

ОТЗЫВ

официального оппонента на диссертационную работу Полушкина Олега Олеговича «Теория и методы системного подхода к балансировке ротационных агрегатов машин», представленную на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин».

Диссертационная работа Полушкина Олега Олеговича посвящена дальнейшему развитию теории и практики балансировки ротационных агрегатов машин в различных отраслях. В основу концепции нового подхода к изучению динамических процессов ротационных агрегатов и их балансировки положены идеи о «нежестком» роторе с конечной изгибной податливости его оси и конечной податливости его опор.

Ротационные агрегаты являются ответственными и наиболее динамически нагруженными узлами многих сельскохозяйственных машин. Особенностью эксплуатации этих узлов являются большие детерминированные и стохастические нагрузки, наличие вибрации, нарушение балансировки роторов в следствие износа и изменения геометрии масс при взаимодействии с перерабатываемым материалом. Однако первостепенное влияние на надежность и долговечность ротационных агрегатов имеет их балансировка. В настоящее время создание новых высокоэффективных и высокоскоростных машин, в том числе в сельскохозяйственной отрасли требует дальнейшего развития теории и практики балансировочных процессов, обновления нормативных документации в этой области, внедрения новых технологий и новой техники для балансировки ротационных агрегатов. Поставленные в диссертационной работе задачи направлены именно на создание нового системного подхода к проблеме балансировки ротационных агрегатов, совершенствование технологии и оборудования балансировки ротационных агрегатов. Использование результатов исследования в практике конструирования и проектирования роторных агрегатов будет способствовать обеспечению качества и долговечности сельскохозяйственных машин. Всё вышеизложенное свидетельствует об актуальности проведенных исследований в диссертационной работе соискателя.

Общий объем диссертации составляет 341 страницу, из которых 303 страницы представляют основной текст, включающий в себя введение, 6 глав с выводами по каждой главе и общие выводы по работе. Остальной объем диссертации складывается из титульного листа с оглавлением на 6 страницах; 45 рисунков, 3 таблицы; списка использованной литературы из 211 наименований, и 15 приложений..

В первой главе «Современное состояние теории и практики балансировки ротационных агрегатов машин» автор рассмотрел следующие во-

просы: основные категории и понятия современной теории и практики балансировки; классификация роторов как объектов балансировки; задачи уравнивания роторов при их проектировании и изготовлении; методики измерения дисбалансов. Здесь же сделан обзор литературы и краткий анализ исследований в этой области. Автор отмечает, что существующие стандарты по балансировке роторов в основном направлены на развитие внутриотраслевых нормативов балансировки. Также в основном отраслевой характер носят разные классификации роторов по критерию «жесткости» и «гибкости». В связи с этим возникает необходимость разработки исчерпывающей и обоснованной классификации роторов как объектов балансировки и соответствующих их классу методов и технологий балансировки. В этом, как правильно отмечает автор, заключается смысл системного подхода к балансировке ротационных агрегатов машин при их проектировании, изготовлении и эксплуатации. В конце этой главы сформулированы цель и задачи научного исследования.

Вторая глава диссертации носит название «Новые закономерности механики деформирования оси нежесткого ротора. Механико-математические модели неуравновешенности ротора» и является в теоретическом плане одной из основных глав диссертации. Эта глава посвящена теоретическому представлению деформации оси нежесткого ротора на разных формах её изгиба и построению механико-математических моделей роторов балансируемых по этим формам. Построению этих моделей предшествовало принятие целого ряда допущений. Два допущения, о которых более подробно сказано в разделе «Замечания» этого отзыва, по мнению оппонента являются недостаточно обоснованными. Далее автором представлены разработанные модели деформации оси нежесткого ротора, сбалансированного на i -ой ($i < n$) и 1-ой собственных формах изгиба и построены механико-математические модели неуравновешенности роторов, балансируемых на этих формах. Выведено уравнение деформируемой оси ротора от действия неуравновешенности в зависимости от собственной формы изгиба, позволяющее получить формулы определения для стрелы прогиба и корректирующих дисбалансов. В этой же главе предложены рекомендации по применению разработанных моделей для балансировки ротационных агрегатов сельскохозяйственных машин.

Третья глава «Новые закономерности динамики неуравновешенного ротора на податливых опорах. Механико-математическое модель колебаний ротора от его неуравновешенности» посвящена решению задач выделения в сложном колебательном процессе колебаний, вызванных неуравновешенностью ротора и построению механико-математической модели колебаний ротора в составе машины от его неуравновешенности. Разработан метод выделения гармоник с заданной частотой используя математическую фильтрацию с помощью рекуррентного метода наименьших квадратов. Для устра-

нений влияния сторонних источников колебаний с частотой вращения ротора разработана общая методика и представлена блок-схема алгоритма расчета на ЭВМ выделения информативной гармоник ротационного агрегата с отключением максимально большего числа других агрегатов машины. Построена принципиально новая механико-математическая модель колебаний, генерируемых неуравновешенностью ротора, путем введения коэффициентов влияния дисбаланса в j -той плоскости коррекции на колебания i -той точки машины с учетом запаздывания. Разработана оригинальная методика идентификации коэффициентов влияния (элементов матрицы коэффициентов влияния), которая использовалась при диагностике качества балансировки ротационных агрегатов по месту установке его на машине. Составлена блок-схема алгоритма расчета на ЭВМ параметров механико-математической модели колебаний от неуравновешенности ротора.

Четвертая глава «Моделирование процесса функционирования ротора в решении задач балансировки при его проектировании» посвящена использованию механико-математического моделирования для решения задач проектного синтеза уравновешивания конструкций ротационных агрегатов. Здесь представлена разработанная методика, блок-схема алгоритма расчета на ЭВМ проектного обеспечения инерционной симметрии ротационного агрегата и выбора вариантов этого обеспечения. Проведено обоснование выбора методов балансировки роторов. Проведена классификация роторов по критерию «гибкости» оси вала и приведены условия, по которым ротор можно отнести к классу: «жестких»; «квазижестких»; «квазигибких»; «гибких», предложены способы балансировки и конструктивные нормативы балансировки роторов в соответствии с их классом. Приведена блок-схема алгоритма обоснования класса проектируемого ротационного агрегата, выбора метода и нормативов балансировки. Для случая невозможности достижения точности балансировки по техническим причинам возникает необходимость на уровне проектирования отстройки критической частоты и перевода, например, ротора из класса «квазигибких» в класс «квазижестких». С этой целью на базе механико-математической модели неуравновешенного ротора разработана блок-схема алгоритма отстройки критической частоты проектируемого ротора.

Пятая глава «Моделирование динамики неуравновешенного ротора в решении задач создания новых технологий и технических средств балансировки» посвящена разработке новых и модернизации существующих технологий балансировки ротационных агрегатов машин. В частности предложена рациональная технология балансировки ротационных агрегатов с шарнирными рабочими органами, создающая малые изменения геометрии масс и отвечающая требованиям взаимозаменяемости рабочих органов в эксплуатации с наименьшими трудозатратами. Разработана методика анализа и синтеза корректирующих дисбалансов в плоскостях его коррекции, позво-

ляющей проводить априорное прогнозирование предельных значений корректирующих масс нежесткого ротора и формализовать распределение корректирующих дисбалансов по точкам возможного размещения корректирующих элементов. Рекомендовано применение частотно-регулируемого привода балансировочного станка, существенно расширяющие возможности балансировки и разработана блок-схема алгоритма выбора угловой скорости балансировки на станке с частотно-регулируемым приводе. Эти результаты, а также новые методики оценки колебаний опор балансировочного станка, идентификации дисбалансов изделия на станке, корректировки дисбалансов изделия на балансировочном станке послужили основой создания балансировочного комплекса нового поколения.

Шестая глава диссертации посвящена описанию внедрения результатов исследований в производство и носит название «Внедрение результатов исследования». Внедрение новых технологий балансировочного процесса барабана и шкива измельчителя зерноуборочного комбайна «Acros-530» сопровождалось выполнением целого ряда работ, включающего в себя анализ и синтез инерционной симметрии, выбор способа балансировки, обоснование класса сборочных единиц, отстройку критических частот, выбор способа корректировки дисбалансов барабана и приводного шкива, диагностику качества балансировки на полнокомплектном комбайне, проведение мероприятий по обеспечению уравновешенности барабана при эксплуатации и ремонте, разработку технологических нормативов и требований к чертежной документации. Другим важным этапом внедренческих работ были модернизация балансировочных станков на промышленных предприятиях и изготовление по заказам других предприятий балансировочных станков нового поколения. И наконец, разработан, изготовлен и испытан в работе балансировочный комплекс нового поколения «Vibrolab» для балансировки на местах установки роторов, включающий в себя пьезоэлектрические датчики, оптический тахометр, аналого-цифровой преобразователь, ноутбук и программное обеспечение, реализующее все разработанные автором методики и блок-схемы расчета параметров балансировки на компьютере.

Общие выводы в диссертации достаточно полно отражают результаты исследований. Считаю, что задачи исследований выполнены. Научная новизна и практическая значимость результатов исследований очевидны. Считаю необходимым отметить большой вклад автора в развитие теории и практики балансировки ротационных агрегатов на современном этапе. Особенно важными я считаю следующие результаты:

1. Разработанная в третьей главе обобщенную механико-математическую модель колебаний машины, в том числе ротора от его неуравновешенности, позволяющая с помощью введенных коэффициентов влияния (или элементов матрицы коэффициентов влияния) установить связь дисбаланса в J -ой плоскости коррекции с характеристиками колебаний в i -ой точке ма-

шины. Интересно, есть ли связь между коэффициентами влияния, введенных автором, и коэффициентами форм колебаний механических систем с большим числом степеней свободы?

2. Разработанный метод математической фильтрации полигармонических процессов со случайными составляющими, позволяющий с достаточной степенью точности выделить требуемую гармонику и обеспечить качественно новый уровень идентификации характеристик колебаний опор ротора при его балансировке, как единственного источника информации о динамической балансировке неуравновешенного ротора.

3. Разработанный новый метод реализации балансировочного процесса, учитывающий обеспечение инерционной симметрии ротационного агрегата, обоснование класса ротора, отстройку критической скорости, выбор способа балансировки и способа корректировки дисбалансов, проведение мероприятий по обеспечению уравновешенности ротора при его эксплуатации и ремонте и послуживший основой для создания балансировочных станков и балансировочных комплексов нового поколения.

Важно отметить, что практически все предлагаемые методы и процедуры балансировочного процесса в рецензируемой работе формализованы и дают широкую возможность применения компьютерной техники.

Замечания

1) На стр.66 диссертационной работы (пункт б) принято следующее допущение о том, что геометрическое место центров масс элементарных сечений невращающегося ротора представляет собой пространственную кривую (непрерывную и дифференцируемую), концы которой совпадают с центрами опор ротора и дословно: « Функцию векторов отклонения кривой от оси вращения ротора вдоль этой оси будем называть исходным искривлением оси ротора. Разложение этой функции в ряд позволит представить её в виде векторной суммы собственных форм изгиба в различных плоскостях, содержащих ось вращения ротора». Считаю это допущение неверным. Члены ряда разложения пространственной кривой дисбалансов и собственные формы изгибных – это разные вещи. Если дисбалансы вызывают вынужденные колебания системы, то собственные формы изгиба определяются жесткостными и инерционными свойствами вала (ротора) и проявляются при собственных колебаниях. По этой же причине нельзя утверждать о том, что первые члены разложения функции исходного искривления будут иметь максимальное значение в центральной точке пролета между опорами (стр. 66-67 пункт в). Автор на стр. 68 утверждает, что возможность принятия допущения аргументированы в работе автора:» Модерирование технологического процесса балансировки барабана измельчителей зерноуборочных комбайнов/ О. О. Полушкин, О. А. Полушкин, М. В. Савенков // Изв. ТулГУ, Сер. Проблемы сельскохозяйственного машиностроения . – Вып. – Тула: ТулГУ, 2004.»

К сожалению эту статью в ИНТЕРНЕТе не удалось открыть. Но в любом случае аргументы принятия допущений должны быть приведены в самой диссертации.

2) На стр. 69 исходные искривления оси ротора по n -ой форме изгиба представляются как результат её деформации под действием чередующихся по направлению и равных по модулю сил, приложенных к ротору в n точках на его оси. Почему равные по модулю? Точно ли они моделируют деформации? Понятно, что если бы силы были различны, то задача была бы статически неопределенной. Считаю это допущение неоднозначным.

3) На стр.64 автор пишет: « Новые закономерности механики нежесткого ротора, вращающегося со скоростью $\omega < \omega_{кр1}$, были выявлены теоретически, описаны и подтверждены экспериментально в кандидатской диссертации автора настоящей работы» А почему бы не привести эти новые закономерности в настоящей работе?

4) Формулировки целей и задач исследований на стр. 10 и стр.62 не совпадают.

5) Выводы по главам в основном носят общий характер, хотя в самих главах приводятся интересные и конкретные результаты.

6) Название 5-ой главы « Моделирование динамики неуравновешенного ротора в решении задач создания новых технологий и технических средств балансировки» считаю неудачным, так как основное содержание главы посвящено разработке новых методов и технологий, а также технических средств балансировки, а о моделировании динамики ротора там почти ничего нет.

7) Считаю неудачным словосочетание на стр. 10 «Теоретически обоснована и экспериментально подтверждена уточненная на 17% зависимость неуравновешенности ротора от скорости его вращения». Как можно уточнить на 17%?

8) На стр. 289-290 приведено описание нового балансировочного комплекса «Vibrolab». Было бы целесообразно сравнить технические характеристики этого прибора с другими балансировочными комплексами, например, «Балком-1А» или «ВИБРОЛАЙТ».

Несмотря на сделанные замечания диссертационную работу можно оценить в целом как новое, крупное достижение в развитие теории и практики балансировки ротационных агрегатов в различных отраслях промышленности.

Автореферат полностью соответствует содержанию диссертации. Основные положения работы достаточно полно отражены в опубликованных работах различного уровня изданиях, в том числе в рецензируемых журналах. Материалы исследований докладывались на конференциях различного уровня.

С учетом вышеизложенного следует сделать заключение о том, что диссертационная работа «Теория и методы системного подхода к балансировке ротационных агрегатов машин» соответствует требованиям п.9 Положения о присуждении ученых степеней, а её автор Полушкин Олег Олегович заслуживает присуждения ему ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

664074, Иркутск, ул. Чернышевского, д.15, м.т. +79025117764,
E-mail: artyunin_ai@irgups.ru.

Я согласен на включение своих персональных данных в документы, связанные с работой диссертационного совета, и их дальнейшую обработку.

Профессор кафедры «Физика, механика и приборостроение» Иркутского государственного университета путей сообщения, доктор технических наук, профессор, советник при ректорате.



Артюнин Анатолий Иванович

14 сентября 2021 года

