
материалов;
Самарский национальный исследовательский университет имени
академика С. П. Королёва (Самарский университет), г. Самара;
sopromat@ssau.ru

Рассматриваемое в статье решение задачи устойчивости при осевом сжатии вафельной цилиндрической оболочки осуществляется в рамках эйлерова (бифуркационного) подхода с использованием модели, основанной на методе численного интегрирования, и модели, основанной на методе конечных элементов. В первой из отмеченных моделей вафельная оболочка с принятием гипотезы «размазывания» рассматривается по схеме конструктивно-ортотропной оболочки, подчиняющейся гипотезам Кирхгофа – Лява. Вторая модель строится с применением десятиузлового тетраэдрального элемента. Исследование опирается на имеющиеся экспериментальные данные по устойчивости одного из испытанных на осевое сжатие образцов вафельной цилиндрической оболочки. Результаты расчётных исследований показывают, что при увеличении размеров поперечного сечения рёбер вафельной оболочки происходит увеличение расхождения результатов расчётов на основе отмеченных двух вычислительных моделей. При оптимальном (в смысле массы оболочки) значении 0,035 параметра k (характеризующего отношение толщины ребра к шагу рёбер) подобное расхождение оценивается величиной порядка 5%. При этом расчёт на основе модели конструктивно-ортотропной оболочки приводит к заниженному по сравнению с конечно-элементной моделью значению критической нагрузки, давая тем самым оценку устойчивости вафельной оболочки с запасом. При значениях параметра k в пределах от 0,02 до 0,05 расхождение результатов расчётов критических нагрузок с использованием обозначенных двух вычислительных моделей не превышает 11%.

Ключевые слова: устойчивость при осевом сжатии; вафельная цилиндрическая оболочка; метод численного интегрирования

Цитирование: Анисимов, С. А. О границах применимости модели конструктивно-ортотропной оболочки в задачах расчёта на устойчивость при осевом сжатии вафельных цилиндрических оболочек / С. А. Анисимов, В. Ф. Павлов, В. П. Сазанов // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №2. – С. 49-58. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-49-58

Введение

Выполненные из алюминиевых сплавов вафельные (подкреплённые со стороны внутренней поверхности ортогональной сеткой рёбер) цилиндрические оболочки являются широко распространёнными конструктивными элементами изделий ракетно-космической техники, которые в условиях эксплуатации находятся под действием большой величины осевых сжимающих нагрузок. Существуют различные методы расчёта на устойчивость данных типов оболочек. Наиболее распространённым при этом является метод конечных элементов, позволяющий детально анализировать напряженно-деформированное состояние конструкции, учитывать влияние технологических отклонений на величину критической нагрузки. Однако, использование подробных конечно-элементных моделей при проведении необходимых параметрических исследований может оказаться неэффективным вследствие больших затрат машинного времени на расчёт отдельного варианта [1]. В публикациях [1, 2, 3, 4] расчёт на устойчивость данного типа оболочек осуществляется с применением моделей, основанных на гипотезе «размазывания». При таком подходе подкреплённая сеткой рёбер оболочка приближённо рассматривается по схеме осесимметричной конструктивно-ортотропной оболочки, жесткостные характеристики которой определяются путём сложения жесткостей исходной (гладкой) оболочки с оценёнными (тем или иным способом) жесткостными добавками со стороны подкрепляющей системы рёбер. В данной статье формулировку задачи устойчивости при осевом сжатии принимаемой к рассмотрению вафельной цилиндрической оболочки будем осуществлять в традиционной эйлеровой (бифуркационной) постановке с учётом линейности докритического напряженно-деформированного состояния. Решение такой задачи будем проводить с использованием вычислительной модели, построенной с принятием схемы конструктивно-ортотропной оболочки и метода численного интегрирования, а также конечно-элементной модели, построенной в среде программного комплекса MSC.Patran/Nastran с применением десятиузлового тетраэдрального элемента. Цель проводимых с использованием отмеченных двух вычислительных моделей исследований состоит в том, чтобы путём сопоставления получаемых на их основе расчётных результатов дать оценку границ применимости модели, основанной на схеме конструктивно-ортотропной оболочки, при решении задач расчёта на устойчивость вафельных цилиндрических оболочек.

1 Вычислительная модель, основанная на методе численного интегрирования

Как и в работе [2], будем рассматривать тонкую изотропную цилиндрическую оболочку, подкреплённую по внутренней поверхности в осевом (для a_1 , b_1 , l_1) и окружном направлении (для a_2 , b_2 , l_2) регулярной ортогональной сеткой рёбер, имеющих прямоугольное поперечное сечение (рисунок 1).

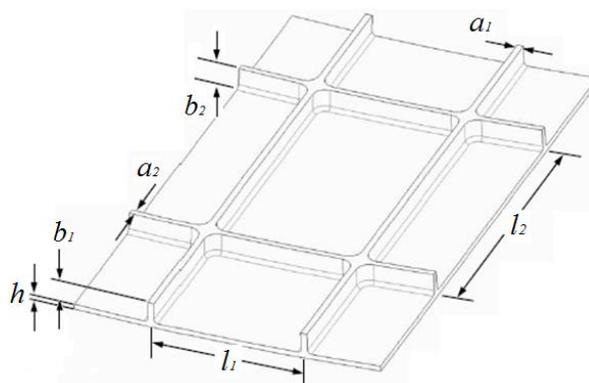


Рисунок 1 – Элемент вафельной оболочки

Считая, что подкрепляющие рёбра расположены достаточно часто, с применением гипотезы «размазывания» приводим ребристую цилиндрическую конструкцию к схеме конструктивно-ортотропной оболочки, работающей в соответствии с гипотезами Кирхгофа – Лява. В качестве поверхности приведения принимаем срединную поверхность полотна оболочки (рисунок 2). Выбранную поверхность приведения описываем криволинейными ортогональными координатами α_i ($i = 1, 2, 3$). Принимаем $\alpha_1=x$, где x – координата, задающая положение точки вдоль оси вращения x и отсчитываемая от левого торца оболочки. В качестве α_2 принимаем угловую координату в окружном направлении. Принимаем также $\alpha_3=z$, где z – координата, отсчитываемая в радиальном направлении от поверхности приведения оболочки.

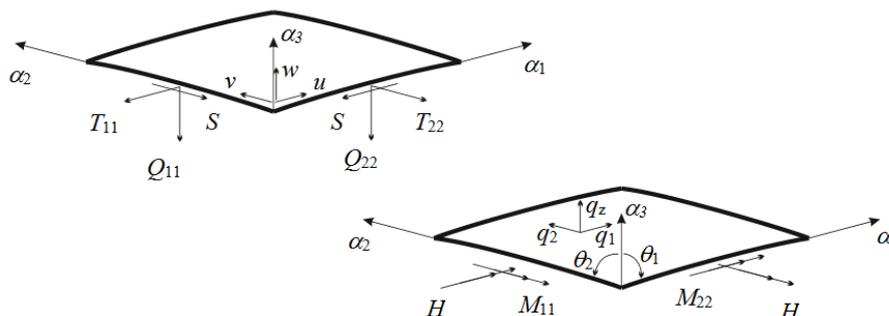


Рисунок 2 – Элемент оболочки в выбранной системе координат

Напряжённо-деформированное состояние данной оболочки полностью определяется двенадцатью соотношениями [5], среди которых:

1) Геометрические соотношения:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= -w', \theta_2 = -w' + v/R, \\ E_{11} &= u' + 0,5\theta_1^2, E_{22} = v' + w/R, \\ E_{12} &= v' + u' + \theta_1\theta_2, \\ K_{11} &= \theta_1', K_{22} = \theta_2', K_{12} = \theta_1' + v'/R, \\ (\dots)' &= \frac{\partial(\dots)}{\partial x}, (\dots)\cdot = \frac{1}{R} \frac{\partial(\dots)}{\partial \alpha_2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где u, v, w – перемещения точек поверхности приведения оболочки в направлениях координатных линий $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$; θ_1, θ_2 – углы поворотов; R – радиус оболочки; $E_{11}, E_{22}, E_{12}, K_{11}, K_{22}, K_{12}$ – соответственно удлинения, сдвиг, изменения кривизн и кручение поверхности приведения оболочки.

2) Физические соотношения:

$$\begin{aligned} T_{11} &= (B_{11} + \Delta B_{11})E_{11} + B_{12}E_{22} + (A_{11} + \Delta A_{11})K_{11} + A_{12}K_{22} \quad (1 \rightleftharpoons 2), \\ S &= B_{33}E_{12} + 2A_{33}K_{12}, \\ M_{11} &= (A_{11} + \Delta A_{11})E_{11} + A_{12}E_{22} + (D_{11} + \Delta D_{11})K_{11} + D_{12}K_{22} \quad (1 \rightleftharpoons 2), \\ H &= A_{33}E_{12} + 2D_{33}K_{12}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $T_{11}, T_{22}, S, Q_{11}, Q_{22}, M_{11}, M_{22}; H$ – возникающие в оболочке усилия и моменты.

Входящие в эти соотношения жесткостные параметры при выборе в качестве поверхности приведения отмеченной срединной поверхности полотна оболочки вычисляются по схеме:

$$\begin{aligned} A_{11} &= A_{12} = A_{21} = A_{22} = A_{33} = 0, \\ B_{11} &= B_{22} = Eh/(1 - \nu^2), B_{12} = B_{21} = \nu B_{11}, \\ D_{11} &= D_{22} = B_{11}h^2/12, D_{12} = D_{12} = \nu D_{11}, \\ B_{33} &= Gh, D_{33} = B_{33}h^2/12, G = 0,5E/(1 + \nu). \end{aligned} \quad (3)$$

$$\Delta B_{ii} = EF_i/l_i, \Delta A_{ii} = ES_i/l_i, \Delta D_{ii} = EJ_i/l_i, F_i = a_i b_i, \\ S_i = F_i z_{0i}, J_i = a_i b_i^3/12 + F_i(z_{0i})^2, z_{0i} = -(h + b_i)/2, (i = 1, 2).$$

Здесь E и ν – модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала оболочки.

3) Уравнения равновесия:

$$\begin{aligned} T'_{11} + S' + q_1 &= 0, \\ S' + T'_{22} + (Q'_{22} + H')/R + q_2 &= 0, \\ Q'_{11} + Q'_{22} - T'_{22}/R + q_z &= 0, \\ M'_{11} + H' - T'_{11}\theta_1 - S\theta_2 - Q'_{11} &= 0, \\ M'_{22} + H' - T'_{22}\theta_2 - S\theta_1 - Q'_{22} &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь q_1, q_2, q_z - интенсивности приложенных к оболочке поверхностных нагрузок (см. рисунок 2). В рассматриваемом случае осевого сжатия оболочки эти нагрузки полагаются равными нулю.

4) Граничные условия.

На каждом из торцов оболочки должны быть заданы четыре условия из приводимого ниже перечня, включающего

- кинематические условия:

$$u=u^*, v=v^*, w=w^*, \theta_1=\theta_2^* \quad (5)$$

- и статические условия:

$$T_{11} = T_{11}^*, S + 2H/R = T_{12}^*, Q_{11} + H' = Q_{11}^*, M_{11} = M_{11}^*. \quad (6)$$

Здесь звёздочкой помечены задаваемые значения параметров на торцах оболочки. При этом факторы $T_{11}^*, T_{12}^*, Q_{11}^*, M_{11}^*$ представляют собой, соответственно, приложенные к торцу оболочки нормальное усилие, сдвигающее усилие, перерезывающее усилие и изгибающий момент. Их положительные направления совпадают с положительными направлениями соответствующих внутренних усилий и моментов, представленных на рисунке 2. В принятом к рассмотрению случае приложения к торцу оболочки равномерно распределённой осевой сжимающей нагрузки Q на этом торце должно быть задано условие вида:

$$T_{11} = -Q/(2\pi R). \quad (7)$$

Далее мы будем полагать, что в рассматриваемом случае осевого сжатия вафельной оболочки на её торцах реализуются граничные условия, близкие к жёсткому закреплению. Другими словами, в качестве заданного статического граничного условия будем принимать связь (7), считая, что остальные семь граничных условий являются кинематическими, устанавливающими нулевые значения кинематических параметров на торцах оболочки.

До момента достижения приложенной сжимающей нагрузкой некоторого (критического) значения $Q_{кр}$ единственным решением поставленной краевой задачи о деформации вафельной оболочки будет осесимметричное решение (с параметрами, зависящими только от координаты x), которое назовём основным. В соответствии с бифуркационным подходом в качестве $Q_{кр}$ принимаем нагрузку, при которой наряду с исходной формой равновесия становятся возможными формы, близкие к исходной, но отличные от неё. Считая бесконечно малыми добавки в компонентах напряжённо-деформированного состояния оболочки, связанные с переходом (в точке бифуркации) от исходного основного равновесного состояния к близ-

кому новому равновесному состоянию, осуществляем относительно этих добавок линеаризацию (в окрестности исходного осесимметричного состояния) соотношений поставленной геометрически нелинейной задачи о деформации оболочки. При этом для нахождения указанных добавок получаем систему линейных однородных алгебраических и дифференциальных (в частных производных по координатам $\alpha_1=x$ и α_2) уравнений с заданными однородными граничными условиями. Представляя искомые добавки разложенными в ряды Фурье по окружной координате, после подстановки полученных выражений в соотношения сформулированной линейной задачи получаем для каждой n -ой гармоники ($n = 0, 1, 2, 3, \dots$) систему из девятнадцати линейных однородных алгебраических и обыкновенных дифференциальных уравнений относительно девятнадцати неизвестных амплитудных значений указанных добавок. Указанные дифференциальные уравнения при этом содержат факторы, представляющие собой результаты решения, отвечающего докритическому состоянию вафельной оболочки при действии сжимающей нагрузки Q .

Решение каждой из представленных задач (для докритического и критического состояния оболочки) сводим к решению соответствующей линейной краевой (в первом случае неоднородной, во втором случае однородной) задачи для системы обыкновенных линейных дифференциальных уравнений первого порядка. Решение обеих краевых задач осуществляем, используя представленную в книге [5] процедуру ортогональной прогонки С. К. Годунова [6] в сочетании с численным интегрированием по методу Кутта-Мерсона [7]. Отметим, что один из фрагментов этой процедуры состоит в формировании (при завершении прямого этапа прогонки) разрешающей системы из четырёх линейных алгебраических уравнений для определения четырёх неизвестных констант, входящих в структуру общего решения поставленной краевой задачи. Столбец правой части этой системы формируется на основе граничных условий, заданных на правом торце оболочки. В случае обозначенной однородной краевой задачи указанная линейная алгебраическая система оказывается однородной. Ненулевое решение этой системы имеет место в случае, если определитель её матрицы равен нулю.

Поиск значения $Q=Q_{кр}$, при котором отмеченный определитель приобретает нулевое значение, осуществляется следующим образом. При каждом выбранном значении n в цикле по Q с малым по величине шагом ΔQ решается методом ортогональной прогонки соответствующая однородная краевая задача с вычислением значения указанного определителя. В момент смены знака этого определителя фиксируется (с точностью ΔQ) значение $Q=Q_{кр}$. В качестве искомого критического значения параметра Q для исследуемой оболочки принимается минимальная из найденных (при всех n) величина $Q_{кр}$. Описанная вычислительная модель реализована в виде программы на языке Fortran.

2 Результаты решения рассматриваемой задачи устойчивости методом численного интегрирования в сопоставлении с результатами конечно-элементного моделирования и эксперимента

В качестве объекта моделирования принимаем вафельную цилиндрическую (с геометрическими характеристиками, представленными в таблице 1) оболочку, результаты испытаний на устойчивость которой приведены в работе [8].

Таблица 1 – Значения геометрических параметров оболочки (см. рисунок 1)

R , мм	b_1 , мм	b_2 , мм	h , мм	a_1 , мм	a_2 , мм	l_1 , мм	l_2 , мм
1219	7,62	7,62	2,54	2,54	2,54	101,6	101,6

Длина оболочки $L=1981$ мм, модуль упругости $E=75842$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu=0,33$. Перед испытаниями оболочки на устойчивость были проведены замеры отклонений её геометрических характеристик от номинальных значений. Отклонения по диаметру оболочки оценивались величиной порядка 2,5 мм. При достижении нагрузки значения $Q_{кр} = 3065$ кН была зафиксирована потеря устойчивости оболочки.

Для проведения расчёта на устойчивость оболочки методом конечных элементов была разработана в среде программного комплекса MSC.Patran/Nastran вычислительная модель на основе десятиузлового тетраэдрального элемента. В результате выполненного конечно-элементного (КЭ) моделирования получено значение $Q_{кр} = 3008,7$ кН, что на 2% ниже результата эксперимента. Полученная при этом форма потери устойчивости оболочки представлена на рисунке 3.

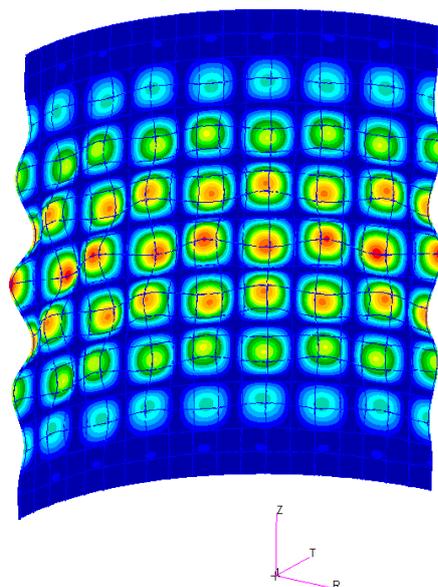


Рисунок 3 – Форма потери устойчивости, полученная КЭ моделированием

Проведён также расчёт данной вафельной оболочки с использованием описанной выше вычислительной модели, основанной на методе численного интегрирования (ЧИ). При этом получено $Q_{кр} = 2927$ кН, что на 5% ниже эксперимента. Также получена форма потери устойчивости, которая совпадает с формой, представленной на рисунке 3.

Как видно, результаты расчётов с использованием отмеченных КЭ и ЧИ вычислительных моделей хорошо согласуются с результатом эксперимента. При этом расхождение ЧИ и КЭ результатов оценивается величиной порядка 3%. Таким образом, в данном случае ЧИ модель, основанная на приближённой схеме конструктивно-ортотропной оболочки, демонстрирует высокую точность в прогнозе критического значения нагрузки для сжимаемой в осевом направлении вафельной цилиндрической оболочки.

3 Параметрические исследования по оценке отклонения получаемых с применением описанной ЧИ модели расчётных результатов от соответствующих результатов КЭ моделирования

В работе [4] для оценки весовой эффективности вафельной оболочки предложено использовать безразмерный параметр g , представляющий собой отношение массы гладкой изотропной оболочки к массе вафельной оболочки, имеющей такую же несущую способность при осевом сжатии. Для вафельной оболочки с данными, представленными в таблице 1, имеем

$g=1,2$. При этом имеем $\dot{h}=3$ для параметра, представляющего собой отношение высоты ребра к толщине полотна, и $k=0,025$ для параметра, характеризующего отношение толщины ребра к шагу рёбер. Согласно проведённому в [4] исследованию, наиболее оптимальная (в смысле массы) вафельная оболочка получается при значениях параметра k в диапазоне от 0,02 до 0,05 и значениях параметра \dot{h} в диапазоне от 2 до 6.

Обозначенные параметрические расчётные исследования с применением описанных ЧИ и КЭ моделей были проведены в рамках процедуры, осуществляющей изменение значения параметра k путём последовательного увеличения на 1 мм толщин рёбер принятой к рассмотрению вафельной оболочки. Полученные при этом расчётные значения $Q_{кр}$ (относящиеся к КЭ и ЧИ моделям) вместе с геометрическими характеристиками рассчитываемого варианта (с номером N) вафельной оболочки представлены в таблице 2. Здесь же дана оценка (в процентах) степени расхождения результатов расчётов значений $Q_{кр}$, получаемых на основе ЧИ и КЭ моделей, применительно к каждому из принятых к рассмотрению вариантов вафельной оболочки.

Таблица 2 – Результаты проведённых параметрических исследований с применением описанных ЧИ и КЭ вычислительных моделей

N	$a_1=a_2,$ мм	$b_1=b_2,$ мм	$l_1=l_2,$ мм	$h,$ мм	$Q_{кр} (КЭ),$ кН	$Q_{кр} (ЧИ),$ кН	k	\dot{h}	Расхождение, %
1	2,54	7,62	101,6	2,54	3008,7	2927	0,025	3	3
2	3,54	7,62	101,6	2,54	3369,6	3194	0,035	3	5
3	4,54	7,62	101,6	2,54	3734,3	3429,5	0,045	3	9
4	5,54	7,62	101,6	2,54	4120,4	3654,5	0,055	3	13
5	6,54	7,62	101,6	2,54	4480,9	3842	0,064	3	17
6	7,54	7,62	101,6	2,54	4808,8	4027	0,074	3	19
7	8,54	7,62	101,6	2,54	5167,8	4188,5	0,084	3	23
8	9,54	7,62	101,6	2,54	5549,3	4331,5	0,094	3	28

Дополнительно укажем, что в работе [2] рассматривался вариант вафельной оболочки с геометрическими характеристиками: $a_1=a_2=3,5$ мм, $b_1=b_2=11,5$ мм, $l_1=l_2=70,2$ мм, $h=2,5$ мм. Это соответствовало значениям $k=0,05$ и $\dot{h}=4,6$. Выполненные расчёты на устойчивость показали, что критическое значение сжимающей нагрузки, получаемое на основе ЧИ модели, для такого варианта вафельной оболочки на 6% ниже, чем получаемое на основе КЭ модели.

Заключение

Проведённые исследования с применением описанных ЧИ и КЭ вычислительных моделей показывают, что расчёт на устойчивость при осевом сжатии вафельной цилиндрической оболочки (с достаточно частой сеткой рёбер, исключающей возможность проявления местной формы потери устойчивости), осуществляемый в рамках расчётной схемы конструктивно-ортотропной оболочки (ЧИ модель), приводит к заниженной оценке критической нагрузки по сравнению с тем, что даёт КЭ модель, основанная на трёхмерных соотношениях теории упругости. Другими словами, представленная ЧИ модель позволяет получать «идущую в запас» оценку по устойчивости рассчитываемой вафельной оболочки. Продемонстрирован эффект влияния введённого в рассмотрение параметра k на степень расхождения расчётных результатов по критической нагрузке, получаемых на основе ЧИ и КЭ вычислительных моделей. В частности, при $k=0,035$ (что соответствует высокой эффективности спроектированной вафельной оболочки по массе) такое расхождение оценивается величиной порядка 5%, а при $k=0,05$ указанная оценка не превышает 11%. Таким образом, при значениях k в диапазоне от 0,02 до 0,05 применение модели осесимметричной конструктивно-ортотропной оболочки в задачах

расчёта на устойчивость при осевом сжатии вафельных цилиндрических оболочек является вполне обоснованным. Сама эта модель эффективна в том плане, что не требует больших ресурсов ЭВМ, на которой она реализуется.

Список использованных источников

1. Wang, B. Numerical-based smeared stiffener method for global buckling analysis of grid-stiffened composite cylindrical shells / B. Wang, K. Tian, P. Hao, Y. Zheng, Y. Ma, J. Wang // *Composite Structures*. – 2016. – 152. – P. 807-815.
2. Анисимов, С. А. Численный анализ устойчивости при осевом сжатии вафельных цилиндрических оболочек из алюминиевых сплавов // *Труды МАИ*. – 2024. – № 134. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=178880>
3. Анисимов, С. А. Прогноз критических нагрузок сжимаемых в осевом направлении вафельных цилиндрических оболочек в сопоставлении с экспериментальными данными / С. А. Анисимов, Л. Г. Сухомлинов, А. Е. Токарев // *Космонавтика и ракетостроение*. – 2024. – 1(134). – С. 58-67.
4. Д. Н. Незванов. Устойчивость цилиндрических оболочек вафельного типа при осевом сжатии // В сб.: *Вопросы прочности элементов авиационных конструкций*. – Куйбышев: КуАИ, 1971. – С. 119-132.
5. Кармишин, А. В. Статика и динамика тонкостенных оболочечных конструкций / А. В. Кармишин, В. А. Лясковец, В. И. Мяченков, А. Н. Фролов. – Москва : Машиностроение, 1975. – 376 с.
6. Годунов, С. К. О численном решении краевых задач для систем обыкновенных линейных дифференциальных уравнений / С. К. Годунов // *Успехи математических наук*. – 1961. – Т. 16, №3. – С. 171-174.
7. Ланс, Дж. Н. Численные методы для быстродействующих вычислительных машин / Дж. Н. Ланс. – Москва : Изд-во иностр. лит., 1962. – 208 с.
8. Hilburger, M. W. Buckling Test Results from the 8-Foot-Diameter Orthogrid-Stiffened Cylinder Test Article TA01. [Test Dates: 19-21 November 2008] / M. W. Hilburger, W. A. J. Waters, W. T. Haynie // *NASA/TP-2015-218785, L-20490, NF1676L-20067* - 2015.

On the applicability limits of the structurally orthotropic shell model in problems of calculating the buckling under axial compression of waffle cylindrical shells

S. A. Anisimov | Postgraduate Student;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
ser85@bk.ru

V. F. Pavlov | Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of Strength of
Materials Department;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
sopromat@ssau.ru

V. P. Sazanov | Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Strength of
Materials Department;
Samara National Research University, Samara, Russian Federation;
sopromat@ssau.ru

The article considers the solution of the buckling problem of a waffle cylindrical shell under axial compression using the Euler (bifurcation) approach. Two models are used: a model based on the numerical integration method and a model based on the finite element method. The first model assumes that the stiffeners are structurally an orthotropic shell obeying the Kirchhoff-Love hypotheses, with the assumption of "smearing". The second model uses a tetrahedron element with ten nodes. The study is based on experimental data from tests of one of the waffle cylindrical shell samples under axial compression. The research results show that with an increase in the waffle shell rib thickness, a discrepancy between the calculation results of the two models is observed. With the optimal value of the k parameter, characterizing the ratio of the rib thickness to the rib pitch, equal to 0.035, such a discrepancy is estimated to be about 5%. At the same time, the calculation using the model of a structurally orthotropic shell leads to an underestimation of the critical load compared to the finite element model. This provides an estimate of the loss of stability of a waffle cylindrical shell with a safety margin. For parameter k between 0.02 and 0.05, the difference between the results from the two computational models for critical loads does not exceed 11%.

Keywords: buckling under axial compression; waffle cylindrical shell; numerical integration method

Citation: Anisimov, S. A., Pavlov, V. F. and Sazanov, V. P. (2024), "Sound-absorbing structures to reduce cabin and community noise of aircraft (Review)", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 2, pp. 49-58. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-49-58. (In Russian; abstract in English).

References

1. Wang, B., Tian, K., Hao, P., Zheng, Y., Ma, Y. and Wang, J. (2016), "Numerical-based smeared stiffener method for global buckling analysis of grid-stiffened composite cylindrical shells", *Composite Structures*, 152, pp. 807-815.
2. Anisimov, S. A. (2024), "Numerical analysis of buckling under axial compression of orthogrid-stiffened cylindrical shells made of aluminum alloys", *Trudy MAI*, no. 134. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=178880>. (In Russian; abstract in English).
3. Anisimov, S. A., Sukhomlinov, L. G. and Tokarev, A. E. (2024), "Calculated prediction of critical loads for axially compressed waffle cylindrical shells made of aluminum alloys in comparison with experiment", *Cosmonautics and rocket engineering*, 1(134), pp. 58-67. (In Russian).
4. Nezvanov, D. N. (1971), "Ustoychivost' tsilindricheskikh obolochek vafel'nogo tipa pri osevom szhatii" [Stability of cylindrical waffle-type shells under axial compression], *Voprosy prochnosti elementov aviatsionnykh konstruksiy* [Problems of strength of elements of aircraft structures], KuAI, Kuybyshev, pp. 119-132. (In Russian).
5. Karmishin, A. V., Lyaskovets, V. I. and Myachenkov, A. N. (1975), *Statika i dinamika tonkostennykh obolocheknykh konstruksiy* [Statics and dynamics of thin-walled shell structures], Mashinostroenie, Moscow. (In Russian). (In Russian).

6. Godunov, S. K. (1961), "O chislennom reshenii kraevykh zadach dlya sistem obyknovennykh lineynykh differentsial'nykh uravneniy", *Uspekhi matematicheskikh nauk*, vol. 16, no. 3, pp. 171-174. (In Russian).

7. Lans, J. N. (1962), *Chislennye metody dlya bystrodeystvuyushchikh vychislitel'nykh mashin* [Numerical methods for high-speed computers], Translated from English by I. A. Brin, Izdatel'stvo inostrannoy literatury [Publishing house of foreign literature], Moscow. (In Russian).

8. Hilburger, M. W., Waters, W. A. J. and Haynie, W. T. (2008), "Buckling Test Results from the 8-Foot-Diameter Orthogrid-Stiffened Cylinder Test Article TA01" [Test Dates: 19-21 November 2008], *NASA/TP-2015-218785*, L-20490, NF1676L-20067 - 2015.



Разработка линейного подшипника оборудования для модальных испытаний низкочастотных слабо демпфированных конструкций космических аппаратов

- | | |
|-----------------------|--|
| В. Н. Максимов | инженер;
АО «Информационные спутниковые системы» имени академика
М. Ф. Решетнёва», г. Железногорск Красноярского края;
maksimovvn@iss-reshetnev.ru |
| Д. А. Маринин | кандидат технических наук, начальник отдела отработки
статической и динамической прочности;
АО «Информационные спутниковые системы» имени академика
М. Ф. Решетнёва», г. Железногорск Красноярского края;
marininda@iss-reshetnev.ru |
| П. Н. Максимов | инженер;
АО «Информационные спутниковые системы» имени академика
М. Ф. Решетнёва», г. Железногорск Красноярского края;
maksimovpn@iss-reshetnev.ru |
| А. В. Назарько | инженер;
АО «Информационные спутниковые системы» имени академика
М. Ф. Решетнёва», г. Железногорск Красноярского края;
nazarkoav@iss-reshetnev.ru |

В данной статье приведены результаты исследования несущей способности и диссипативных свойств аэростатического линейного подшипника, разработанного в АО «РЕШЕТНЁВ» для модальных испытаний сложных конструкций. При выборе оборудования для проведения модальных испытаний главным условием выступает требование о минимизации вносимых искажений в определяемые динамические характеристики: частоты собственных форм колебаний, сами формы колебаний, а также модальные массы и коэффициенты демпфирования. Другими словами, всё используемое для наземных модальных испытаний оборудование должно в идеальном случае иметь нулевые присоединённые массу, жёсткость и трение. Основными системами, содержащими элементы, создающие диссипативные силы, влияющие на определение коэффициентов демпфирования, являются системы компенсации веса и возбуждения колебаний на собственных формах. Система компенсации веса, как правило, содержит в своём составе либо упругие элементы, либо систему направляющих с подшипниками качения или скольжения. Если первые приносят в объект испытаний дополнительные жёсткость и массу, то вторые – массу и трение (сухое или вязкое), что увеличивает погрешность в определении динамических характеристик. Возбуждение колебаний на собственных формах, в большинстве случаев, осуществляется электродинамическими вибраторами, состоящими из катушки подмагничивания (или постоянного магнита) и подвижной катушки, перемещающейся в магнитном зазоре. Подвижная катушка ориентируется в магнитном зазоре при помощи специальной системы, содержащей либо упругие элементы, либо линейный направляющий подшипник. Вибраторы с упругими элементами подвески катушки не могут быть использованы для модальных испытаний протяжённых конструкций с малой жёсткостью. Задача создания идеального подшипника взамен классическим линейным (скольжения или роликовым) встала при подготовке к модальным испытаниям крыла солнечной батареи космического аппарата (КА). Практически нулевым трением и достаточной несущей способностью обладают аэростатические подшипники (опоры), в которых в качестве смазки выступает сжатый воздух, исключаяющий физические контакты взаимодействующих

поверхностей. Для подтверждения возможности использования аэростатических подшипников в составе оборудования для проведения модальных испытаний протяжённых конструкций с низкими частотами собственных колебаний проведены сравнительные испытания роликового и аэростатического подшипника. В ходе испытаний подобраны оптимальные параметры расхода воздуха (диаметр сопел, рабочее давление и зазор), при которых обеспечивается требуемая несущая способность подшипника по радиальным усилиям и моментам (изгибающим и кручения). Сравнительная оценка диссипативных свойств проведена при измерениях параметров затухания одномассовых гармонических осцилляторов, в состав которых введены аэростатический и роликовый линейные подшипники. При диаметре сопла 0,6 мм, рабочем зазоре 40 мкм и давлении на входе в подшипник 1,0 бар логарифмический декремент колебаний гармонического осциллятора с аэростатическим подшипником составил 0,084, что более чем в 28 раз ниже логарифмического декремента колебаний осциллятора с роликовым подшипником. Проведённые исследования подтвердили возможность применения разработанного аэростатического подшипника в испытательных системах, используемых при модальных испытаниях крупногабаритных трансформируемых конструкций КА.

Ключевые слова: аэростатический подшипник; коэффициент демпфирования; логарифмический декремент колебаний; гармонический осциллятор; модальные испытания; система компенсации веса; электродинамический вибратор

Цитирование: Максимов, В. Н. Разработка линейного подшипника оборудования для модальных испытаний низкочастотных слабо демпфированных конструкций космических аппаратов / В. Н. Максимов, Д. А. Маринин, П. Н. Максимов, А. В. Назарько // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №2. – С. 59-69. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-59-69

Введение

Успешность создания современных космических аппаратов напрямую зависит от применения современных цифровых методов проектирования и последующей эффективной наземной отработки, важной частью которых являются динамические испытания, проводимые с целью валидации конечно-элементной модели создаваемой конструкции. Динамические испытания состоят из целого комплекса различных этапов, одним из которых являются модальные испытания. Суть модальных испытаний состоит в экспериментальном определении динамических характеристик конструкции: собственные формы колебаний, их частоты и коэффициенты демпфирования. Три эти параметра образуют моду, которая описывает динамическое поведение изделия.

Каждая конструкция имеет определённый набор мод, и задача модальных испытаний – найти набор, который адекватно описывает динамику всей конструкции [1–4].

Наиболее существенным определяемым параметром является коэффициент демпфирования, поскольку он определяет такую важную характеристику конструкции, как добротность, и описывает рассеивание энергии механической системы.

При проведении исследований динамических характеристик конструкций важно, чтобы испытательное оборудование (система компенсации веса, система возбуждения и измерения параметров вибрации) не вносило искажений в результаты испытаний. При экспериментальном исследовании параметров затухания применяются методы вынужденных колебаний, возбуждаемых, как правило, электродинамическими вибровозбудителями. Одним из наиболее проблемных, в части описанного выше, узлов электродинамического вибратора является подвеска якоря: использование кулисных механизмов вызывает повышенное сухое трение, мембранная подвеска создаёт присоединенную жесткость. Добавленная жёсткость значительно изменяет испытательную динамическую модель протяжённых объектов испытаний, обладаю-

щих низкой жёсткостью, дополнительное сухое или вязкое трение не позволяет оценить диссипативные свойства слабо демпфированных конструкций. Решением проблемы может быть применение подшипников скольжения со смазкой, полностью исключающей вязкое трение, и такие устройства есть – аэростатические подшипники (подшипники с воздушной смазкой), имеющие практически нулевое трение [6-10].

1 Описание конструкции

Разработанный в АО «РЕШЕТНЁВ» аэростатический подшипник представляет собой сборную конструкцию, включающую в себя подвижный шток и неподвижную обойму, состоящую из трёх соединённых между собой плит с воздушными каналами специальной формы и сменными соплами сечения 0,4, 0,6 и 0,8 мм, через которые в зазор между штоком и обоймой подаётся сжатый воздух.

Шток и обойма имеют в поперечном сечении равнобедренный треугольник, что даёт возможность настраивать величину рабочего зазора между штоком и обоймой и исключить вращение штока. Принцип работы изделия состоит в подаче в обойму по каналам и далее в рабочий зазор сжатого воздуха, в результате чего возникают силы, действующие на поверхности штока, позволяя ему левитировать на воздушной смазке.

Успешная работа подшипника напрямую зависит от диаметра сопел, величины зазора между обоймой и штоком и давления подаваемого сжатого воздуха. Для обеспечения необходимой несущей способности аэростатического подшипника рабочий зазор должен быть равномерным в диапазоне от 20 до 40 мкм, что выставляет высокие требования к изготовлению комплектующих по параметру неплоскостности и шероховатости.

Опытный образец аэростатического подшипника для проведения исследований был изготовлен из алюминиевого сплава на станках с ЧПУ и последующей ручной доводкой рабочих поверхностей. Внешний вид готового изделия приведён на рисунке 1.

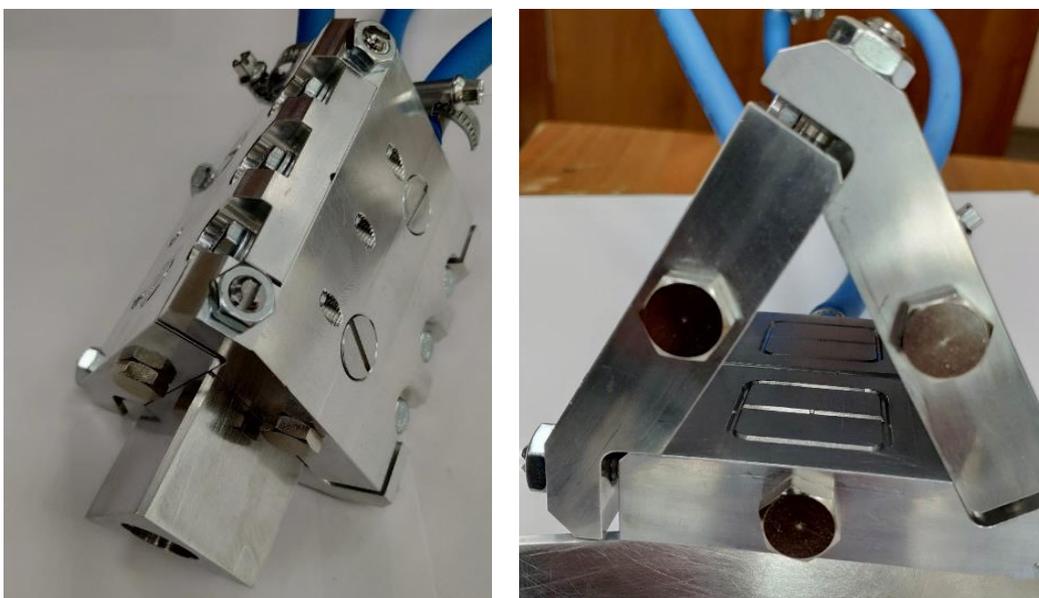


Рисунок 1 – Аэростатический подшипник

Для расчётной оценки параметров подшипника рассматривался ряд сопел с диаметрами от 0,4 до 1 мм. Предварительные расчёты показали, что при диаметре сопел в 0,4 мм величины радиальных сил будут слишком малы и удовлетворительные значения принимают при диа-

метре в 0,6 мм. Сопла диаметром более 0,8 мм давали значительное увеличение расхода воздуха, что создавало воздушные потоки, оказывающие влияние на возбуждаемые формы колебаний испытуемых изделий. С учётом этих данных были выбраны две величины диаметра сопел: 0,6 мм и 0,8 мм. Диапазон рабочего давления для выполнения исследований принят от 0,5 до 4,0 бар.

2 Назначение варьируемых параметров

В качестве целевых значений рабочих характеристик подшипника назначены силы и моменты, удовлетворяющие условиям реальной эксплуатации с учётом того, что будущий узел планируется использовать не только в качестве направляющей модального вибратора (рисунок 2), взамен имеющегося роликового, но и в системе активной компенсации веса с грузоподъемностью 100 Н [5] (рисунок 3).

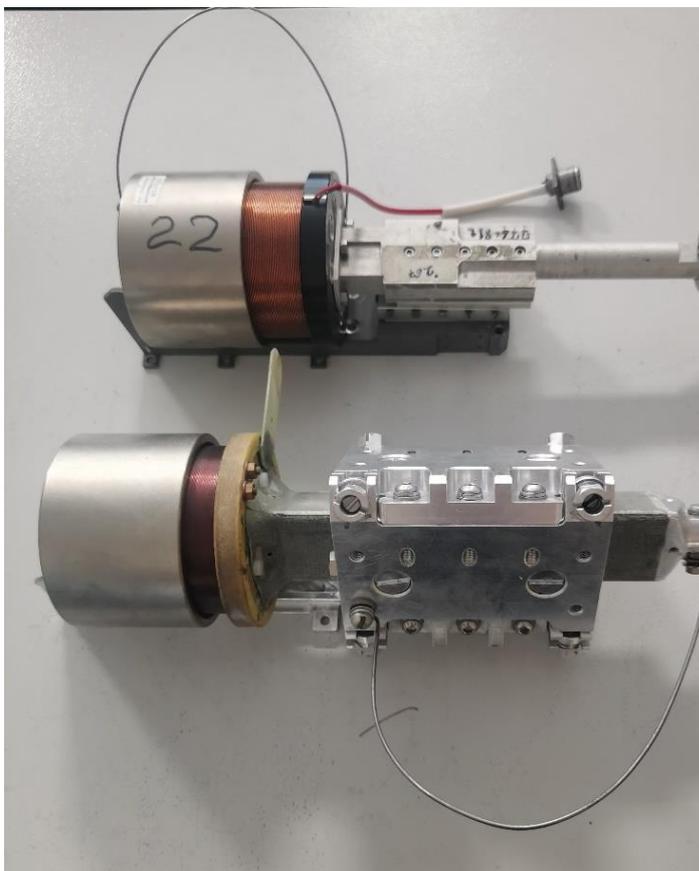


Рисунок 2 – Электродинамический вибратор

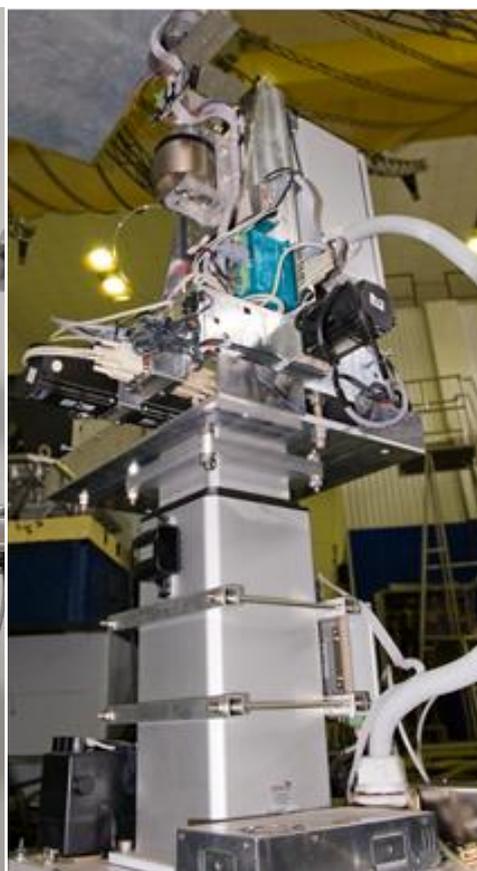


Рисунок 3 – Стойка системы активной компенсации веса при модальных испытаниях

Необходимо, чтобы подшипник выдерживал момент вращения вокруг продольной оси (момент крена) - 0,014 Н*м, момент наклона (моменты по тангажу и рысканью) - 1,8 Н*м и силу, направленную по нормали к плоскости любой из плит обоймы, - 1,73 Н.

Для оценки варьируемых параметров аэростатического подшипника, таких как рабочий зазор, давление воздуха и диаметр сопел, в программе AnsysFluent была смоделирована рабочая область, в которой рассчитывались давление потока газа на поверхность штока при разном рабочем зазоре, с разным диаметром сопла и при постоянном давлении на входе, равном 3 бара. Полученные результаты подвергались постобработке в программе MATLAB для расчёта

возвращающих сил при отклонении от устойчивого состояния на 5 мкм и моментов при определенном угле поворота (приведены в таблице 1).

Таблица 1 – Значения возвращающей силы и возвращающего момента в устойчивое состояние

Диаметр сопла, мм	Зазор, мкм	Объёмный расход, л/с	Сила, Н	Возвращающая сила, Н	Момент вращения, Н*м	Момент наклона, Н*м
0,6	20	0,60	509,15	436,96	1,28	10,35
	25	0,73	332,06	302,57	1,10	10,56
	30	0,81	206,58	184,01	1,04	7,84
	35	0,85	148,04	103,18	0,93	6,41
	40	0,87	103,39	72,40	0,82	5,82
0,8	20	0,90	686,10	370,03	1,95	9,71
	25	1,08	498,05	351,26	2,02	12,14
	30	1,30	334,84	247,18	2,05	10,63
	35	1,61	250,87	183,21	1,95	9,47
	40	1,64	151,62	108,50	1,76	8,95

На основании анализа проведённых расчётов был выбран диаметр отверстия форсунки 0,6 мм, как обеспечивающий наибольшую возвращающую силу при приемлемом расходе воздуха.

В результате работ по настройке минимального рабочего зазора было получено значение 40 мкм. Относительно этого зазора были произведены расчёты выбора оптимального рабочего давления (см. таблицу 2).

Таблица 2 – Расчётные значения возвращающей силы и возвращающего момента в устойчивое состояние при разном давлении.

Диаметр сопла, мм	Давление поданного воздуха, бар	Предельный момент вращения, Н*м	Предельный момент наклона, Н*м	Предельная сила, Н
0,6	0,5	0,11	2,13	91,99
	1	0,19	3,11	161,44
	2	0,33	4,77	270,45
	3	0,46	5,90	359,00
	4	0,59	7,12	435,73

3 Проведение испытаний по подтверждению достаточности несущей способности аэростатического подшипника

Испытания аэростатического подшипника проходили при зазоре в 40 мкм, диаметре сопел 0,6 мм и при различном входном давлении. Результаты определения предельных сил и моментов в ходе испытаний приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Значения возвращающей силы и возвращающего момента в устойчивое состояние

Диаметр сопла, мм	Давление поданного воздуха, бар	Предельный момент вращения, Н*м	Предельный момент наклона, Н*м	Предельная сила, Н
0,6	0,5	0,10	1,85	82,32
	1	0,12	3,28	150,92
	2	0,19	5,93	248,92
	3	0,28	7,36	343,22
	4	0,40	9,18	423,36

По результатам испытаний можно рассчитать коэффициент запаса для моментов и силы. Выберем давление в 1 бар.

Коэффициент запаса возвращающей силы

$$k_F = \frac{150,92}{1,73} = 87,23.$$

Коэффициент запаса момента вращения

$$k_{M_{\text{вр}}} = \frac{0,12}{0,014} = 8,57.$$

Коэффициент запаса момента наклона

$$k_{M_{\text{вр}}} = \frac{3,28}{1,73} = 1,89.$$

Сравнение полученных характеристик с расчётными данными продемонстрировано на рисунках 2–4, где параметр с индексом 1 – расчётный, а с индексом 2 – экспериментальный. По графикам видно расхождение практических данных от расчётных по крутящему моменту и моменту наклона, что объясняется локальными неровностями на продольных поверхностях штока и их наклоном относительно оси. Это подтверждает тот факт, что одним из важнейших конструктивных требований данной конструкции является высокая точность к изготовлению штока, т.к. это напрямую влияет на рабочий зазор, а значит и на силовые показатели.

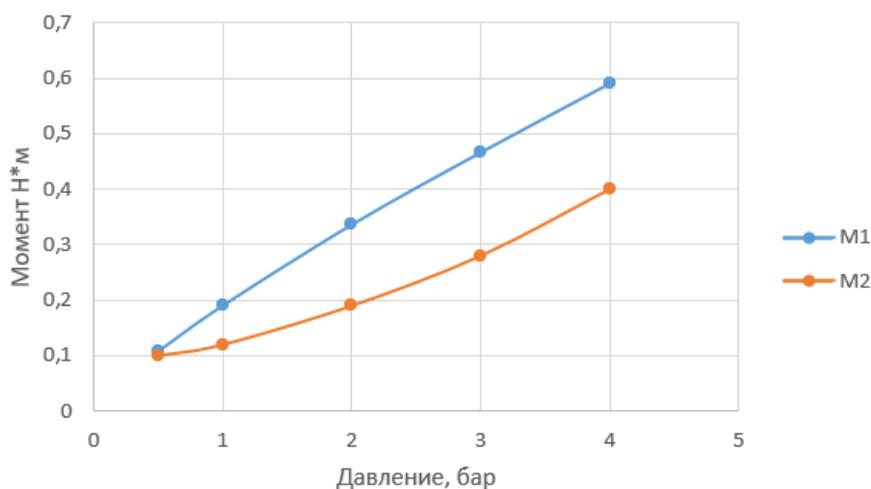


Рисунок 2 – Зависимость расчетного (M1) и фактического (M2) момента вращения от давления

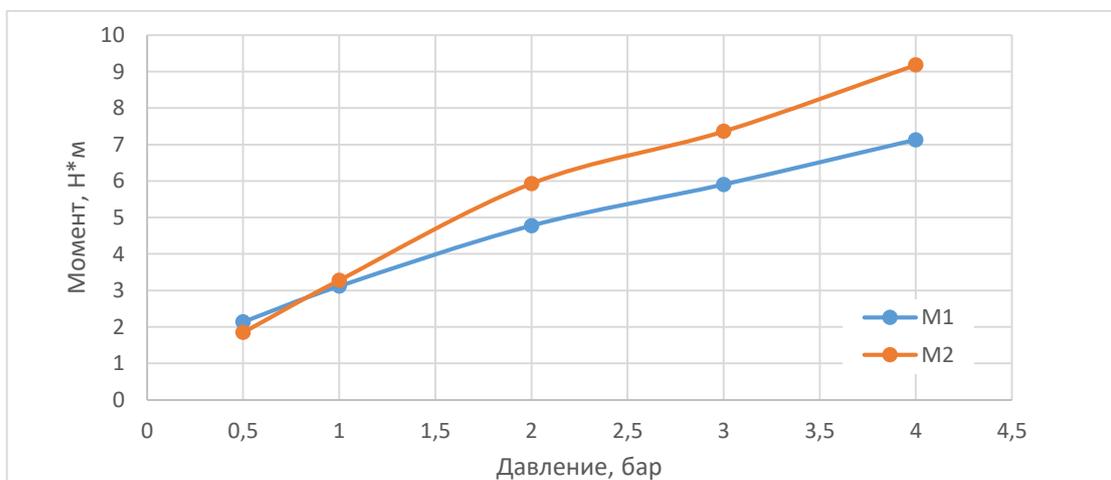


Рисунок 3 – Зависимость расчетного (M1) и фактического (M2) момента наклона от давления

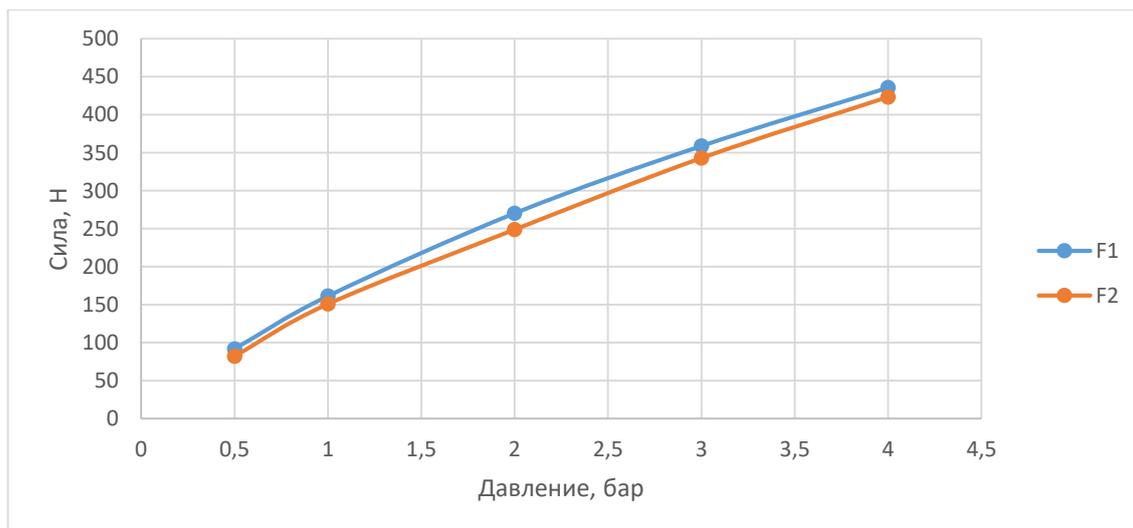


Рисунок 4 – Зависимость расчетной (F1) и фактической (F2) радиальной силы от давления

Исходя из расчётов и экспериментальных данных можно сделать вывод, что давления 1,0 бар достаточно для стабильной работы подшипника при рабочем зазоре.

Следующим этапом испытаний была оценка коэффициента затухания конструкции на роликовом подшипнике и аэростатического подшипника для их дальнейшего сравнения.

Присоединением пружин к штокам подшипников были сделаны гармонические осцилляторы. Лазерным датчиком SIEMENS 3RG7056 были измерены перемещения свободных затухающих колебаний. После обработки были получены результаты, продемонстрированные на рисунках 5 и 6, где изображены графики перемещения штоков от времени для двух вариантов подшипников.

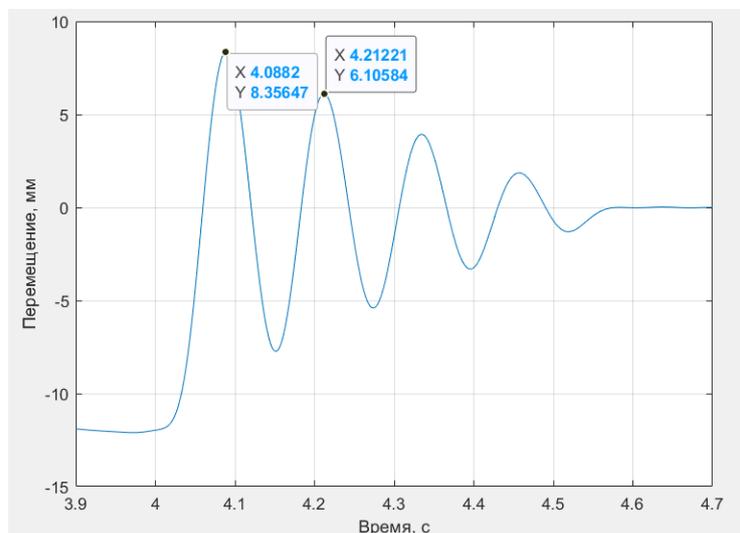


Рисунок 5 – Зависимость перемещения штока роликового подшипника от времени

После получения затухающих колебаний был произведен расчёт коэффициента затухания по следующей формуле (1).

$$\sigma = \frac{\delta}{T}, \tag{1}$$

где δ – логарифмический декремент, T – период затухающего сигнала.

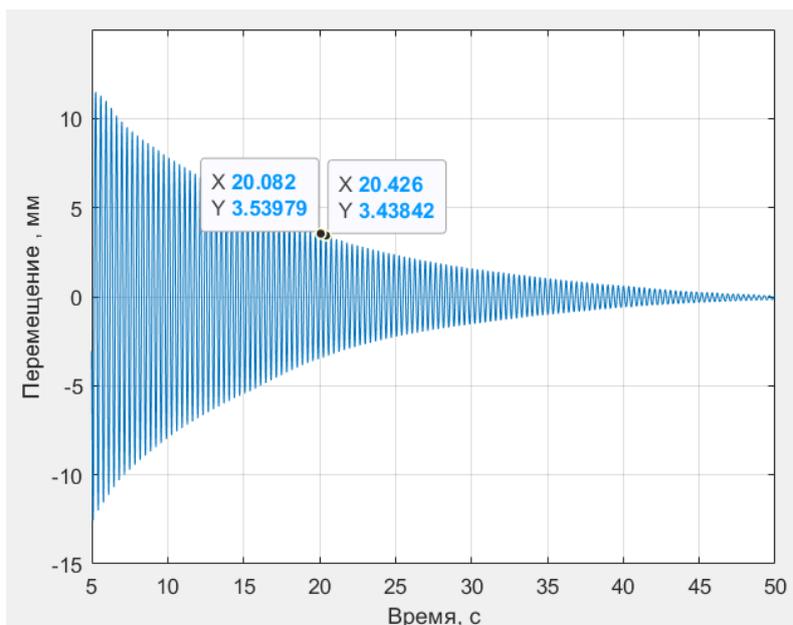


Рисунок 6 – Зависимость перемещения штока азростатического подшипника от времени

Логарифмический декремент определяется по формуле (2).

$$\delta = \ln\left(\frac{A_1}{A_2}\right), \quad (2)$$

где A_1 – амплитуда сигнала в первой точке, A_2 – амплитуда сигнала во второй точке.

Период затухающего сигнала рассчитывается по формуле (3).

$$T = t_2 - t_1, \quad (3)$$

где t_1 – время сигнала в первой точке, t_2 – время сигнала во второй точке.

Взяв точки с рисунков 5 и 6 и вставив их в формулы (2) и (3), получим следующее.

Для роликового подшипника:

$$\delta_p = \ln\left(\frac{8,36}{6,10}\right) = 0,31; \quad T_p = 4,21 - 4,08 = 0,13 \text{ с.}$$

Для азростатического подшипника:

$$\delta_a = \ln\left(\frac{3,53}{3,43}\right) = 0,028; \quad T_a = 20,42 - 20,08 = 0,34 \text{ с.}$$

Вставив полученные значения в формулу (1), получим:

$$\sigma_p = \frac{\delta_p}{T_p} = 2,42; \quad \sigma_a = \frac{\delta_a}{T_a} = 0,084.$$

Сравнивая два коэффициента затухания, можно сделать вывод, что коэффициент затухания осциллятора из азростатического подшипника в двадцать восемь раз меньше, чем коэффициент затухания осциллятора на роликовом подшипнике.

Таким образом, в качестве конструктивных параметров были выбраны сопла 0,6 мм и рабочий зазор 40 мкм, в качестве рабочих параметров – давление на входе в 1 бар. Также определён коэффициент затухания, который в двадцать восемь раз меньше коэффициента затухания роликового подшипника и равен 0,084.

Подводя итоги, можно сказать, что в результате работы был спроектирован аэростатический подшипник, который обладает околонулевым коэффициентом трения. Это позволяет значительно повысить точность в определении коэффициента затухания испытываемой конструкции в ходе модальных испытаний. Из минусов стоит отметить необходимость в чистом воздухе, чтобы не засорить зазор в 40 микрон, и в отсутствии пульсаций в воздухе, которые могут повлиять на предельные силы и моменты подшипника. Следовательно, в схему испытаний добавляется компрессор, который будет снабжать подшипник чистым и непульсирующим воздухом.

Список использованных источников

1. Авитабиле, П. Д. Модальные испытания. Руководство для практикующего / П. Д. Авитабиле. – Массачусетский университет Лоуэлла, 2018. – 526 с.
2. Завери, К. Анализ мод колебаний больших конструкций – системы с несколькими вибростендами [Текст] / К. Завери. – Buel & Kjer, 1985. – 188 с.
3. Жуков, Е. П. Способ идентификации параметров собственных тонов колебаний по результатам модальных испытаний [Текст] / Е. П. Жуков, В. В. Маленкова, Д. А. Маринин, В. А. Бернс // «XIV Королёвские чтения». Сборник трудов. – Самара : Изд-во Самарского университета, 2017. – Том 1. – С. 94–95.
4. Микишев, Г. Н. Оценка эффективности некоторых экспериментальных методов определения основных динамических характеристик упругих конструкций [Текст] / Г. Н. Микишев, Н. Д. Пронин, Ю. Ю. Швейко [и др.] // Исследования по теории сооружений. – Москва : Стройиздат, 1970. – № 10. – С. 85–100.
5. Патент 2677942 Российская Федерация, МПК В64G 7/00. Способ обезвешивания и возбуждения колебаний при модальных испытаниях и устройство для его осуществления [Текст] / Дрыжак В. Б., Верхогляд А.Г., Емельянов Э.Л., Макаров С.Н., Маринин Д.А., Матюха Н.В. — № 2017131664 ; заявл. 17.03.17 ; опубл. 22.01.19, Бюл. № 26.
6. Подшипники с газовой смазкой / Под ред. Н. С. Грессема и Дж. У. Пауэлла «Мир» ; Пер. с англ. П. П. Мостовенко [и др.] ; Ред. пер. с англ.: С. А. Харламов. – Мир, 1966. – 425 с.
7. Шейнберг, С. А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С. А. Шейнберг, В. П. Жедь, М. Д. Шишеев. – Машиностроение, 1969. – 336 с.
8. Пошехонов, Р. А. Влияние неоднородности проницаемости ограничителей наддува на характеристики плоских аэростатических опор / Р. А. Пошехонов, А. М. Гуськов // Наука и образование / МГТУ им. Н. Э. Баумана, 08.08.2013.
9. Станогин, А. А. Исследование характеристик газостатических опор для шпиндельных узлов / А. А. Станогин // Сибирский федеральный университет. –2012.
10. Пошехонов, Р. А. Расчет сферических аэростатических опор при заданном смещении и скорости шпинделя / Р. А. Пошехонов // Наука и образование / МГТУ им. Н.Э.Баумана, 10.10.2012.

Development of linear bearing equipment for modal testing of low-frequency weakly damped spacecraft structures

V. N. Maximov	Engineer; Academician M. F. Reshetnev Information Satellite Systems JSC, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Territory, Russian Federation; maksimovvn@iss-reshetnev.ru
D. A. Marinin	Candidate of Science (Engineering), Head of the Department of testing static and dynamic strength; Academician M. F. Reshetnev Information Satellite Systems JSC, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Territory, Russian Federation; marininda@iss-reshetnev.ru
P. N. Maximov	Engineer; Academician M. F. Reshetnev Information Satellite Systems JSC, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Territory, Russian Federation; maksimovpn@iss-reshetnev.ru
A. V. Nazar'ko	Engineer; Academician M. F. Reshetnev Information Satellite Systems JSC, Zheleznogorsk, Krasnoyarsk Territory, Russian Federation; nazarkoav@iss-reshetnev.ru

This article presents the results of a study of the bearing capacity and dissipative properties of an aerostatic linear bearing developed at JSC RESHETNEV for modal testing of complex structures. When selecting equipment for modal testing, the main condition is the requirement to minimize the distortions introduced into the determined dynamic characteristics: frequencies of natural vibration modes, the vibration modes themselves, as well as modal masses and damping coefficients. In other words, all equipment used for ground-based modal testing should ideally have zero added mass, stiffness and friction. The main systems containing elements that create dissipative forces that affect the determination of damping coefficients are systems for weight compensation and vibration excitation on natural modes. The weight compensation system usually contains either elastic elements or a system of guides with rolling or sliding bearings. If the former bring additional rigidity and mass to the test object, the latter bring mass and friction (dry or viscous), which increases the error in determining the dynamic characteristics. The excitation of vibrations on natural modes, in most cases, is carried out by electrodynamic vibrators consisting of a magnetization coil (or permanent magnet) and a movable coil moving in a magnetic gap. The movable coil is oriented in the magnetic gap using a special system containing either elastic elements or a linear guide bearing. Vibrators with elastic coil suspension elements cannot be used for modal tests of extended structures with low rigidity. The problem of creating an ideal bearing to replace classic linear (sliding or roller) ones arose during preparation for modal tests of the wing of a solar battery of a spacecraft (SC). Aerostatic bearings (supports) have virtually zero friction and sufficient load-bearing capacity, in which compressed air acts as a lubricant, eliminating physical contacts of the interacting surfaces. To confirm the possibility of using aerostatic bearings in equipment for conducting modal tests of extended structures with low frequencies of natural oscillations, comparative tests of a roller and aerostatic bearing were carried out. During the tests, optimal air flow parameters (nozzle diameter, operating pressure and gap) were selected, which ensure the required load-bearing capacity for radial forces and torques (bending and torsion). A comparative assessment of dissipative properties was carried out when measuring the attenuation parameters of single-mass harmonic oscillators, which include aerostatic and roller linear bearings. With a nozzle diameter of 0.6 mm, a working gap of 40 μm and a bearing input pressure of 1.0 bar, the logarithmic decrement of oscillations of the harmonic oscillator with an aerostatic bearing was 0.084, which is more than 28 times lower than the logarithmic decrement of oscillations of an oscillator with a roller bearing. The conducted studies confirmed the possibility of using the developed aerostatic bearing in test systems used in modal tests of large-sized transformable spacecraft structures.

Keywords: aerostatic bearing; damping coefficient; logarithmic decrement of oscillations; harmonic oscillator; modal tests; weight compensation system; electrodynamic vibrator

Citation: Maximov, V. N. , Marinin, D. A., Maximov, P. N. and Nazar'ko, A. V. (2024), "Development of linear bearing equipment for modal testing of low-frequency weakly damped spacecraft structures", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, T. 10, no. 2, pp. 59-69. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-59-69

References

1. Aviatable P. D. (2018), *Modal tests. A guide for the practitioner*, University of Massachusetts Lowell.
2. Zaveri, K. (1985), *Analysis of vibration modes of large structures – systems with several vibration stands* [Text], Bruel & Kjer.
3. Zhukov, E. P., Malenkova, V. V., Marinin, D. A. and Burns, V. A. (2017), "Sposob identifikatsii parametrov sobstvennykh tonov kolebaniy po rezul'tatam modal'nykh ispytaniy" [Method for identifying the parameters of natural vibration tones based on the results of modal tests] [Text], *Proceedings of the Russian National Conference of Young Scientists with International Participation "XVII Korolev's readings" dedicated to the 35th anniversary of the RSTS "Energia-Buran" spaceflight*, vol. 1, pp. 94-95. (In Russian).
4. Mikishev, G. N., Pronin, N. D., Shveyko, Yu. Yu. [et al.] (1970), "Ocenka effektivnosti nekotorykh eksperimental'nykh metodov opredeleniya osnovnykh dinamicheskikh harakteristik uprugih konstruktsiy" [Evaluation of the effectiveness of some experimental methods for determining the basic dynamic characteristics of elastic structures] [Text], *Research on the theory of structures*, Stroyizdat, Moscow, no. 10, pp. 85-100. (In Russian).
5. Dryzhak, V. B., Verkhoglyad, A. G., Yemelyanov, E. L., Makarov, S. N., Marinin, D. A. and Matyukha, N. V. (2019), *Sposob obezveshivaniya i vzbuzhdeniya kolebaniy pri modal'nykh ispytaniyah i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [A method for dewatering and exciting vibrations during modal tests and a device for its implementation], Russian Federation, Pat. 2677942. (In Russian).
6. Gressema, N. S. and Powell, J. W. (1966), *Bearings with gas lubrication*, Mir. (In Russian).
7. Sheinberg, S. A., Zhed', V. P. and Shishev, M. D. (1969), *Opory skol'zheniya s gazovoy smazkoy* [Sliding bearings with gas lubrication], *Mashinostroenie* [Mechanical Engineering].
8. Poshekhonov, R. A., Guskov, A. M. (2013), "Vliyaniye neodnorodnosti pronikaemosti ogranichiteley nadduva na harakteristiki ploskikh aerostaticeskikh opor" [The influence of inhomogeneity of the permeability of boost limiters on the characteristics of flat aerostatic supports], *Science and Education*, Bauman Moscow State Technical University, 08.08.2013.
9. Stanogin, A. A. (2012), "Issledovaniye harakteristik gazostaticeskikh opor dlya shpindel'nykh uzlov" [Study of characteristics of gas-static supports for spindle units], Siberian Federal University.
10. Poshekhonov, R. A. (2012), "Raschet sfericheskikh aerostaticeskikh opor pri zadannom smeshchenii i skorosti shpindelya" [Calculation of spherical aerostatic supports at a given displacement and spindle speed], *Science and Education*, Bauman Moscow State Technical University, 10.10.2012.



Исследование свойств и совместной работы резонансных звукопоглотителей в зависимости от их геометрии и взаимного расположения

К. А. Костылев	кандидат технических наук, заведующий сектором акустического инжиниринга; «Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук» (ИПФ РАН), Нижний Новгород; kostylev@ipfran.ru
М. Б. Салин	кандидат физико-математических наук, заведующий лабораторией виброакустики отдела физической акустики; «Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук» (ИПФ РАН), Нижний Новгород; mikesalin@ipfran.ru
Д. А. Костеев	младший научный сотрудник лаборатории виброакустики отдела физической акустики; «Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук» (ИПФ РАН), Нижний Новгород; dkosteev@ipfran.ru
И. А. Усачева	старший лаборант-исследователь лаборатории виброакустики отдела физической акустики; «Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук» (ИПФ РАН), Нижний Новгород; usacheva@ipfran.ru
А. С. Горшонков	инженер сектора акустического инжиниринга; «Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук» (ИПФ РАН), Нижний Новгород; gorshonkov@ipfran.ru
О. О. Егошин	техник лаборатории виброакустики отдела физической акустики; «Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук» (ИПФ РАН), Нижний Новгород; bpk626@ipfran.ru

В настоящее время проблема снижения шума, генерируемого морским оборудованием во время эксплуатации, остается актуальной и недостаточно исследованной. Чрезмерный шум не только негативно влияет на морскую жизнь, но и может стать инструментом экономического давления на суда из «нежелательных» стран. Данное исследование является частью проекта, целью которого является изучение возможности использования резонансных звукопоглотителей в качестве конструкционных материалов для судостроения. Эти инновационные материалы могут быть использованы для изготовления переборок и других конструктивных элементов, которые

могут не только выполнять базовые функции опоры, разделения и изоляции, но и поглощать шум, что в конечном итоге снижает общий уровень шума, исходящего от судна.

Ключевые слова: резонансные звукопоглотители; шумоподавление; метаматериалы; судовые конструкционные материалы; метод передачи функции; метод стоячей волны

Цитирование: Костылев, К. А. Исследование свойств и совместной работы резонансных звукопоглотителей в зависимости от их геометрии и взаимного расположения / К. А. Костылев, М. Б. Салин, Д. А. Костеев, И. А. Усачева, А. С. Горшонков, О. О. Егшин // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №2. – С. 70–83. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-70-83

Введение

В настоящее время проблема снижения шума, генерируемого морским оборудованием во время эксплуатации, остается актуальной и недостаточно исследованной. Подводный шум от судоходства принято рассматривать как составную часть общего экологического ущерба, который человек наносит морской фауне. Чрезмерный шум не только негативно влияет на морскую жизнь, но и может стать инструментом экономического давления на суда, особенно из «нежелательных» стран.

Несмотря на наличие исследований, посвящённых эффективности звукопоглощения резонансных поглотителей, проведённых как в России [2, 3], так и за рубежом [4, 5], эти исследования не учитывают применение резонаторов в качестве судостроительных материалов и их влияние на геометрию, конструкцию и планировку судна.

Известен ряд работ [10–14], посвящённых исследованиям уровней подводного шума различного типа судов. Эта проблема особенно актуальна для научно-исследовательских судов [10], где к акустическим характеристикам предъявляются повышенные требования. Уровень шума, генерируемого специфическим судовым оборудованием, влияет не только на условия обитания экипажа и научных сотрудников, но и на поведение исследуемых рыб, что вносит значительные коррективы в конечный результат исследований. Например, эхоинтеграционная оценка рыбных запасов затруднена из-за отпугивающего действия шума судна, который накладывается на полезный сигнал [11]. С учётом тонкости используемых в настоящее время методов оценки численности и поведения различных промысловых рыб вопрос обеспечения малошумного и относительно высокоскоростного режима хода судна становится принципиальным. На рисунке 1 приведены результаты испытаний научно-исследовательских судов Тихоокеанского филиала Всероссийского научно-исследовательского института рыбного хозяйства и океанографии (ТИНРО) [10].

В целом же в отечественном судостроении основные усилия по снижению шума преимущественно направлены на обеспечение комфорта экипажа и пассажиров. В нормативной документации [15] до сих пор присутствует понятие ненормируемых по шуму помещений (производственных, служебных, общественных). Традиционный путь борьбы с шумом – внедрение дополнительных элементов звукоизоляции, установка шумогасителей и вибрационной развязки, герметизация помещений в защищаемых зонах. В связи с этим очевидны сложности с внедрением шумоизолирующих и шумопоглощающих материалов и конструкций не только при проектировании и постройке новых судов, но и при модернизации уже построенных судов. Обусловлено это сложностью учёта геометрии и конструктивных особенностей того или иного судна при его модернизации и постройке, неточностями выполнения чертежей и несоблюдением требований заложенных технических мер по борьбе с шумом. Такой подход ведёт к повышенному шумоизлучению судна вовне и его агрессивному воздействию на окружающую среду и, в конечном счёте, на человека.

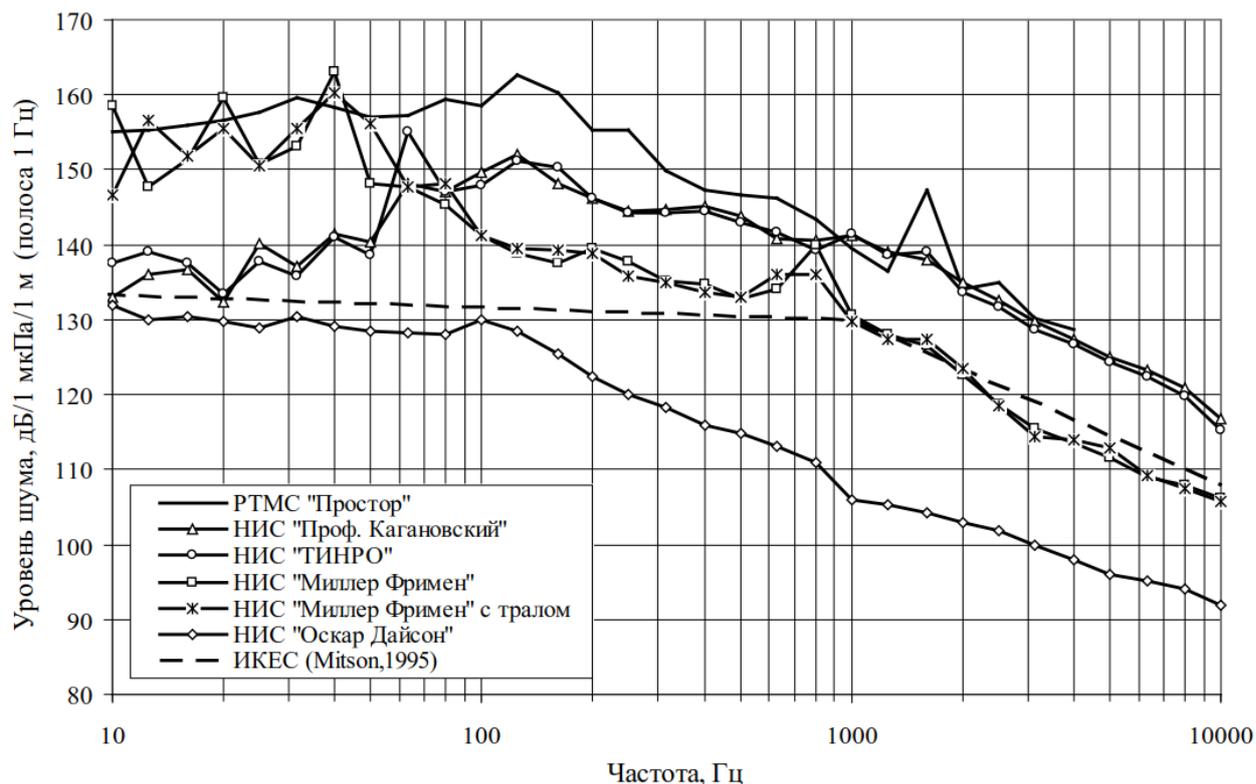


Рисунок 1 – Характеристики подводного шума судов: НИС «Профессор Кагановский» и «ТИНРО» на свободном ходу (9,5 уз), РТМС «Простор» (6,0 уз), НИС «Миллер Фримен» на свободном ходу (11,0 уз) и с пелагическим тралом (3,3 уз) (De Robertis, Wilson, 2006); НИС «Оскар Дайсон» на свободном ходу (11,0 уз) (De Robertis et al., 2008) и рекомендуемый ИКЕС уровень шума (Mitson, 1995)

Вместе с тем конструктивные особенности подавляющего большинства судов, такие как наличие пустот и сложных геометрических переплетений узлов конструкций и агрегатов, создают предпосылки для использования резонансных поглотителей звука. Эти «пустоты» при их тщательном осмыслении и небольшой доработке могут выступать в роли резонансных поглотителей с наперед заданными или корректируемыми характеристиками. Настоящее исследование является частью более масштабного проекта, посвящённого изучению возможности использования резонансных звукопоглотителей в качестве конструкционных материалов для судостроения. Эти материалы могут быть использованы для производства переборок и других конструктивных элементов, которые не только выполняют традиционные несущие функции опоры и изоляции, но и активно поглощают шум, тем самым снижая общий уровень шума, исходящего от судна.

Протяжённая звукопоглощающая переборка, состоящая из множества повторяющихся ячеек (резонаторов), может быть классифицирована как метаматериал. В данном случае резонаторы выступают в роли метаатомов, а периодическая структура, искусственная природа материала и резонансный принцип действия являются ключевыми характеристиками, определяющими его метаматериальные свойства. Само собой разумеется, характерные геометрические размеры резонаторов на порядок меньше длины волны, с которой они взаимодействуют.

Перспективность применения таких резонаторов была подтверждена ранее [1], где была продемонстрирована их эффективность при интеграции в конструкцию судна на примере мелкомасштабной модели. В настоящей работе основное внимание уделяется изучению экстремальных вариаций геометрических параметров этих поглотителей, оценке их эффективности в условиях таких вариаций и возможности размещения резонаторов на единой опорной плите.

Детально изучается взаимодействие этих резонаторов друг с другом и оценивается структурная жизнеспособность полученных образцов для создания протяжённых перегородок. Были проведены специальные эксперименты с индивидуальными резонаторами, настроенными на определённые частоты, а затем эти резонаторы были объединены на одной несущей конструкции для оценки их совместного действия. Экспериментальная установка позволяла одновременно исследовать до шести резонаторов. Ряд экспериментов был направлен на установление оптимального и практичного сочетания геометрических параметров резонаторов с упором на достижение единой резонансной частоты путём изменения длины горловины, диаметра и рабочего объёма резонаторов. Результаты этих экспериментов подробно описаны ниже.

1 Методы исследования

В рамках данного исследования представлен гибридный расчётно-экспериментальный подход, направленный на изучение акустических свойств резонаторов. Экспериментальная часть методики основана на использовании двух стандартизированных методов: а) метода передаточной функции (ISO 10534-2:2023 [6]) и б) метода стоячей волны (ISO 10534-1:1996 [7]). Применение двух независимых методик позволяет произвести сравнение полученных результатов, произвести оценку погрешностей абсолютных значений измеренных величин и оценить их адекватность с помощью независимых методик. Такой подход повышает достоверность и точность получаемых результатов, а исследование становится более надёжным и комплексным.

А. Метод передаточной функции (ISO 10534-2:2023)

Для проведения экспериментов материал закрепляется на одном конце прямой, жёсткой, гладкой и герметичной импедансной трубы (см. рисунок 2). Звуковые волны генерируются внутри трубы звуковым источником (с использованием случайной, псевдослучайной последовательности или чирпов), а звуковое давление измеряется в двух точках рядом с образцом. Для расчёта комплексной акустической функции передачи двух сигналов микрофонов рассчитывается комплексный коэффициент отражения при нормальном падении, коэффициент поглощения при нормальном падении (1) и коэффициент импеданса исследуемого материала.

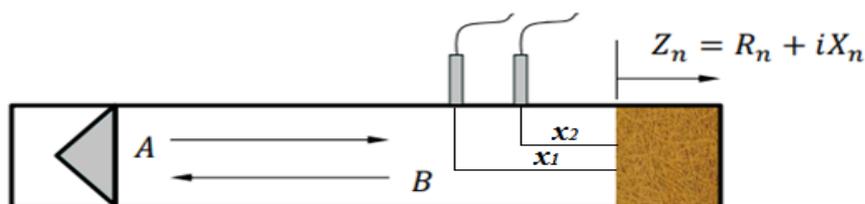


Рисунок 2 – Схематичное представление импедансной трубы (метод двух микрофонов)

$$r = |r|e^{j\phi_r} = \frac{H_{12} - H_l}{H_R - H_{12}} e^{2jk_0x_1}, \quad (1)$$

где $H_{12} = \frac{S_{12}}{S_{11}}$, $H_l = \frac{p_{2l}}{p_{1l}} = e^{-jk_0(x_1 - x_2)} = e^{-jk_0s}$ и $H_R = \frac{p_{2R}}{p_{1R}} = e^{jk_0(x_1 - x_2)} = e^{jk_0s}$.

Эти значения определяются как функции частоты с заданным разрешением, которое зависит от частоты дискретизации и продолжительности записи в цифровой системе частотного анализа, используемой для измерений. Диапазон частот определяется шириной трубы и расстоянием между микрофонами.

В. Метод стоячей волны (ISO 10534-1:1996(E))

Исследование акустических свойств образцов проводилось аналогично предыдущему методу, но с некоторыми изменениями. В этом случае использовались три микрофона, один из которых был размещён на подвижном стержне внутри трубы, как показано на рисунках 3 и 4.

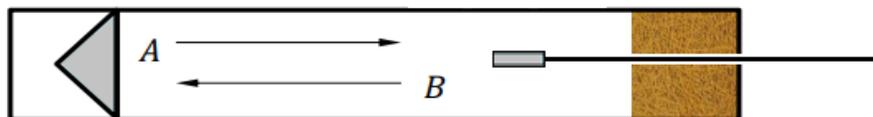


Рисунок 3 – Схематичное представление импедансной трубы (метод стоячей волны)

$$|r| = \frac{S-1}{S+1}, \tag{2}$$

где $S = \frac{|p_{max}|}{|p_{min}|}$.

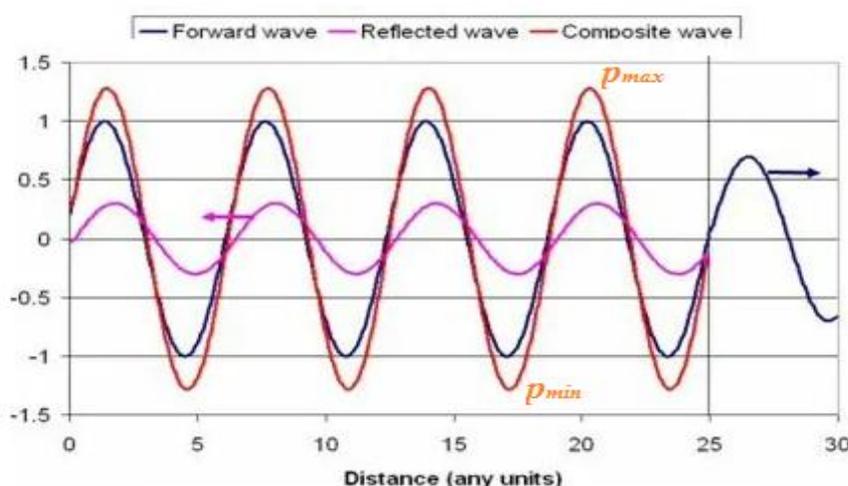


Рисунок 4 – Некоторые пояснения к методу стоячей волны

Расчётная часть представленной исследовательской работы включает в себя численный анализ с применением метода конечных элементов (МКЭ), реализованного посредством отечественного программного обеспечения «САТЕС», специально адаптированного для моделирования сложных акустических систем [8,9]. В соответствии с поставленной задачей была разработана математическая модель, описывающая линейные процессы взаимодействия звуковых волн между собой и с резонаторами. Математическая постановка для расчётной области включает в себя уравнение Гельмгольца, записанное в следующем виде:

$$\Delta p + k^2 p = f, \tag{3}$$

где $p(r, t)$ – акустическое давление, определяющееся r пространственной и t временной переменными, $f(r, t)$ – внешняя нагрузка, $k = \omega/c$ – волновое число.

Расчётная геометрическая модель содержит воздушные объёмы внутри импедансной трубы и внутри каждого из рассматриваемых резонаторов системы, размеры и конфигурация которых точно соответствовали используемой экспериментальной установке. Для проведения расчётов была сгенерирована подробная сетка, состоящая из прямоугольных элементов со средним линейным размером 5 мм по объёму трубы и сгущением в области резонаторов до 1

мм (см. рисунок 5, *a*). В результате полученная расчётная модель состояла из 190 тысяч расчётных ячеек второго порядка. Для цилиндрической границы объёма, соответствующего внутренней области интерферометра, были применены условия акустической жёсткой стенки. Для моделирования плоскотоволнового излучения с одного конца расчётной модели помещалась система монополей (см. рисунок 5, *б*).

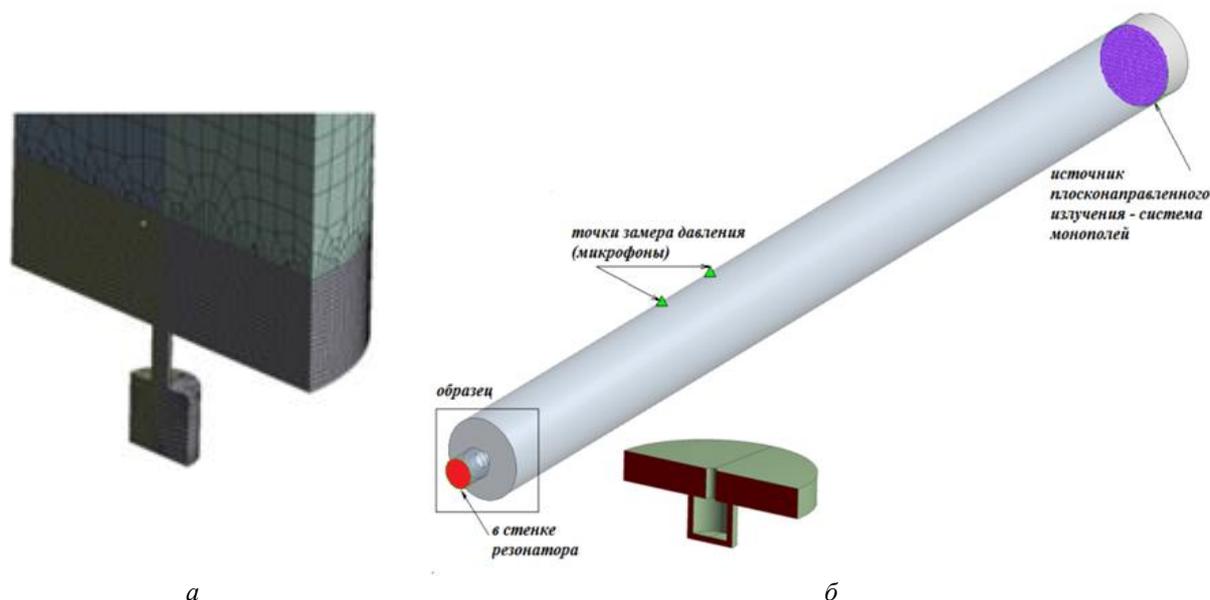


Рисунок 5 – Общий вид расчётной модели:
a – сгущение сетки в области резонатора; *б* – расчётная геометрическая модель

Окружающая среда – воздух – имела температуру 22 °С, что соответствует параметрам: скорость звука 343 м/с и плотность 1,2 кг/м³. Известно, что поглощение звука в резонаторе происходит за счёт вязкостных и тепловых потерь в стенке, горле и кромках структуры. Поскольку в настоящее время в программном пакете «САТЕС» не реализована возможность учёта вязкостных потерь в среде, для воспроизведения поглощающих параметров образцов в рассматриваемую численную модель была введена поглощающая стенка резонатора, характеристики которой подбирались на основе верификационных данных, полученных при эксперименте.

При вычислении коэффициента поглощения осуществлялся расчёт акустического давления в том же диапазоне частот и в тех же точках (соответствующих центральной оси микрофонов натурального интерферометра) расчётной области, что и в эксперименте. Полученные амплитудно-частотные характеристики обрабатывались методом передаточной функции, аналогично измерительному подходу. Результаты вычислительных экспериментов – зависимости коэффициента поглощения от частоты – будут проанализированы в следующих разделах.

2 Объекты исследования

Объектами для исследований в настоящей работе выступили различные конструктивные исполнения резонаторов Гельмгольца, проектирование и изготовление которых является итерационным процессом и велось в несколько этапов:

- классический расчёт резонаторов;
- математическое твердотельное моделирование резонатора;
- расчёт «цифрового двойника» опытных образцов в специализированных CAD/CAM/FEM системах проектирования;

- изготовление опытных образцов методом 3D-печати;
- исследование резонаторов в импедансной трубе методом передаточной функции и методом стоячей волны, сравнение результатов двух экспериментов между собой;
- корректировка 3D модели и конечно-элементной модели резонатора;
- повторный расчёт резонатора в специализированных CAD/CAM/FEM системах проектирования, повторное изготовление резонатора методом 3D-печати;
- повторное исследование резонатора в импедансной трубе, подтверждение полученных характеристик методом передаточной функции и методом стоячей волны.

Начальным этапом создания резонатора является моделирование и изготовление резонатора Гельмгольца цилиндрической формы с горлышком круглого сечения.

Такой резонатор является классическим и считается наиболее простым для расчёта собственной частоты, на которой осуществляется наиболее эффективное поглощение падающей звуковой волны. Однако с точки зрения практического расчёта очевидно: задача является параметрической и имеет множество решений. Подбор геометрических параметров S , V , l , Δl_i должен осуществляться таким образом, чтобы их набор одновременно удовлетворял определённым конструктивным требованиям, налагаемым эксплуатационными условиями конечного изделия, и обеспечивал соответствие собственной частоты резонатора определённому значению f_0 .

Собственная частота резонатора Гельмгольца определяется следующим выражением:

$$f_0 = \frac{c_0}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V(l + \Delta l_i)}}, \quad (4)$$

где S – площадь поперечного сечения горлышка резонатора; V – объём внутренней полости резонатора; $(l + \Delta l_i)$ – эффективная длина горла резонатора; Δl_i – поправочный коэффициент, зависящий от формы горлышка и от площади поперечного сечения.

Исходя из полученных значений S , V , l , Δl_i , при известной (искомой) собственной частоте резонатора Гельмгольца, определяются геометрические характеристики опытных образцов для дальнейших исследований. Поиск оптимального значения перечисленных параметров с рядом ограничений осуществлялся с помощью программы нелинейной оптимизации для анализа «что-если», использующей алгоритм симплекс-метода. Целевая функция задаётся формулой (4), а на значения переменных параметров накладываются ограничения, позволяющие избежать недоразумений типа отрицательного объёма и придать всей задаче физический смысл.

На рисунке 6 представлен изготовленный резонатор Гельмгольца.



Рисунок 6 – Общий вид экспериментального образца (пример реализации 6-ти резонаторов на одной плите)

3 Инструментарий

Для исследовательских целей была спроектирована и построена экспериментальная установка, включающая импедансную трубу, расположенную внутри безэховой камеры. Компоненты установки подробно описаны на рисунке 7.

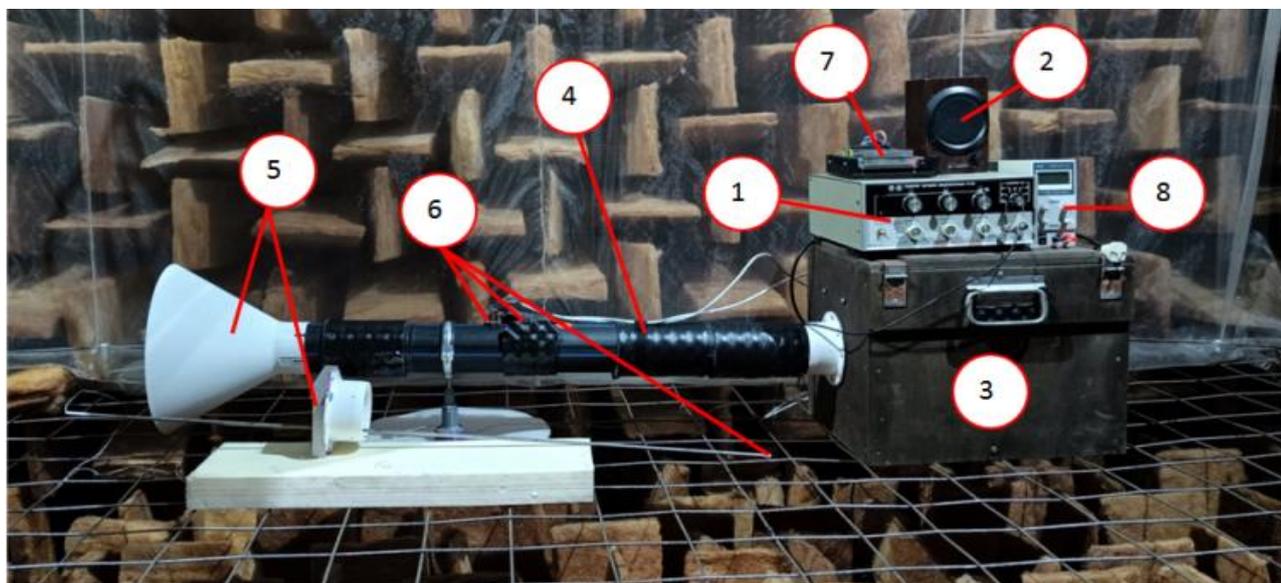


Рисунок 7 – Общий вид экспериментальной установки

1 – генератор сигнала; 2 – усилитель мощности; 3 – звуковой источник; 4 – импедансная труба; 5 – испытуемый образец; 6 – микрофоны; 7 – сборщик сигналов; 8 – источник питания.

4 Проведение эксперимента

В соответствии с методологией, описанной в вышеупомянутых стандартах ISO, калибровка импедансной трубы проводится перед каждым экспериментальным циклом. В наших исследованиях этот процесс был разделен на три этапа: эксперименты с полным отражением, эксперименты с полным поглощением и проведение эксперимента с материалом известного коэффициента поглощения (например, акустический изоляционный материал).

Для моделирования полного поглощения был разработан специальный рупор. Этот рупор, учитывая размещение трубы в безэховой камере, обеспечивает полное рассеивание излучаемых волн за пределами импедансной трубы и гарантирует, что источник излучения не подвержен его влиянию. Результаты эксперимента показаны на рисунке 8.

Для имитации полного отражения использовалась жёсткая массивная стенка, размещённая на выходе из импедансной трубы. При такой конфигурации энергия излучаемой волны от источника полностью отражается обратно в трубу от стенки. Результаты измерения коэффициента поглощения в этом контексте показаны на рисунке 9.

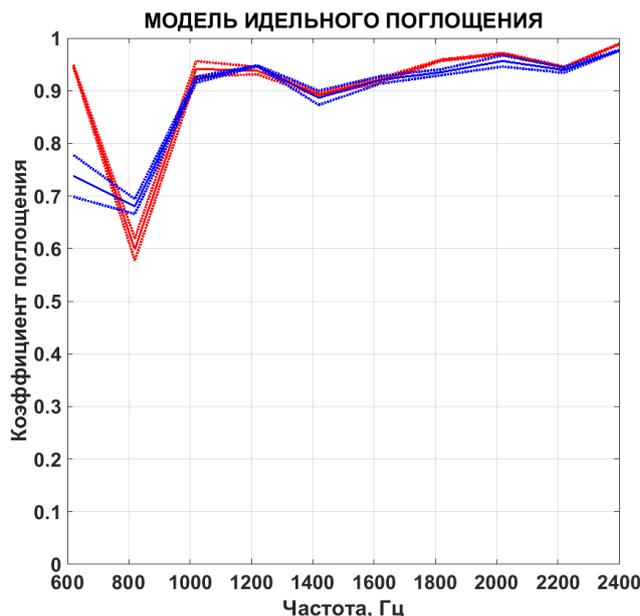


Рисунок 8 – Зависимость коэффициента поглощения от частоты (Полное поглощение):
1 – метод передачи функции (красн.);
2 – метод стоячей волны (син.)

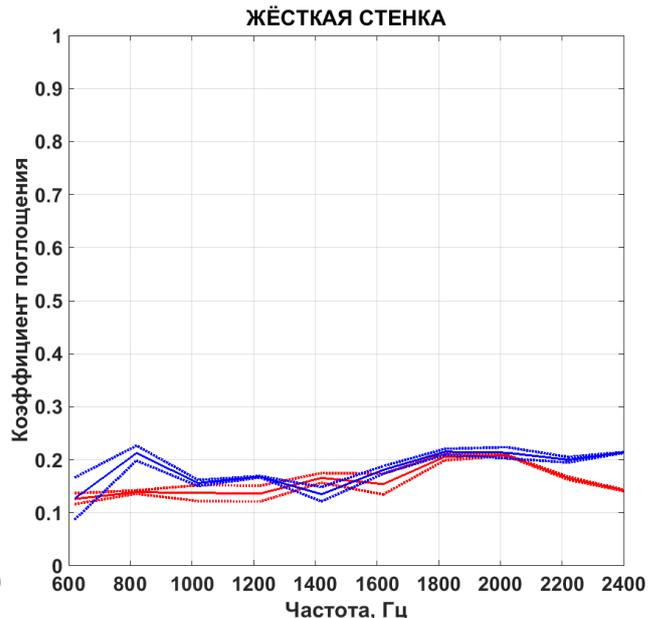


Рисунок 9 – Зависимость коэффициента поглощения от частоты (Полное внутреннее отражение):
1 – метод передаточной функции (красн.),
2 – метод стоячей волны (син.)

5 Результаты

После калибровки были исследованы различные конструкции резонаторов с точки зрения их эффективности звукопоглощения. Целью этих экспериментов было экспериментально проверить, что возможно спроектировать резонаторы, которые удовлетворяют как требованиям эффективного звукопоглощения, так и требованиям для размещения в судовых конструктивных элементах для их последующей интеграции. Некоторые результаты этих экспериментов показаны на рисунках 10...12.

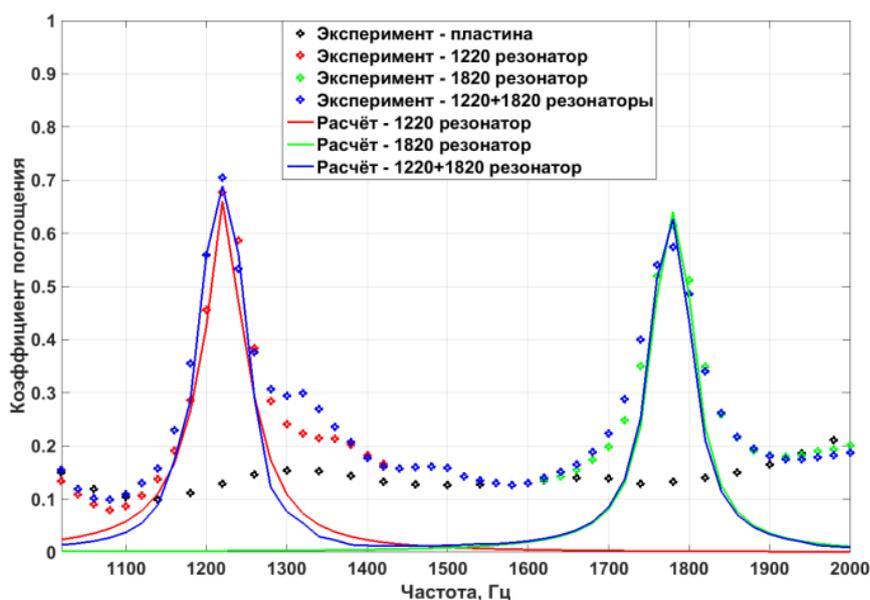


Рисунок 10 – Сравнение работы системы из двух резонаторов с работой каждого резонатора по отдельности

На рисунке 10 представлено сравнение работы системы из двух резонаторов с резонансными частотами 1200 Гц и 1800 Гц. В первом случае резонаторы расположены на несущей пластине по отдельности, а во втором – вместе на одной пластине. Анализ графика показывает, что взаимное влияние резонаторов, если оно и присутствует, незначительно в данных условиях и им можно пренебречь.

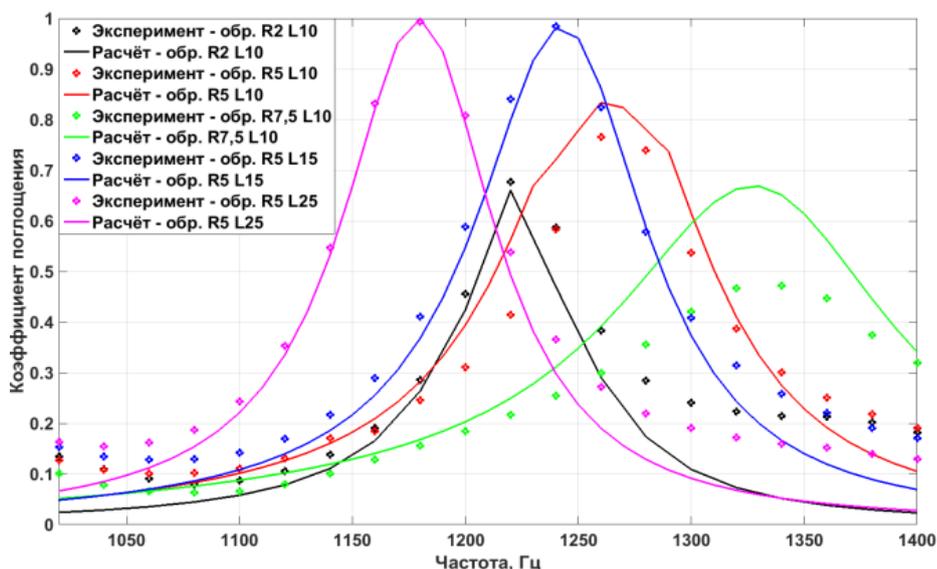


Рисунок 11 – Сравнение коэффициентов поглощения резонаторов, настроенных на одну частоту, но имеющих различные геометрические параметры.

На рисунке 11 представлены результаты сравнительных экспериментов, направленных на изучение влияния геометрической формы резонаторов на их характеристики. В качестве регулируемых параметров использовались диаметр горлышка резонатора и его длина. Проведённые эксперименты позволили определить оптимальные значения этих параметров для последующих исследований.

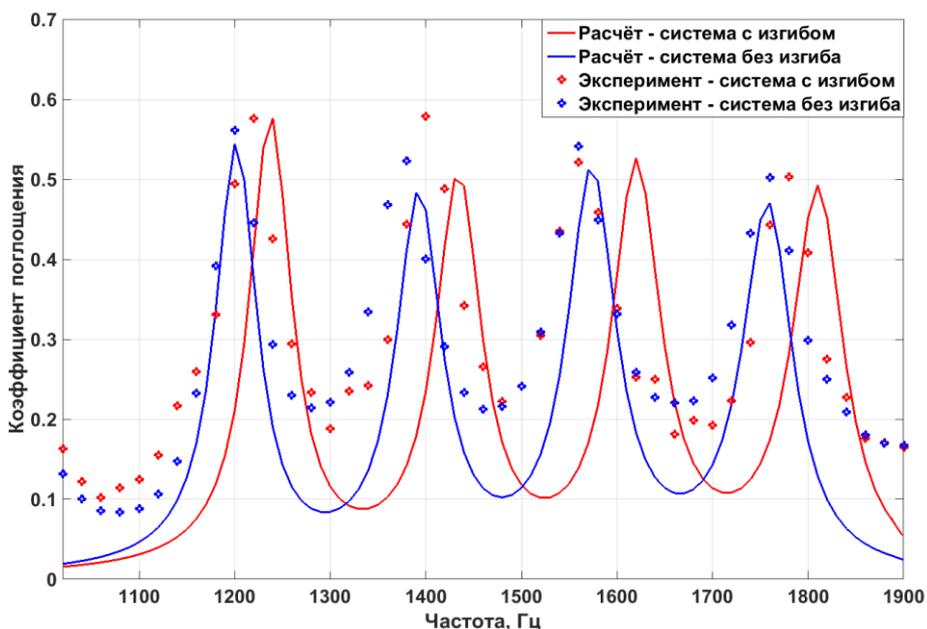


Рисунок 12 – Сравнение коэффициентов поглощения резонаторов разной формы



Рисунок 13 – Испытуемые образцы резонаторов разной формы

На рисунках 12 и 13 представлены результаты экспериментальной отработки формы горлышка резонатора. В исследовании были использованы резонаторы с оптимальным сочетанием параметров, реализованные в двух вариантах: с прямым горлышком и горлышком, изогнутым по радиусу. Результаты показали, что резонаторы с прямым горлышком более точно попадают в целевую резонансную частоту. Однако для резонаторов с изогнутым горлышком наблюдается постоянное отклонение резонансной частоты, не зависящее от её значения. Это позволяет внести постоянную поправку в расчётные формулы, что в конечном итоге позволяет создавать резонаторы с требуемыми резонансными частотами, но с меньшими размерами по сравнению с резонаторами с прямым горлышком. Внешний вид резонаторов представлен на рисунке 13.

Выводы

Проведены исследования по проектированию судовых материалов с интегрированными резонансными поглотителями шума, подтвердившие их пригодность для конструктивных и несущих функций. Создана и откалибрована лабораторная установка типа импедансной трубы, предназначенная для тестирования разрабатываемых элементов и верификации расчётных данных. Разработана методика учёта влияния формы резонаторов и корректировки резонансной частоты при компактном размещении резонансных объёмов в конструкциях переборок. Проведены эксперименты на модели судна масштаба 1:50 (подробное описание в [1]), которые показали, что уровень подводного шума, излучаемого судном с переборками, оснащёнными резонансными поглотителями, снизился в среднем на 12 дБ по сравнению с судном с классическим корпусным набором. Важно отметить, что эффективность снижения шума существенно зависит от конкретной реализации системы звукопоглощения и может варьироваться в различных случаях и условиях.

Благодарности

Работа была выполнена в рамках государственного задания Центра гидроакустики ИПФ РАН, тема FFUF-2024-0040 «Разработка физических принципов перспективных акустических систем».

Список использованных источников

1. Бычков, С. Н. Экспериментальные исследования резонансных поглотителей звука с применением мелкомасштабной модели судна / С. Н. Бычков, А. С. Горшонков, О. О. Егошин, К. А. Костылев, М. Б. Салин // Труды Крыловского государственного научного центра. – 2023. – Т. 3, no. 405. – С. 151–160.

2. Ghaffarivardavagh, R. Ultra-open acoustic metamaterial silencer based on Fano-like interference / R. Ghaffarivardavagh, J. Nikolajczyk, S. Anderson, X. Zhang // *Physical review*. – 2019. – vol. 99, is. 2. – 024302.
3. Degraeve, S. Metamaterial Absorber for Loudspeaker Enclosures / S. Degraeve, J. Oclec-Brown // *The 148th AES Convention*. – 2020, June 2-5.
4. Комкин, А. И. Поглощение звука резонатором Гельмгольца / А. И. Комкин, М. А. Миронов, А. И. Быков // *Акустический журнал*. – 2017. – Т. 63, № 4. – С. 356-363
5. Бобровницкий, Ю. И. Поглощение звука и метаматериалы / Ю. И. Бобровницкий, Т. М. Томилина // *Акустический журнал*. – 2018. – Т. 64, № 5, – С. 517-525.
6. ISO 10534-2:2023. Acoustics – Determination of acoustic properties in impedance tubes – Part 2: Two microphone technique for normal sound absorption coefficient and normal surface impedance. – 2023.
7. ISO 10534-1:1996. Acoustics – Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes – Part 1: Method using standing wave ratio. – 1996.
8. Севрюков, О. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2022663702 "САТЕС ДК" / О. Севрюков, Е. Соков, А. Суворов и др. – 2022 год.
9. Suvorov, A. S. Software for Acoustic Design / A. S. Suvorov, O. F. Sevriukov, E. M. Sokov, M. B. Salin, S. G. Zaitseva and V. A. Sharagina // *Journal of Applied Mathematics and Physics*. – 2023. – 11, 2515-2522.
10. Кузнецов, М. Ю. Характеристики гидроакустического шума научно-исследовательских судов ТИНРО-центра / М. Ю. Кузнецов, В. И. Шевцов, В. И. Поляничко. // *Известия ТИНРО*. – 2014. – Т. 177. – С. 235-256.
11. Кузнецов, М. Ю. Гидроакустические шумы промысловых и научно-исследовательских судов и их влияние на поведение и оценки запасов рыб (обзор и перспективы исследований) / М. Ю. Кузнецов, В. Н. Вологдин // *Известия ТИНРО*. – 2009. – Т. 157. – С. 334-355.
12. Mitson, R. B. Underwater noise of research vessels: review and recommendations: ICES Cooperative Research Report. – Copenhagen, 1995. – № 209. – 61 p.
13. Mitson, R. B. Causes and effects of underwater noise on fish abundance estimation / R. B. Mitson, H. P. Knudsen // *Aquatic Living Resources*. – 2003. – Vol.16. – pp.255-263.
14. MacGillivray, A. A reference spectrum model for estimating source levels of marine shipping based on Automated Identification System data / A. MacGillivray, C. de Jong // *Journal of Marine Science and Engineering*. – 2021.
15. РД 31.81.81-90. Рекомендации по снижению шума на судах морского флота : Утвержден решением Минморфлота и Минсудпрома СССР от 04.04.1991 N СМ-56/769 : опубликован Министерством морского флота. – Ленинград, 1991.

Study of the properties and joint operation of resonant sound absorbers depending on their geometry and relative position

K. A. Kostylev	Candidate of Science (Engineering), Head of Acoustic Engineering Sector; Federal research center A.V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS), Nizhny Novgorod, Russian Federation; kostylev@ipfran.ru
M. B. Salin	Candidate of Science (Phys-math), Head of Vibroacoustics Laboratory; Federal research center A.V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS), Nizhny Novgorod, Russian Federation; mikesalin@ipfran.ru
D. A. Kosteev	Junior Research Assistant of Vibroacoustics Laboratory; Federal research center A.V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS), Nizhny Novgorod, Russian Federation; dkosteev@ipfran.ru
I. A. Usacheva	Research Lab Senior Assistant of Vibroacoustics Laboratory; Federal research center A.V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS), Nizhny Novgorod, Russian Federation; usacheva@ipfran.ru
A. S. Gorshonkov	Engineer of Acoustic Engineering Sector; Federal research center A.V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS), Nizhny Novgorod, Russian Federation; gorshonkov@ipfran.ru
O. O. Egoshin	Technician of Vibroacoustics Laboratory; Federal research center A.V. Gaponov-Grekhov Institute of Applied Physics of the Russian Academy of Sciences (IAP RAS), Nizhny Novgorod, Russian Federation; bpk626@ipfran.ru

Currently, the problem of reducing the noise generated by marine equipment during operation remains relevant and insufficiently researched. Excessive noise not only negatively impacts marine life, but can also become a means of economic pressure on ships from "undesirable" countries. This study is part of a project to explore the possibility of using resonant noise absorbers as structural materials for shipbuilding. These innovative materials can be used to manufacture bulkheads and other structural elements that can not only perform the basic functions of support, separation and isolation, but also absorb noise, which ultimately reduces the overall noise level emanating from the vessel.

Keywords: resonant noise absorbers; noise control; metamaterials; ship structural materials; transfer function method; standing wave method

Citation: Kostylev, K. A., Salin M. B., Kosteev, D. A., Usacheva, I. A., Gorshonkov, A. S. and Egoshin, O. O. (2024), "Study of the properties and joint operation of resonant sound absorbers depending on their geometry and relative position", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 2, pp. 70-83. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-70-83. (In Russian; abstract in English).

References

1. Bychkov, S. N., Gorshonkov, A. S., Egoshin, O. O., Kostylev, K. A. and Salin, M. B. (2023), "Experimental studies of resonant sound absorbers using a small-scale ship model", *Proceedings of the Krylov State Scientific Center*, vol. 3, no. 405, pp.151–160
2. Ghaffarivardavagh, R., Nikolajczyk, J., Anderson, S. and Zhang, X. (2019), "Ultra-open acoustic metamaterial silencer based on Fano-like interference ", *Physical review*, vol. 99, is. 2, 024302.
3. Degraeve, S. and Oclec-Brown, J. (2020), "Metamaterial Absorber for Loudspeaker Enclosures ", *The 148th AES Convention*, 2020, June 2-5.
4. Komkin, A. I., Mironov, M. A. and Bykov, A. I. (2017), "Sound absorption by the Helmholtz resonator", *Acoustic Journal*, vol. 63, no. 4, pp. 356-363
5. Bobrovnikitsky, Yu. I. and Tomilina, T. M. (2018), "Sound absorption and metamaterials", *Acoustic Journal*, vol. 64, no. 5, pp. 517-525
6. ISO 10534-2:2023 (2023), *Acoustics – Determination of acoustic properties in impedance tubes Part 2: Two microphone technique for normal sound absorption coefficient and normal surface impedance*.
7. ISO 10534-1:1996 (1996), *Acoustics – Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes Part 1: Method using standing wave ratio*.
8. Sevryukov, O., Sokov, E., Suvorov, A. and others (2022), *Certificate of state registration of the computer program no.2022663702 "SATES DK"*.
9. Suvorov, A. S., Sevriukov, O. F., Sokov, E. M., Salin, M. B., Zaitseva, S. G. and Sharagina, V. A. (2023), "Software for Acoustic Design", *Journal of Applied Mathematics and Physics*, 11, 2515-2522
10. Kuznetsov, M. Yu., Shevtsov, V. I. and Polyanchko, V. I. (2014), "Characteristics of hydroacoustic noise of TINRO-center research vessels", *Izvestiya TINRO*, vol. 177, pp. 235-256.
11. Kuznetsov, M. Yu. and Vologdin, V. N. (2009), "Hydroacoustic noises of commercial and scientific research vessels and their influence on the behavior and assessment of fish stocks (review and prospects of research)", *Izvestiya TINRO*, vol. 157, pp. 334-355.
12. Mitson, R. B. (1995), *Underwater noise of research vessels: review and recommendations: ICES Cooperative Research Report*, Copenhagen, no. 209, 61 p.
13. Mitson, R. B. and Knudsen, H. P. (2003), "Causes and effects of underwater noise on fish abundance estimation", *Aquatic Living Resources*, vol.16, pp.255-263.
14. MacGillivray, A (2021), "A reference spectrum model for estimating source levels of marine shipping based on Automated Identification System data", *Journal of Marine Science and Engineering*, 2021, Mar 30.
15. RD 31.81.81-90 (1991), *Recommendations for noise reduction on ships of the Navy*, Approved by Ministry of Navy of the USSR dated 04.04.1991 N SM-56/769, Published by Ministry of the Navy, Leningrad.



Протезы нижних конечностей с активным демпфированием

- В. Н. Илюхин** кандидат технических наук, доцент;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
ilyukhin.vn@ssau.ru
- М. А. Ермилов** кандидат технических наук, доцент;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
ema@ssau.ru
- А. И. Сафин** кандидат технических наук, доцент;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
safin@ssau.ru
- А. Н. Видяскина** аспирант;
Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва, г. Самара;
vidyaskina.an@ssau.ru

В статье рассмотрены различные виды протезов нижних конечностей с активным демпфированием на основе пневматических, гидравлических и электрических приводов. Для каждого вида применяемого привода были описаны его преимущества и недостатки, особенности конструктивных решений с целью дальнейшего выбора прототипа из существующих коленных модулей ведущих производителей для разработки отечественного решения с характеристиками и функциональностью, не уступающими лучшим мировым образцам. В статье рассмотрены не только различные конструктивные и схемотехнические решения, но также уделено внимание анализу применяемых алгоритмов управления протезами нижних конечностей, позволяющих реализовать различные удобные опции, например, защиту от спотыкания, подъём и спуск по неровным поверхностям, системы энергосбережения и рекуперации энергии.

Ключевые слова: протез нижних конечностей; протез колена; активное демпфирование; пневматический привод; гидравлический привод; электрический привод; алгоритмы управления

Цитирование: Илюхин, В. Н. Протезы нижних конечностей с активным демпфированием / В. Н. Илюхин, М. А. Ермилов, А. И. Сафин, А. Н. Видяскина // Динамика и виброакустика. – 2024. – Т. 10, №2. – С. 84-97. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-84-97

Введение

Нарушение опорно-двигательных функций сильно ограничивает подвижность человека, что приводит к ухудшению качества жизни. Протезы нижних конечностей с активным демпфированием – это современные устройства на основе микропроцессоров, которые не только максимально восполняют утраченную функцию конечности, но и позволяют людям продолжать вести активный образ жизни и даже вернуться в спорт.

Протезирование ног – один из наиболее часто используемых видов протезирования. Протезные устройства в широком смысле можно разделить на две группы: косметические и функциональные. В то время как косметические протезы в первую очередь предназначены для визуального сокрытия физических дефектов, функциональные протезы направлены на восстановление утраченных возможностей движения. Последние можно дополнительно разделить на три типа: тяговые, рабочие и бионические. Принцип действия, используемые материалы, стоимость и продолжительность времени, необходимого организму для адаптации к применению этих протезов, сильно различаются.

По данным компании «Моторика» мировой спрос на протезы верхних конечностей составляет около 35 миллионов, что в шесть раз меньше спроса на протезы ног [1]. По оценкам экспертов WinterGreenResearch мировой рынок эндопротезов тазобедренного и коленного суставов может составлять 16,7 миллиарда долларов [2]. Однако производителей искусственных ног в мире значительно меньше, чем производителей искусственных рук, это касается и России. В настоящее время значительно снижены или даже прекращены поставки импортных протезов на российский рынок. Поэтому тема разработки отечественных протезов нижних конечностей с активным демпфированием очень актуальна. Предыдущие разработки протезов и ортопедических устройств использовали в основном пассивные механические компоненты для управления движением коленного сустава, что часто приводило к ограничению движений и дискомфорту пользователя.

Большинство протезов, доступных в настоящее время для людей с ампутированными конечностями, остаются энергетически пассивными. Пассивные протезы не способны воспроизвести биомеханику здорового бега отчасти потому, что эта биомеханика требует значительной суммарной положительной мощности как в коленном, так и в голеностопном суставах. В последние годы начали появляться протезы нижних конечностей с электроприводом, которые способны генерировать положительную мощность в коленных или голеностопных суставах. Поскольку столкновение стопы с землёй всегда влечёт за собой некоторую потерю энергии, каждая нога должна фактически генерировать количество движущей энергии, строго превышающее поглощённое количество. Для этого суставы бегущей ноги, способные поддерживать беговую походку, должны генерировать больше энергии, чем они поглощают.

В последние десятилетия протезы коленей претерпели ряд существенных технологических усовершенствований, повысивших их функциональность и безопасность благодаря, в первую очередь, внедрению микропроцессорного управления. Зачастую в протезы интегрируются гидравлические и пневматические приводы, позволяющие лучше адаптироваться к реальному изменению окружающей среды, что крайне важно при ходьбе по склонам, лестницам, неровному грунту и т.д. [3].

На данный момент на мировом рынке протезирования широко представлены разработки следующих компаний: Ossur, Ottobock, BlatchfordLtd, Fillauer, Freedominnovation и др. Они производят большую часть всех используемых в мире бионических протезов. Эти компании специализируются на производстве протезов с различными видами приводов: гидравлическим, электрическим и приводом на основе магнитореологической жидкости. Поэтому целью данного исследования является оценка технического состояния зарубежных и отечественных производителей коленного модуля протеза нижних конечностей, определение основных перспективных решений и отдельные преимущества современных образцов коленного модуля.

1 Протезы коленных модулей с электрическим приводом

Протез колена PowerKnee – это микропроцессорное устройство с электроприводом [4]. Активная система обеспечивает сгибание и разгибание, имитируя концентрическую и эксцентрическую мышечную активность. Датчики определяют движение пользователя и передают

информацию в микропроцессор, где алгоритмы позволяют колену реагировать на потребности пользователя. Электродвигатель обеспечивает постоянную фазу при нахождении человека в покое, а также фазу свободного поворота. Обеспечивая активное разгибание при вставании, контролируемое сопротивление при спуске, активное сгибание и разгибание при ходьбе, протез колена PowerKnee от компании Ossur представлен на рисунке 1

Другой пример протеза нижних конечностей, разработанный в Университете Вандербильта [5] (рисунок 2), позволяет людям с ампутированными конечностями ходить без волочения ног, характерного для пассивных протезов. В устройстве протеза приводы коленного и голеностопного суставов работают в унисон. Протез оснащён датчиками, которые отслеживают движения пользователя. В этом решении заложен алгоритм прогнозирования того, что человек пытается сделать, и управление устройством происходит таким образом, чтобы облегчить эти движения.



Рисунок 1 – Протез колена PowerKnee от компании Ossur



Рисунок 2 – Версия роботизированной ноги, разработанной Центром интеллектуальной мехатроники Университета Вандербильта

Исследования показали, что пользователи, оснащённые данным устройством, ходят на 25 процентов быстрее по ровным поверхностям, чем при использовании пассивного протезирования нижних конечностей. Это обусловлено тем, что пользователям требуется на 30–40 процентов меньше собственной энергии для работы.

Последние технологические достижения позволили инженерам Университета Вандербильта создать устройство, которое весит около 4 кг и может работать в течение трёх дней нормальной активности или от 13 до 14 километров непрерывной ходьбы на одном заряде. Одна из особенностей системы управления этого протеза – это программа защиты от спотыкания. Если протез почувствует, что её пользователь начинает спотыкаться, то протез поднимет ногу, чтобы устранить препятствие, и поставит ступню на пол.

ShirleyRyanAbilityLab разработали лёгкую ногу с электроприводом с инновационным дизайном колена и лодыжки [6], значительно снижающим вес и шум устройства.

Колено оснащено новой активной регулируемой трансмиссией (AVT), которая адаптирует мощность и скорость двигателя в зависимости от требований различных видов деятельности. Это означает, что колено не затрачивает электроэнергию, когда пользователь идёт по ровной поверхности, но обеспечивает максимальную мощность, когда это необходимо. По-

скольку двигатель используется только при необходимости, применяются меньшие по габаритам и более лёгкие двигатели. И протез работает тише, потому что мотор большую часть времени выключен. В этой облегчённой ноге на голеностопе используется новая кулачковая передача для активного контроля положения голеностопа во время упражнений без нагрузки.

Электрические сигналы записываются и анализируются встроенным в ногу микропроцессором, который затем подготавливает ногу, например, для перемещения в транспортное средство или для изменения положения ноги для удобства.

Ключевым моментом является использование новых небольших и мощных двигателей, первоначально разработанных для роботизированной руки на Международной космической станции. Рекуперативное торможение заряжает аккумулятор энергией, получаемой при касании ноги о землю. Эта функция позволяет ноге более чем в два раза увеличить пройденный путь при ходьбе с одной зарядкой в день.

При использовании обычного протезирования люди с ампутированными конечностями должны приподнять бедро, чтобы оторвать протезную ногу от пола, и качнуть ногой вперед. Эта неестественная походка отнимает больше энергии, чем обычная ходьба, вызывает дополнительный стресс и боль в бедрах и в пояснице и в конечном итоге повреждает суставы. Роботизированные ноги потенциально могут обеспечить гораздо более удобную походку, но одним из их недостатков является скованность в суставах.

Использование меньшего количества передач даёт много преимуществ. В дополнение к возможности свободного поворота колена удаление передач снизило уровень шума. Кроме того, рекуперативное торможение частично поглощает удар, когда протез ноги касается земли.

Ещё один прототип протеза с электрическим приводом представлен на рисунке 3 [7, 8]. Протез оснащен двумя шарико-винтовыми передачами с электроприводом, которые приводят в движение коленный и голеностопный суставы через кулисно-кривошипный механизм. Каждый приводной блок состоит из двигателя Махон (модель 148867). Протез содержит бортовую электронику для обработки сигналов и использует кабель для питания и связи. По результатам измерения нагрузки между пользователем и протезом, а также между протезом и опорой, определяется двигательная ситуация и осуществляется управление протезом.



Рисунок 3 – Прототип протеза с кабельным подключением

2 Анализ протезов колена с гидравлическим приводом

Протезы на основе гидравлического привода различаются на два типа в зависимости от используемой рабочей жидкости: магнитореологическая и гидравлическое масло.

Магнитореологическая жидкость является материалом, обладающим уникальными свойствами реологии, которые позволяют регулировать её вязкость под воздействием магнитного поля. Это свойство даёт возможность применять её для создания демпферов, используемых в протезах.

Система управления протезом колена с демпфером на основе магнитореологической жидкости представляет собой комплексное устройство, состоящее из нескольких компонентов. В основе системы лежит механическая конструкция, включающая в себя демпфер на основе магнитореологической жидкости, датчики положения и усилия, а также микроконтроллер, который обрабатывает данные, поступающие от датчиков, и управляет работой демпфера, обеспечивая нужную амплитуду и скорость движения протеза. Протез колена RheoKnee с магнитореологической жидкостью от компании Ossur представлен на рисунке 4.

В статье Исландского университета [9] описан магнитореологический протез коленного сустава. Он представляет собой устройство, которое потенциально может улучшить биомеханическую функцию людей с ампутированными конечностями. Магнитореологическая жидкость используется для регулирования тормозного момента колена в ответ на переменное магнитное поле. Следовательно, жёсткость колена можно контролировать в режиме реального времени, когда человек с ампутированной конечностью ходит.



Рисунок 4 – Внешний вид протеза колена RheoKnee с демпфером на основе магнитореологической жидкости

Основу работы протеза с гидравлическим маслом составляет гидроцилиндр с замкнутым контуром его полостей. Перетекание рабочей жидкости из полости в полость обеспечивает функционирование протеза. Рассмотрим функциональные принципы наиболее распространенных моделей протезов: C-Leg, Plié2.0, Orion, Rel-K.

Гидравлическая система протеза коленного модуля C-Leg [10] (рисунок 5) включает в себя два сервоклапана 1 и 2 для реализации процессов сгибания и разгибания соответственно. В процессе работы микропроцессор непрерывно управляет изменением площади открытия клапанов.

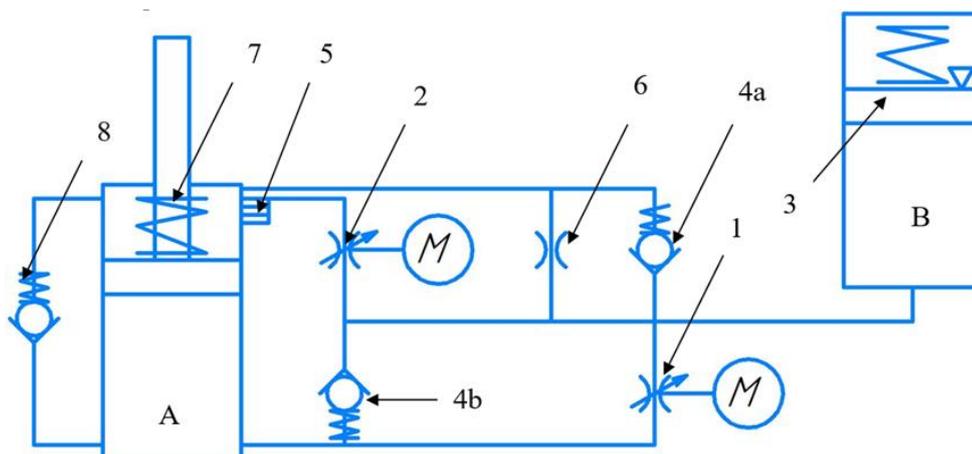


Рисунок 5 – Гидропневматическая схема коленного протеза C-Leg [10]:
 1, 2 – сервоклапаны; 3 – пружина; 4а, 4b – обратные клапаны; 5 – распределённая группа каналов;
 6 – дроссели; 7 – пружина; 8 – обратный клапан; А, В – полости

При разгибании протеза коленного модуля поршень выдвигается. Рабочая жидкость проходит через клапан 2 и обратный клапан 4b, попадая в бесштоковую полость. Энергия, накопленная в газовой полости В и в сжатой пружине 3, высвобождается, в результате чего поток, также проходя обратный клапан 4b, попадает в камеру А [11, 12]. В конце хода происходит торможение поршня за счёт распределённой группы каналов 5 и пружины 7. При низком заряде аккумулятора медленное выдвижение возможно благодаря дросселю 6.

Обратные клапаны 4а и 4b имеют большую величину открытия и не создают сопротивление потоку по сравнению с сервоклапанами. Таким образом, совокупность «сервоклапан 1 – обратный клапан 4а» и «сервоклапан 2 – обратный клапан 4b» позволяют независимо друг от друга изменять сопротивление во время движения, которое влияет на фазу опоры. Сигналы управления поступают от программного обеспечения. Закон изменения площади открытия сервоклапанов заложен в микроконтроллере [13, 14].

Гидравлическая система протеза Plié2.0 [15] (рисунок 6), в отличие от C-leg, состоит из одного сервоклапана 5, управляемого микропроцессором и двумя дросселями 1 и 2, регулирующими вручную.

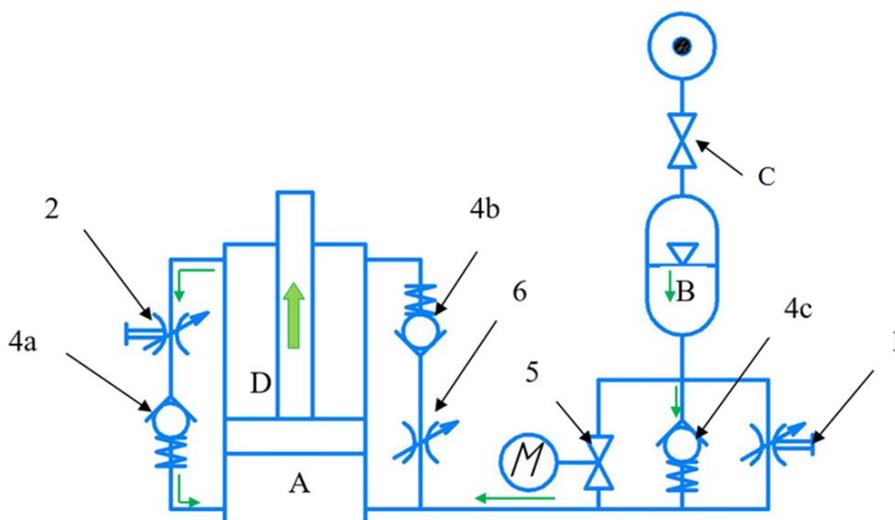


Рисунок 6 – Гидропневматическая схема коленного протеза Plié2.0 с пневмогидроаккумулятором [15]:
 1, 2 – регулируемые дроссели; 3 – клапан; 4а, 4b, 4с – обратные клапаны; 5 – сервоклапан;
 6 – регулируемый дроссель; А, В, D – полости

Система включает в себя пневмогидроаккумулятор, который обеспечивает дополнительное давление при разгибании коленного модуля.

При сгибании масло перетекает из камеры А в камеру В через обратный клапан 4b, гидросопротивление которого зависит от перепада давления на нём. Имитацией его гидросопротивления является дроссель 6.

Разница между вытесняемым объёмом из полости А в полость В равна объёму штока. Этот объём рабочей жидкости попадает в полость В через регулируемый дроссель 1 или клапан 5. Управляемый микропроцессором сервоклапан 5 имеет два положения: открыт и закрыт. Если он закрыт, то сопротивление в линии зависит только от настроек дросселя 1. Если он открыт, то сопротивление линии значительно снижается, т. к. площадь его проходного сечения больше, чем у дросселя 1. При этом полное сопротивление сгибанию протеза определяется клапаном, дросселем 6 и податливостью газовой полости С.

При каждом шаге энергия накапливается в пневматической пружине. Её жёсткость зависит от давления в камере С, которое можно изменять с помощью насоса.

При разгибании протеза запасённая энергия пружины высвобождается (рисунок 6, поток отмечен зелёным цветом). При этом масло из камеры В перемещается в полость А через обратный клапан 4c, сечение которого значительно больше клапана 5 и дросселя 1. Сопротивление движению поршня оказывает лишь вручную настроенный клапан 2 [16, 17, 18]. Следовательно, фаза разгибания не зависит от настройки микропроцессора.

Система протеза Orion [19], в отличие от Plié2.0, состоит из двух независимых контуров (пневматический и гидравлический), соединённых между собой одним штоком с двойным поршнем (рисунок 7). Микропроцессор управляет гидравлическим сервоклапаном 1 и игольчатым клапаном 3.

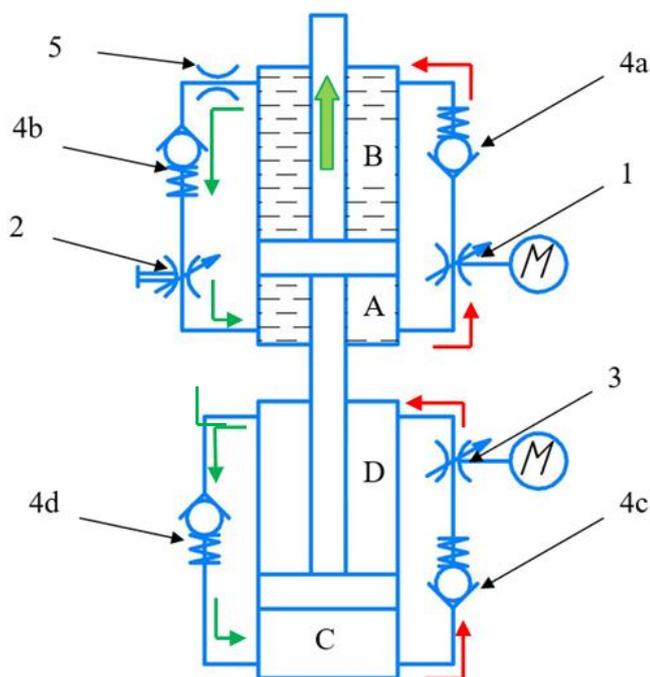


Рисунок 7 – Гидропневматическая схема протеза Orion [19]:
 1 – сервоклапаны; 2 – клапан с ручным регулированием; 3 – игольчатый клапан;
 4a, 4b, 4c, 4d – обратные клапаны; 5 – демпфер; А, В, С, D – полости

При сгибании протеза масло движется из камеры А в камеру В через обратный клапан 4a и сервоклапан 1, управляемый микропроцессором.

В то же время воздух проходит из камеры С в камеру D через обратный клапан 4с и игольчатый клапан 3. При полном закрытии клапана 3 во время фазы сгибания энергия накапливается в пневматической пружине: в камере С давление увеличивается, в камере D – уменьшается.

При разгибании шток движется вверх, масло проходит через клапан 4b и регулируемый вручную клапан 2 (поток отмечен зелёным цветом). При этом микропроцессор в управлении потоком масла не участвует. Если в предыдущей фазе пневматическая пружина накопила энергию, то она помогает процессу разгибания. Микропроцессор при необходимости может прервать влияние пневматической пружины, открыв клапан 3.

В конце фазы разгибания включается в работу гидравлический демпфер 5.

Система протеза Rel-K [19] (рисунок 8) оснащена сервоклапаном с микропроцессорным управлением 1 и регулируемым вручную клапаном 2.

При сгибании поршня масло перемещается из камеры А в камеру С через сервоклапан 1 и обратный клапан 4b (поток отмечен красным). При этом сжимается стальная пружина 5. Излишек масла, равный объёму штока, попадает в специальную полость В, сжимая пружину 3. Сопротивление сгибанию можно изменять от минимального значения, определяющегося жёсткостью пружин 3 и 5, до максимального значения (полное ограничение движения) при закрытом сервоклапане 1.

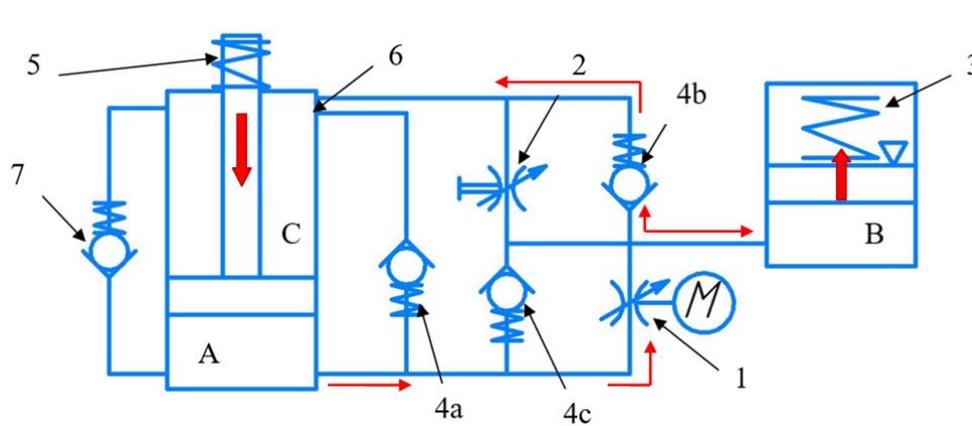


Рисунок 8 – Схема линейной гидравлики Rel-K [19]:

1 – сервоклапан; 2 – клапан с ручным регулированием; 3, 5 – пружины; 4a, 4b, 4c – обратные клапаны; 6 – канал; А, В, С – полости

При разгибании высвобождается энергия, запасённая в пружинах 3 и 5, а скомпенсированный объём масла движется из полости В в полость А. Большую часть фазы разгибания масло из полости С проходит с малым сопротивлением через обратный клапан 4a. После перекрытия поршнем канала 6 масло движется через регулируемый дроссель 2 и обратный клапан 4с, что приводит к большому сопротивлению. Изменение сопротивления происходит резко, в отличие от конструкций C-leg и Orion, имеющих группу мелких каналов (рисунок 5 элемент 5 и рисунок 7 элемент 5 соответственно).

В основе привода C-Leg применена гидравлическая система, которая управляется микропроцессором. В C-Leg создание сопротивления поворота основано на принципе гидравлической системы с двумя отдельными сервоклапанами (1, 2) для сгибания и разгибания (рисунок 5). Каждый клапан управляется микропроцессором и может непрерывно изменять сопротивление от минимального до максимального значения, включая полное закрытие при необходимости.

3 Особенности реализации электрической схемы управления гидравлическим демпфером коленного протеза

В настоящее время существует два основных конструктивных типа коленных протезов (КП): одноосные и многоосные, имеющие, соответственно, одну или несколько точек шарнирного соединения. Большая часть существующих коленных протезов с микропроцессорным управлением (КПМУ) одноосные. Для реализации микропроцессорного управления КПМУ используют контроллеры, различные датчики и автономные источники питания [20-22].

На рисунке 9 показан предпочтительный вариант исполнения протезной коленной системы управления [23]. Система управления с обратной связью содержит контроллер, который принимает информацию с датчиков и диагностическую информацию для управления работой колена. Коленный привод содержит тормозную систему или амортизатор с изменяющимся моментом для изменения амортизации сустава, чтобы управлять движениями выпрямления и сгибания по командам от контроллера. Датчик (потенциометрический, оптический или магнитный энкодер) используется для определения абсолютного угла одноосного колена, на который сгибается и выпрямляется коленный сустав. Дифференциатор определяет угловую скорость поворота колена. По этому сигналу определяется, сгибается колено или выпрямляется. Датчик осевого усилия и момента нижней конечности измеряет составляющую усилия, приложенную к протезу от земли вдоль или параллельно голени, и составляющую момента, приложенную к протезу в медиально-продольном направлении. Сенсорные средства в виде датчиков, регистрирующих два параметра (угол колена и нагрузка на нижнюю часть протеза ноги), осуществляют постоянный контроль за состоянием протеза вовремя его использования [24].

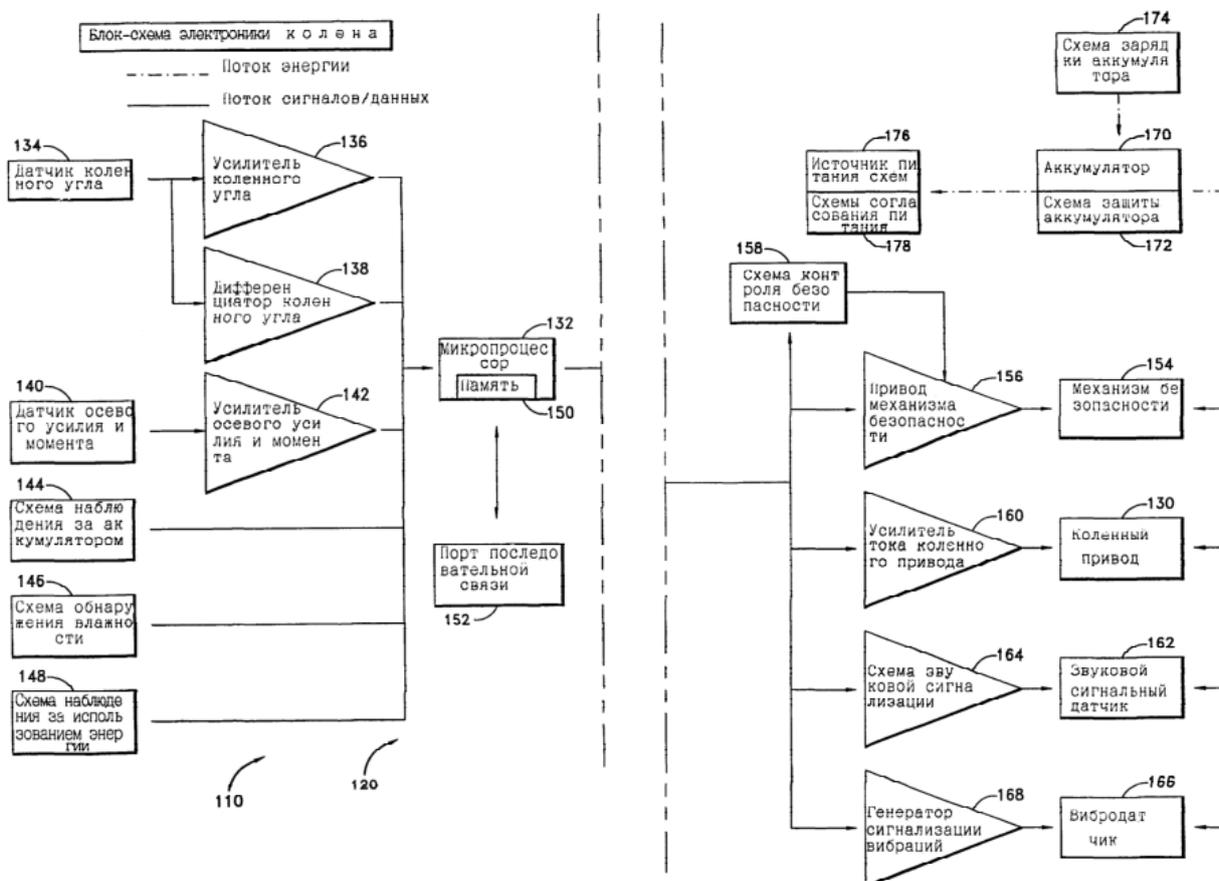


Рисунок 9 – Блок-схема электроники коленного протеза

Прототип коленного протеза с электронным управлением Е-Кnee (рисунок 10) состоит из модифицированных конечностей протеза, регулируемого демпфера, магнитного датчика, микроконтроллера Arduino (на отладочной плате Boarduino с АТmega 328), зажимного механизма и источника питания [25].

В качестве регулируемого демпфера использован стабилизатор рулевого управления мотоцикла (рисунок 10). Он имеет гидравлическую систему с нормально открытым электромагнитным клапаном, площадь сечения которого изменяется пропорционально подаваемому на него напряжению и току. При изменении площади проходного сечения клапана изменяется его гидравлическое сопротивление, а следовательно, меняются демпфирующие свойства протеза. Для полной фиксации штока в конструкции имеется зажимной механизм. Он представляет собой механический фиксатор штока гидроцилиндра, приводимый в движение с помощью соленоида.

Система управления определяет угловое сгибание колена с помощью датчика Холла, установленного между нижним блоком колена и задним рычагом (рисунок 10). Система управления реализована на базе отладочной платы Arduino (Boarduino) и предназначена для контроля сгибания протеза. Программа управления имеет три различных состояния: стойка, качание и спотыкание. Используя распознавание двигательных ситуаций и пороговые значения контролируемой скорости сгибания, программа переключает протез между состояниями походки. Если программа обнаруживает быстрое угловое сгибание во время стойки, свидетельствующее о спотыкании или падении, система управления переключает протез на режим спотыкания и включает зажимной механизм, который останавливает сгибание. Протез переключается с режима спотыкания обратно на режим стойки при обнаружении разгибания колена. Если бы угловое сгибание слегка увеличивалось после стойки, состояние было бы переключено на качание. Когда скорость разгибания колена достигает нуля, состояние качания всегда переключается в стойку.

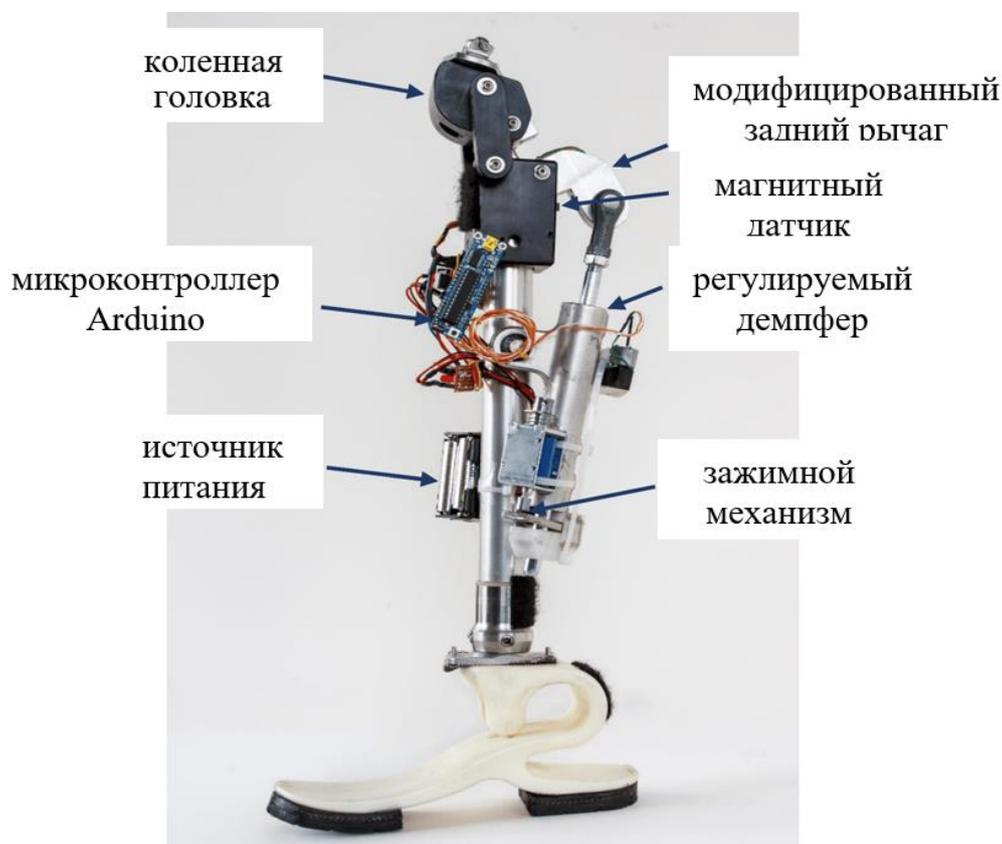


Рисунок 10 – Прототип коленного протеза с электронным управлением Е-Кnee

Заключение

В результате исследования была выполнена оценка текущего технического уровня изделий зарубежных и отечественных производителей коленного модуля протеза нижних конечностей. Показано, что наиболее перспективным решением является использование гидравлического привода с модулем узла демпфирования поворота колена. Основным преимуществом применения гидравлического привода является возможность обеспечения силовой поддержки инвалида, человека с ограниченными возможностями в активном движении и в состоянии покоя. Также применение привода с модулем узла демпфирования поворота колена обеспечивает более эффективное энергопотребление по сравнению с другими техническими решениями узла коленного модуля.

В составе отечественных готовых изделий, прототипов, изобретений и промышленных образцов не представлены подобные технические решения. Таким образом, разработка коленного модуля протеза нижних конечностей с гидравлическим приводом и модулем узла демпфирования поворота колена является целесообразной на сегодняшний день в нашей стране.

Работа выполнена в рамках реализации Программы развития Самарского университета на 2021- 2030 годы в рамках программы "Приоритет-2030" при поддержке Правительства Самарской области.

Список использованных источников

1. Жигач, А. Рук больше, чем ног: какими бывают современные протезы и кто производит их в России и в мире / А. Жигач // Rusbase (RB.RU) [сайт]. – 2020. – URL: <https://rb.ru/longread/modern-prosthesis/> (дата обращения 12.06.2023).
2. Анализ размера и доли рынка замены тазобедренного сустава – тенденции роста и прогнозы (2024–2029 гг.) // Mordor Intelligence [сайт]. – 2024. – URL: <https://www.mordorintelligence.com/ru/industry-reports/hip-replacement-market> (дата обращения 07.07.2023).
3. Prosthetic Knee Solutions // apcprosthetics.com.au [сайт «APC ProstheticsGroup»]. – 2023. – URL: <https://apcprosthetics.com.au/prosthetic-knees/> (дата обращения 15.06.2023).
4. Power Knee™ // Ossur [сайт]. – <https://www.ossur.com/en-us/prosthetics/knees/power-knee> (дата обращения 12.05.2023).
5. Патент 8652218B2 USA. Powered leg prosthesis and control methodologies for obtaining near normal gait [Протез ноги с приводом и методики контроля для получения почти нормальной походки] : № 12/427 384 : заявлено 21.04.2009 : опубликовано 18.02.2014 / М. Goldfarb, А. Varol, F. C Sup IV, J. Mitchell ; заявитель и патентообладатель Vanderbilt University.
6. Burt, Sh. Evaluation of a Lightweight Powered Leg [Оценка легкой силовой ноги] / Sh. Burt. // Shirley Ryan abilitylab [сайт]. – 07.07.2023.
7. Sup, F.; Varol, H.A.; Mitchell, J.; Withrow, T.; Goldfarb, M. Design and control of an active electrical knee and ankle prosthesis. In Proceedings of the 2nd Biennial IEEE/RAS-EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechanics, Scottsdale, AZ, USA, 19–22 October 2008; Volume 2008, pp. 523-528.
8. Sup, F.; Bohara, A.; Goldfarb, M. Design and Control of a Powered Transfemoral Prosthesis / F. Sup, A. Bohara, M. Goldfarb. // Int. J. Robot. Res. – 2008. – 27 (2). – pp. 263-273.
9. Herr, H. User-Adaptive Control Of A Magnetorheological Prosthetic Knee [Текст: электронный] / H. Herr, A. Wilkenfeld // Industrial Robot: An International Journal. – 2003. – Vol. 30, №1. – pp. 42-55.
10. Bellmann, M. Funktionsprinzipien aktueller Mikroprozessor gesteuerter Prothesenkniegelenke / M. Bellmann, T. Schmalz, S. Blumentritt // Orthopädie-Technik. – 2009. – 60, pp. 297-303.
11. Blumentritt, S. The safety of C-Leg: biomechanical tests / S. Blumentritt, T. Schmalz, R. Jarasch // JPO Journal of Prosthetics and Orthotics // – 2009. – 21(1). – pp. 2-15.
12. Dietl, H. C-Leg-Ein neues System zur Versorgung von Oberschenkelamputationen / H. Dietl, R. Kaitan, R. Pawlik, P. Ferrara // Orthopädie-Technik. – 1998. – 49. – pp. 197–211.
13. Патент EP0549855B1, A61 F 2, A61 F 2/68. System for controlling artificial knee joint action in above knee prosthesis : заявлено 12.09.1992 : опубликовано 07.07.1993 / James K. B.
14. Kaufman, K. R. Do microprocessor-controlled knees work better? / K. R. Kaufman, B. Iverson, D. Padgett, R. H. Brey, J. A. Levine, M. J. Joyner // J Biomech. – 2006. –39. – S70.

15. Freedom Innovations. Intelligent Hydraulics: Plié2.0 MPC Knee. – URL: <http://www.freedom-innovations.com/deutsch/knees/kneevideo.html> (Accessed 12 August 2023)
16. Freedom Innovations. Intelligent Hydraulics: Plié2.0 MPC Knee. – URL: <http://www.freedom-innovations.com/deutsch/knees/kneevideo.html> (Accessed 12 August 2023)
17. Патент EP 1 909 708 B2, A61F 2/64 (2006.01), A61F 2/30 (2006.01), A61F 2/38 (2006.01). Novel computer controlled prosthetic knee device: заявлено 28.07.2006: опубликовано 16.04.2008 / Palmer M., Bisbee C. R. III.
18. Патент US 2009/0140475 A1. Hydraulic dampers with pressure regulated control valve : заявлено Jan. 23, 2009: опубликовано Jun. 4, 2009 / Turner R.A., Victorville C.A.
19. Liang, W. Mechanisms and component design of prosthetic knees: A review from a biomechanical function perspective / W. Chen, Z. Qian, H. Song, Y. Cao, G. Wei, L. Ren, K. Wang, L. Ren // *Frontiers in Bioengineering and Biotechnology*. – 2022. DOI: 10.3389/fbioe.2022.950110.
20. Thiele, J. Designs and performance of microprocessor-controlled knee joints / J. Thiele, B. Westebbe, M. Bellmann, M. Kraft // *Biomed Tech (Berl)*. – 2014. – 59(1). – pp. 65-77. DOI: 10.1515/bmt-2013-0069
21. Tang, P. C. Y., Ravji, K., Key, J. J., Mahler, D. B., Blume, P. A., & Sumpio, B. (2008). Let Them Walk! Current Prosthesis Options for Leg and Foot Amputees / P. C. Y. Tang, K. Ravji, J. J. Key, D. B. Mahler, P. A. Blume, B. Sumpio // *Journal of the American College of Surgeons*. – 2007. – 206(3). – pp. 548–560.
22. Lucas Galey, and Roger V. Gonzalez. Design and Initial Evaluation of a Low-Cost Microprocessor-Controlled Above-Knee Prosthesis: A Case Report of 2 Patients. / Galey, L., Gonzalez, R. // *Prosthesis*. – 2022. – 4(1). – pp. 60–72.
23. Патент RU 2 271 779 C2 Российская Федерация, МПК А61F 2/64, А61F 2/68. Способ адаптивного управления амортизацией протезного колена в фазе стояния, способ адаптивного управления амортизацией момента протезного колена в фазе ходьбы, протезное колено, приспособляющееся для управления моментом амортизации во время фазы стояния человека без ноги, и протезный узел [Текст] : № 2002127784/14 : заявлено 2001.03.29 : опубликовано 2006.03.20 / Херр Х. М. (US), Вилкенфелд Э. (US), Блек О. (US); заявитель и патентообладатель Массачусеттсинститут оф технолоджи (US)
24. Патент RU 2 089 138 C1 Российская Федерация, МПК А61F 2/70. Способ управления коленным сочленением протеза ноги и устройство для его осуществления [Текст] : № 92004581/14 : заявлено 03.12.1992 : опубликовано 10.09.1997 / Кельвин Б. Джеймс (CA); заявитель и патентообладатель Ортопедическое предприятие Отто Бока (DE).– Бюл. № 8. – 34с.
25. Galey, L. Design and Initial Evaluation of a Low-Cost Microprocessor-Controlled Above-Knee Prosthesis: A Case Report of 2 Patients / L. Galey, Gonzalez, R. V. // *Prosthesis*. – 2022. – 4. – pp. 60–72.

Lower limb prostheses with active damping

V. N. Ilyukhin | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor;
Samara National Research University, Samara, Russian
Federation;
ilyukhin.vn@ssau.ru

M. A. Ermilov | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor;
Samara National Research University, Samara, Russian
Federation;
ema@ssau.ru

A. I. Safin | Candidate of Science (Engineering), Associate Professor;
Samara National Research University, Samara, Russian
Federation;
safin@ssau.ru

A. N. Vidyaskina | Postgraduate Student;
Samara National Research University, Samara, Russian
Federation;
vidyaskina.an@ssau.ru

The article considers various types of lower limb prostheses with active damping based on pneumatic, hydraulic and electric drives. For each type of drive used, its advantages and disadvantages, features of design solutions were described with the aim of further selecting a prototype from existing knee modules of leading manufacturers to develop a domestic solution with characteristics and functionality not inferior to the best world samples. The article considers not only various design and circuit solutions, but also pays attention to the analysis of the applied control algorithms of lower limb prostheses, allowing to implement various convenient options, for example, protection against tripping, ascent and descent on uneven surfaces, energy saving and energy recovery systems.

Keywords: lower limb prostheses; knee prosthesis; active damping; pneumatic drive; hydraulic drive; electric drive; control algorithms

Citation: Ilyukhin, V. N., Ermilov, M. A., Safin, A. I. and Vidyaskina, A. N. (2024), "Lower limb prostheses with active damping", *Journal of Dynamics and Vibroacoustics*, vol. 10, no. 2, pp. 84-97. DOI: 10.18287/2409-4579-2024-10-2-84-97. (In Russian; abstract in English).

References

1. Zhigach, A (2020). "Arms are bigger than legs: what are modern prostheses and who makes them in Russia and around the world", *Rusbase (RB.RU)* [Electronic], available at: <https://rb.ru/longread/modern-prosthesis/> (Accessed 12 June 2023).
2. Mordor Intelligence (2024), "Hip Replacement Market Size and Share Analysis - Growth Trends and Forecasts (2024-2029)", available at: <https://www.mordorintelligence.com/ru/industry-reports/hip-replacement-market> (Accessed 7 July 2023).
3. The official site of "APC ProstheticsGroup" (2023), "Prosthetic Knee Solutions", available at : <https://apcprosthetics.com.au/prosthetic-knees/> (Accessed 15 June 2023).
4. The official site of "Ossur", "Power Knee™", available at: <https://www.ossur.com/en-us/prosthetics/knees/power-knee> (Accessed 12 May 2023).
5. Goldfarb, M., Varol, A., Sup IV, F. C and Mitchell, J. (2014), Powered leg prosthesis and control methodologies for obtaining near normal gait, USA, Pat. 8652218B2.
6. Burt, Sh. (2020), Evaluation of a Lightweight Powered Leg Shirley Ryan ability lab [online], available at: <https://www.sralab.org/research/projects/evaluation-lightweight-powered> (Accessed 07 July 2023).

7. Sup, F.; Varol, H.A.; Mitchell, J.; Withrow, T.; Goldfarb, M. "Design and control of an active electrical knee and ankle prosthesis", *Proceedings of the 2nd Biennial IEEE/RAS-EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics*, Scottsdale, AZ, USA, 19–22 October 2008, pp. 523-528.
8. Sup, F.; Bohara, A.; Goldfarb, M. "Design and Control of a Powered Transfemoral Prosthesis", *Int J Robot Res*, 2008, vol. 27 (2), pp. 263-273.
9. Herr, H. "User-Adaptive Control of a Magnetorheological Prosthetic Knee" *Industrial Robot: An International Journal*, 2003, Vol. 30, №1, pp. 42-55.
10. Bellmann, M. "Funktionsprinzipien aktueller Mikroprozessor gesteuerter Prothesenkniegelenke" *Orthopädie-Technik*, 2009, 60, pp. 297-303.
11. Blumentritt, S. "The safety of C-Leg: biomechanical tests", *JPO Journal of Prosthetics and Orthotics*, 2009, 21(1), pp. 2-15.
12. Dietl, H. "C-Leg-Ein neues System zur Versorgung von Oberschenkelamputationen", *Orthopädie-Technik*, 1998, 49, pp. 197-211.
13. James, K. B., (1992), *System for controlling artificial knee joint action in above knee prosthesis*, German and French, Pat. EP0549855B1.
14. Kaufman, K. R., "Do microprocessor-controlled knees work better?", *J Biomech*, 2006, vol. 39(1), S70.
15. Freedom Innovations. Intelligent Hydraulics: Plié2.0 MPC, Knee, available at: <http://www.freedom-innovations.com/deutsch/knees/kneevideo.html> (Accessed 12 August 2023)
16. Freedom Innovations. Intelligent Hydraulics: Plié2.0 MPC Knee, available at: <http://www.freedom-innovations.com/deutsch/knees/kneevideo.html> (Accessed 12 August 2023)
17. Palmer M., Bisbee C. R. III, (2006), *Novel computer controlled prosthetic knee device*, German and French, Pat. EP 1 909 708 B2.
18. Turner R.A., Victorville C.A., (2009), *Hydraulic dampers with pressure regulated control valve*, US, Pat. US 2009/0140475 A1.
19. Liang, W., Chen, W., Qian, Z., Song, H., Cao, Y., We, G., Ren, L., Wang, K., Ren, L. (2022), "Mechanisms and component design of prosthetic knees: A review from a biomechanical function perspective", *Frontiers in Bioengineering and Biotechnology*, DOI: 10.3389/fbioe.2022.950110.
20. Thiele, J., Westebbe, B., Bellmann, M., Kraft, M., (2014), "Designs and performance of microprocessor-controlled knee joints", *Biomed Tech (Berl)*, vol. 59(1), pp. 65-77, DOI: 10.1515/bmt-2013-0069
21. Tang, P. C. Y., Ravji, K., Key, J. J., Mahler, D. B., Blume, P. A., & Sumpio, B. (2007), "Let Them Walk! Current Prosthesis Options for Leg and Foot Amputees", *Journal of the American College of Surgeons*, vol. 206(3), pp. 548–560.
22. Lucas Galey, and Roger V. Gonzalez, (2022), "Design and Initial Evaluation of a Low-Cost Microprocessor-Controlled Above-Knee Prosthesis: A Case Report of 2 Patients", *Prosthesis*, vol. 4(1), pp. 60–72.
23. Kherr, K. M., Vilkenfeld, E., Blek O., Massachusetts INSTIT'JuT OF Teknolodzhi (2006), *Method for carrying out adaptive control of prosthesis knee shock absorption in standing phase, method for carrying out adaptive control of prosthesis knee shock absorption moment in walking phase, prosthesis knee adaptable to control shock absorption moment in standing phase of patient having no leg and prosthesis unit*, US, Pat. RU 2 271 779 C2.
24. Kel'vin, B.D., Ortopedicheskoe predpriyatie Otto Boka (1997), *Method and apparatus for controlling knee joint of leg prosthesis*, RU, Pat. 2 089 138 C1.
25. Galey, L., Gonzalez, R. V (2022), "Design and Initial Evaluation of a Low-Cost Microprocessor-Controlled Above-Knee Prosthesis: A Case Report of 2 Patients", vol. 4, pp. 60–72.