

УДК 621.0

СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРОВ

© Андрей Николаевич Никифоров

*ФГБУ науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия,
n.andre@mail.ru*

Аннотация. В статье проводится научно-аналитический обзор существующей литературы по проблеме балансировки роторов различными методами. При этом акцент делается на обзоре систем автоматического уравнивания для быстроходных роторов.

Ключевые слова: Ротор, балансировка, уравнивание.

STATE OF ROTORS BALANCING PROBLEM**A.N. Nikiforov***Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Moscow, Russia,*

Abstract. In the paper a scientific-analytical review of existing special literature on the balancing of rotors by various methods is fulfilled. Main accent is review of automatic balancing systems for high-speed rotors.

Key words: Rotor, balancing.

Известно, что любое вращающееся тело, в т. ч. ротор не порождает динамическое (обусловленное движением) нагружение опор, т. е. не оказывает никакого переменного возмущающего действия на опоры, если ось вращения совпадает с одной из главных его осей инерции. Однако при изготовлении ротора из-за неточности обработки и сборки, неоднородности материала, а также при его работе из-за деформации (искривления), износа и локального разрушения, точное совмещение оси инерции с осью вращения ротора не обеспечивается. Соответственно возникающая отсюда «статическая» неуравновешенность либо устраняется в процессе технологической операции – балансировки, либо компенсируется прямо в процессе эксплуатации без остановки ротора механизмами автоматического уравнивания [1,2].

По данным, представленным в [31], причины возникновения вибрации в роторных машинах распределяются так: неуравновешенность – 50%, неудовлетворительная центровка – 30%, механические (кроме центровки), электрические и прочие дефекты – 20%. При этом улучшение точности балансировки на 10% повышает примерно на столько же его полезную мощность за счет уменьшения энергии, расходуемой на бесполезную вибрацию, удлиняет срок службы агрегата на 25% и более, нормализует условия труда операторов, снижает виброшумовое загрязнение окружающей среды. Всё это подтверждает, что борьбу с виброактивностью машин следует начинать с уменьшения дисбалансов их роторов.

В настоящее время стремительно распространяется техника с быстроходными роторами, т. е. с такими, динамический прогиб которых превышает статический и должен учитываться при балансировке [13]. Раньше роторы и опорные корпуса были сравнительно жесткими, поэтому их резонансные режимы находились далеко за максимальными оборотами, и балансировка их на низких угловых скоростях по двум плоскостям коррекции приводила к почти полному устранению вибраций агрегатов, связанных с неуравновешенностью ротора. Одновременное стремление к увеличению мощности и уменьшению веса и габаритов агрегатов сопровождается увеличением оборотов ротора, а это, в свою очередь, приближает диапазон критических скоростей ротора к его рабочим оборотам. Нередки случаи, когда критические скорости находятся в диапазоне рабочих

скоростей, т. е. ротор является гибким [3] в случае сравнительно жестких подшипников, или просто закритическим [4] в случае податливых опор, настолько что при всём этом ротор не испытывает изгибных деформаций.

Классический подход к балансировке [2,5,8,13] тихоходных (жесткие роторы на жестких опорах) и быстроходных роторов различается по количеству необходимых грузов и плоскостей коррекции, а также по диапазону скоростей, на которых проводится уравнивание. Принято считать [6,7,13], что роторы следует уравнивать с учетом их прогиба в работе, т. е. что для роторов необходима высокочастотная балансировка с установкой грузов иногда в трех и более плоскостях коррекции, а низкочастотная балансировка (на малых оборотах) двумя грузами в двух произвольных плоскостях напротив неэффективна, когда эксплуатационные обороты превышают половину первых критических. Важно отметить, что этот критерий не догма, так как тяжелые турбоагрегаты получают ощутимую деформацию уже под действием собственного веса. В подобных случаях необходимо учитывать прогибы роторов при их уравнивании задолго до половины от первого критического числа оборотов.

В основу обычных методов уравнивания гибких роторов [9,10,13], в т. ч. вращающихся в электромагнитных подшипниках [16], положена идея А.Мельдаля о балансировке их по собственным формам колебаний. Она заключается в следующем: поскольку собственные формы колебаний обладают свойством ортогональности, уравнивающие грузы, внесенные на одном из критических режимов, не будут возбуждать колебаний на другом критическом режиме. Следовательно, ротор может быть уравновешен на всех критических режимах, попадающих в рабочий диапазон.

Следует заметить, что распределять грузы и/или удалять «избыточный» материал вдоль оси ротора часто не представляется возможным из-за сложности конструкции агрегата [11,13], поэтому обычные способы балансировки не всегда практически осуществимы.

Вместе с тем повышение эффективности и точности балансировки имеет смысл лишь тогда, когда ротор способен сохранять в рабочих условиях первоначальную уравнированность. На практике нередко уравнированность ротора, достигнутая ценой больших усилий, нарушается даже после заводских испытаний. Причины разбалансировки роторов в рабочих условиях [12,13] различны – влияние температурного поля, осевые силы, раскрытие стыков (т.е. нестабильность конструкции), удлинение лопаток и дисков, качка и отрыв лопаток и др.

Борьба с разбалансировкой ротора в процессе эксплуатации ведется по трем основным направлениям. Во-первых, всячески улучшается стабильность конструкции [12], т. е. рационально прорабатывается соединение рабочих колес между собой, тщательно подбирается материал и посадка рабочих колес и втулок, обоснованно выбираются натяги, чистоты поверхностей и точности изготовления. Немаловажное значение имеет однородность материала деталей и так далее. Во-вторых, разрабатываются методы и средства балансировки быстроходных роторов на ходу (без остановки машины) и при которых совершенно безразлично происхождение дисбаланса и изменение его величины во времени, так как он компенсируется автоматически [1,2].

Как правило [13], если разбалансировка ротора происходит медленно и роторная машина по роду своей работы допускает временные остановки, то при возникновении повышенной вибрации производят перебалансировку ротора обычным образом или замену ротора. Если дисбаланс увеличивается быстро, а остановка ротора по каким-либо причинам является недопустимой и дальнейшая эксплуатация машины грозит катастрофой, то ротор необходимо уравнивать на ходу во время его эксплуатации.

Целесообразность автобалансировки ротора особенно очевидна в тех случаях, когда дисбаланс постоянно изменяется из-за особенностей работы машины или когда остановка ротора связана с большими затратами. Соответственно, например, при загрузке стиральных

машин, истирании абразивных кругов и перебалансировке роторов турбомашин электростанций, где простой генератора равносильна потере электроэнергии.

Исходя из свойств вращающейся, неуравновешенной роторной системы, сформулированы следующие требования [13,14], которым должно отвечать идеальное автобалансирующее устройство (АБУ).

1. Устройство должно иметь большую емкость с запасом, чтобы обеспечивать полную компенсацию наибольшей возможной в машине неуравновешенности.

2. Устройство должно быть максимально чувствительным, чтобы максимально устранять неуравновешенность в машине, т. е. остаточная неуравновешенность должна быть минимальной.

3. Дополнительная неуравновешенность не должна вноситься устройством ни на каких режимах работы машины.

4. АБУ должно эффективно работать как ниже, так и выше критической скорости, а также вблизи резонанса, так как здесь чувствительность к неуравновешенности наибольшая, кроме того, должно обеспечивать плавный переход машины через критическую скорость.

5. Устройство должно автоматически реагировать на изменение неуравновешенности в процессе работы.

6. Работа устройства должна быть обеспечена как при вертикальном, так и при горизонтальном положениях уравниваемого ротора.

7. При уравнивании ротора должны уменьшаться не только реакции опор, но и изгибающие усилия в роторе.

Автобалансирующие системы делятся на два типа: активные и пассивные. В активном АБУ корректирующие массы перемещаются принудительно, в пассивном – свободно под действием внутренних сил. Расширенная классификация основных видов АБУ приведена в справочнике по балансировке под общей редакцией М.Е.Левита [2].

Активные методы и средства автобалансировки могут быть разделены на три группы – в основе одних лежит случайный поиск положений корректирующих масс или элементов исполнительного механизма [1,13,15], другие основаны на направленном перемещении этих масс или элементов [14], третьи, в т. ч. которые можно назвать активными полуавтоматами – на принудительном изменении масс деталей ротора [1]. Системы управления и в том и другом и в третьем случае учитывают изменение сдвига фазы между неуравновешенностью и прогибом ротора до и после критической скорости. Свойства упругой вращающейся системы таковы, что при наличии трения вектор прогиба ротора отстает от вектора неуравновешенности на некоторый угол γ , величина которого изменяется в зависимости от величины трения и скорости вращения ротора от 0 при малых скоростях до π при высоких скоростях, проходя через значение $\pi/2$ на критической скорости.

К активным относятся также устройства с принудительным нанесением на «легкую» точку поверхности вращающегося ротора жидкого или пластичного быстротвердеющего вещества (балансировочного груза), выбрасываемого различными способами из исполнительного органа устройства [1,5]. Такие устройства можно применять как в специализированных балансировочных системах, так и устанавливать рядом с балансируемым ротором для устранения дисбаланса, образующегося в процессе работы.

Активные полуавтоматические балансирующие устройства уравнивают вращающийся ротор посредством удаления материала с его поверхности – с помощью режущего инструмента, с помощью возникающей между ротором и электродом искры, с помощью химического растворения или испарения металла, нагреваемого лазерным лучом [1,5]. Их устанавливают на специальных балансировочных станках, а не на работающей машине, так как это связано с существенным изменением её конструкции.

Плюсы активных систем уравнивания в том, что они высокоточные и всережимные, т. е. при любой скорости вращения уравнивают как вертикальный, так и горизонтальный ротор. Очевидными минусами являются их значительная сложность и

стоимость, а также невысокая надежность в силу большого количества элементов в блоке управления, а также в исполнительном механизме.

Напротив, пассивные механизмы автоматического уравнивания просты, надежны и недороги [17,18,32]. Несмотря на многообразие типов, принцип работы таких устройств одинаков. На закритических скоростях, т. е. на скоростях, после которых происходит самоцентрирование ротора, центры масс их твердых или жидких корректирующих грузов сами находят «легкое» место ротора, тем самым его полностью или частично уравнивая, а дальше вращаются с ним как одно целое, пока не начнет меняться дисбаланс или угловая скорость ротора, или на ротор не начнут действовать возмущающие силы разной природы. Отсюда сразу проистекают два общих недостатка [17,18,32].

Во-первых, пассивные автобалансиры не обеспечивают уравнивание ротора на скоростях ниже критической.

Во-вторых, они вызывают повышение уровня вибрации ротора на нестационарных режимах. Это связано с тем, что при изменении угловой скорости ротора, т. е. в случае его разгона или останова или потери динамической устойчивости, корректирующие массы покидают нужное (уравнивающее) положение, т. к. начинают отставать или опережать ротор.

В-третьих, многие из них даже увеличивают дисбаланс ротора на стационарных режимах со скоростями ниже критической. Лишь в некоторых пассивных автобалансирах корректирующие грузы «умеют» занимать нейтральное положение относительно ротора при таких режимах. Например [17,18,32], шаровое АБУ Сирла (рис.1).

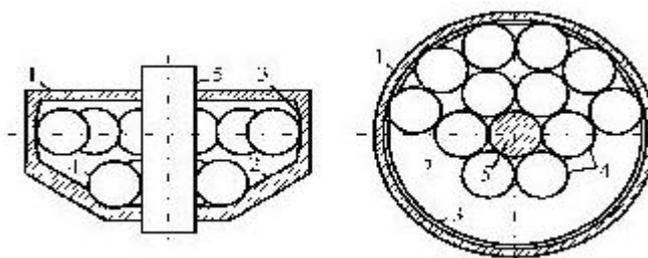


Рис.1 Шаровое АБУ Сирла

Внутри корпуса 1 этого АБУ на докритических скоростях шары 4 под действием сил тяжести находятся в нижней части обоймы 2, плотно прижаты друг к другу, расположены симметрично относительно вала ротора 5 и не вносят дополнительный дисбаланс в систему. На закритических скоростях шары под действием центробежных сил поднимаются в верхнюю часть обоймы, выходят на беговую дорожку 3 и, перемещаясь по ней, со временем приходят в то положение, в котором уравнивают ротор, занимая при этом до половины ее периметра.

Как видно из приведенного примера, несовершенство, заключающееся в увеличении дисбаланса ротора на малых скоростях, действительно преодолевается, но, как обычно и происходит, в ущерб другому показателю качества. Появляется «новый» недостаток – шаровое АБУ Сирла подходит только для уравнивания вертикальных роторов.

Для того чтобы корректирующие массы отслеживали изменение угловой скорости ротора с произвольной осью вращения, в [33,39] предложено на их перемещения налагать связи, что позволяет им попарно поворачиваться относительно ротора на равные углы в противоположные стороны.

Четвертый общий минус в том, что пассивные механизмы автоматического уравнивания за исключением¹ в силу своего принципа работы могут уравновесить ротор с вертикальной осью вращения полностью, а – с горизонтальной – только частично. Более того, успешное их применение во втором случае требует вращения горизонтального ротора с определенной минимальной скоростью, при которой центробежные силы достаточно велики, а силы тяжести, действующие на корректирующие массы, не оказывают заметного влияния на процесс автобалансировки.

В-пятых, трудно совместить рабочие скорости вращения ротора и зоны динамической устойчивости таких механизмов [31].

Наиболее изученными среди пассивных автобалансирующих устройств являются механические, но они имеют ряд своих общих недостатков и пока не находят широкого применения в технике. Основные причины две: им свойственна шумность работы, а их корректирующие грузы (кольца, шары, сегменты, маятники) действуют на ротор или на элементы самого АБУ со значительными силами [32]. Это объясняется тем, что центры масс корректирующих грузов в этих устройствах всегда находятся на определенном расстоянии от продольной оси ротора. Отсюда возникают пропорциональные квадрату скорости вращения ротора динамические (центробежные, переходящие в контактные) нагрузки от балансировочных грузов, которые вызывают износ рабочих поверхностей – поверхностей контакта и трения – на роторе или на элементах АБУ, даже при отсутствии дисбаланса ротора. В свою очередь последствия износа значительно снижают чувствительность корректирующих масс к изменению дисбаланса и увеличивают остаточный (начальный) дисбаланс ротора.

Помимо рассмотренных общих имеются также частные (специфические) достоинства и несовершенства механических автобалансиров.

Кольцевое АБУ [19,32] получается громоздким при устранении неуравновешенности значительной величины. Два и больше двухкольцевых устройства подобного типа, расположенные в разных сечениях ротора, или одно АБУ с четырьмя и большим количеством колец могут уравнивать ротор в нескольких плоскостях коррекции, а значит, могут устранить дисбаланс полностью. Однако трение между кольцами и валом снижает точность балансировки. Так как кольца в таком АБУ не могут быть расположены в одной плоскости, то это вносит дополнительный динамический дисбаланс в роторную систему на нестационарных режимах, а также на докритических стационарных режимах и приводит к появлению дополнительного момента на роторе, вызывающего реакции в опорах.

Шаровое или роликовое АБУ [20,32] с одной дорожкой уравнивает статический дисбаланс в плоскости, которая перпендикулярна ротору и проходит через срединное сечение дорожки. Устройство подобного типа с двумя и больше дорожками уравнивает ротор в двух и больше плоскостях коррекции и способно компенсировать весь дисбаланс ротора. Также существуют конструкции АБУ с двухрядным и многорядным (рис.2,а) расположением шаров, цилиндрических и конических роликов [32,34,38], в т. ч. с легкими шарами, которые катятся не по внешней, а по внутренней поверхности тороидальной дорожки, которая заполняется тяжелой жидкостью [32,40]. Все они сравнительно малогабаритные, в то же время предъявляют довольно высокие требования к точности установки на ротор и качеству изготовления; а именно к шероховатости и твердости поверхности, овальности и эксцентриситету беговой дорожки шаров (роликов), что в конечном итоге приводит к удорожанию изготовления.

Сегментное АБУ (рис.2,б) также как АБУ предыдущего типа нуждается в высоком качестве изготовления и установки на ротор, кроме того, имеет низкую точность

¹ Конструкция АБУ с маятниками, расположенными в одной плоскости, и жидкостного АБУ допускает остаточный дисбаланс, т. е. только частичное уравнивание как горизонтального, так и вертикального ротора.

уравновешивания ротора, поскольку на сегменты действуют значительные силы сухого трения [32]. Зато оно нечувствительно к медленному изменению угловой скорости ротора, так как, опять же вследствие трения, сегменты неохотно покидают первоначально занятое положение.

Маятниковое АБУ [32] не вносит динамический дисбаланс в роторную систему как кольцевое АБУ. Это связано с особенностями его конструкции и работы (рис.2,в). При стационарном вращении с закритическими скоростями ротор и маятники 1, расположенные в одной плоскости и насаженные на оси 2, которые установлены симметрично относительно вала ротора 3, отклоняются в легкую сторону системы «ротор-АБУ», чем уменьшают её дисбаланс. При разгоне-выбеге, т. е. при нестационарных режимах ротора все маятники отклоняются в противоположную относительно направления вращения ротора сторону и упираются в ограничители 4. В таком состоянии они занимают симметричное положение относительно ротора и не вносят статический дисбаланс в систему. Однако в связи с конструктивной невозможностью уменьшения радиуса подвески маятников до нуля, АБУ с маятниками, расположенными в одной плоскости, не может полностью уравновесить начальный статический дисбаланс ротора. Смещение осей подвеса маятников от оси ротора и моменты трения в подшипниках подвеса маятников – основные параметры, влияющие на точность балансировки [35,36]. АБУ с маятниками, расположенными в двух и более плоскостях, с совмещением их осей с осью ротора допускает полное уравновешивание, но и вызывает добавочный момент на роторе, как кольцевой автобалансир. Ещё один недостаток маятникового АБУ заключается в существовании эффекта «застревания» [21]. При использовании на горизонтальном роторе и определенном соотношении между моментами сопротивления в опорах маятников и их статическими моментами возникает такой режим движения, когда ротор вращается с заданной угловой скоростью, а частота вращения маятников равна одной из критических скоростей ротора.

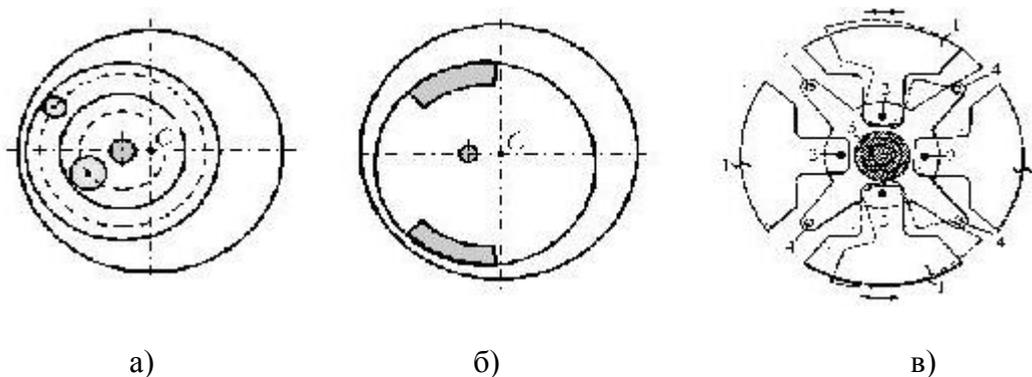


Рис.2. Многорядное шаровое или роликовое (а), сегментное (б) и маятниковое (в) АБУ

Жидкостные устройства автоматического уравновешивания, изученные в меньшей степени и применяемые ещё реже, также имеют свои общие и специфические достоинства и недостатки. Прежде всего, они бесшумны в работе и очень дешёвы в производстве. Устройства автобалансировки, выполненные на основе полостей, частично заполненных жидкостью, являются пассивными регуляторами прямого действия и не требуют подвода энергии и создания систем управления для перемещения жидких корректирующих масс.

Однако автобалансир на основе одной жидкости только уменьшает начальный дисбаланс ротора и не может его полностью устранить, т. к. имеет всего-навсего единственный корректирующий груз – один слой или несколько слоев жидкости с одним центром масс. А, как известно, для достижения полного уравновешивания ротора необходимо наличие двух и больше корректирующих грузов, причем их центры масс должны двигаться по окружностям, которые располагаются в поперечных плоскостях ротора

и имеют центры на оси ротора. Таким образом, эти устройства не выполняют наиболее общие требования для полного уравнивания ротора относительно количества корректирующих грузов и их движения относительно ротора.

Кроме того, жидкостное АБУ имеет большие габариты, поскольку удельный вес жидкости (как правило – воды или масла) значительно меньше удельного веса материала, из которого сделаны твердые корректирующие массы (как правило – стали) [32].

Эффективность жидкостного АБУ можно повысить, разделяя перегородками балансировочную камеру на несколько кольцевых камер и частично наполняя их жидкостью, создавая тем самым не однокамерное, а многокамерное жидкостное АБУ [37].

Специфическими минусами известного однокамерного АБУ Леблана, равно как и многокамерного, являются три вредоносных эффекта – при вращении роторной системы на оборотах ниже критических возрастает ее неуравновешенность, сужается диапазон устойчивого вращения ротора в закритической области, наконец возможно волнообразование на свободной поверхности вращающейся жидкости, также приводящее к динамической неустойчивости системы при определенной угловой скорости.

Очевидно, чтобы уйти от вредного явления волнообразования, было предложено поплавковое АБУ. Однако оно сохранило два других недостатка АБУ Леблана. Так, при постоянной и переменной угловой скорости в диапазоне ниже критической, поплавковый автобалансир, присоединенный к ротору, не только уменьшает значение самой критической скорости [27], но и увеличивает дисбаланс и вибрацию роторной системы [28]. При этом предельная скорость, а вместе с ней и диапазон скоростей устойчивого вращения ротора с поплавковым АБУ меньше, чем у ротора без АБУ [29].

Выделяют также АБУ с сыпучей корректирующей массой, где рабочим телом механизма является мелкозернистая смесь, например, песок [41]. Подобное устройство, занимая промежуточное положение между механическими и жидкостными устройствами автоматического уравнивания, имеет те же достоинства и недостатки (табл.1).

Табл.1.

АБУ	Качественные показатели										
	Возможность полного уравнивания	Уравнивание в докритическом диапазоне	Отсутствие дополнительного дисбаланса на всех режимах работы	Сохранение диапазона динамической устойчивости ротора	Бесшумность работы	Отсутствие рабочих поверхностей с механическим контактом и трением	Надежность	Малогобаритность	Низкие требования к качеству изготовления	Простота	Стоимость
Активное	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-
Механическое	+	-	-	+	-	-	+	+	-	+	-
Сыпучее	-	-	-	+	-	-	+	-	+	+	+
Жидкостное	-	-	-	-	+	+	+	-	+	+	+

В качестве заключения можно сделать вывод. По соотношению «цена-качество», а также с точки зрения «нераскрытых» возможностей или резервов по повышению эффективности (по расширению диапазонов скоростей автоматического уравнивания и динамической устойчивости) наиболее привлекательными выглядят жидкостные автобалансирующие устройства.

Список литературы

1. Гусаров А.А. Балансировка роторов машин. В 2 кн. М.: Наука, 2004.
2. Справочник по балансировке. Под общ. ред. М.Е. Левита. М.: Машиностроение, 1992. 464 с.
3. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.:АН СССР, 1959. 248 с.
4. Кельзон А.С., Циманский Ю.П., Яковлев В.И. Динамика роторов в упругих опорах. М.: Наука, 1982. 280 с.
5. Баркан М.В., Гаппоев Т.Т., Геркус А.А. и др. Современные методы и средства балансировки машин и приборов. Под общ. ред. В.А. Щепетильникова. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.
6. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. М.: Физматгиз, 1960. 580 с.
7. ГОСТ 19534-74. Балансировка вращающихся тел, 1974. 48 с.
8. Основы балансировочной техники. Т. 1. Уравнивание жестких роторов и механизмов. Под ред. В.А. Щепетильникова. М.: Машиностроение, 1975. 527 с.
9. Основы балансировочной техники. Т. 2. Уравнивание гибких роторов и балансировочное оборудование. Под ред. В.А. Щепетильникова. М.: Машиностроение, 1975. 679 с.
10. Самсаев Ю.А. Основы балансировки гибких роторов // Автоматизация и современные технологии. 1993. №12. - С. 9-11.
11. Левит М.Е., Ройзман В.П. Вибрация и уравнивание роторов авиадвигателей. М.: Машиностроение, 1970. 172 с.
12. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. 2-е изд. исправл. М.: Машиностроение, 2000. 344 с.
13. Куинджи А.А., Колосов Ю.А., Народицкая Ю.И. Автоматическое уравнивание роторов быстроходных машин. М.: Машиностроение, 1974. 152 с.
14. Диментберг Ф.М., Шаталов К.Т., Гусаров А.А. Колебания машин. М.: Машиностроение, 1964. 308 с.
15. Растринин Л.А. Автоматическая балансировка ротора методом случайного поиска // Труды Института машиноведения АН СССР, 1980 Т. 23. С. 89-90.
16. Друмов И.В., Кирюшин А.А. и др. Балансировка гибкого вертикального ротора на электромагнитном подвесе // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского, 2011. Вып.4(1). С.134-139.
17. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия. М.: Наука, 2002. 120с.
18. Гусаров А.А., Сусанин В.И., Шаталов Л.Н., Грушин Б.М. Автоматическая балансировка роторов машин. М.: Наука, 1979. 306 с.
19. Patent US 125036. Improvement in Centrifugal Machines for Draining Sugar / Fesca A. Patented 26.03.1872.
20. Кравченко В.И., Ромашенко В.А. Об автоматическом уравнивании шарами // Теория механизмов и машин. Харьков, 1985. Вып.38. С.69-74.
21. Артюнин А.И. Исследования движения ротора с автобалансиром // Известия ВУЗ. «Машиностроение». М.: Издание МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1993. Вып.1. С.10-15.
22. Saito S., Someya T. Self-excited Vibration of a Rotating Hollow Shaft Partially Filled with Liquid. – Trans. ASME. Journal of Mechanical Design. Vol. 102, N I, January, 1980.

23. Дерендяев Н.В., Сандалов В.М. Об устойчивости стационарного вращения цилиндра, частично заполненного вязкой несжимаемой жидкостью // Прикладная математика и механика. 1982, т.46, № 4. С.578-586.
24. Епишев Л.В. О динамической неустойчивости вращающегося ротора при неполном налив жидкости // Научные доклады высшей школы. Машиностроение и приборостроение. 1959, № 2. С.66-74.
25. Малашенко С.В. Некоторые экспериментальные исследования, относящиеся к вращению тел // Прикладная механика и техническая физика. 1960, № 3.
26. Пашков Е.Н., Зиякаев Г.Р., Мочалов А.А. Оценка влияния силы тяжести на процессы уравнивания в жидкостных автоматических балансировочных устройствах // Труды V международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиностроения». Томск: Изд. ТПУ, 2010. С.63-65.
27. Дубовик В.А., Пашков Е.Н. Движение неуравновешенного ротора с жидкостным автобалансирующим устройством при нарастающей по линейному закону угловой скорости // Известия Томского политехнического университета, 2006. Т.309. №2. С.204-206.
28. Дубовик В.А., Пашков Е.Н. Нестационарное движение неуравновешенного ротора с жидкостным автобалансирующим устройством при скачкообразном изменении угловой скорости // Известия Томского политехнического университета, 2005. Т.308. №5. С.123-126.
29. Дубовик В.А., Пашков Е.Н. Устойчивость стационарного вращения неуравновешенного ротора с жидкостным автобалансирующим устройством на гибком валу // Известия Томского политехнического университета, 2007. Т.311. №2. С.12-14.
30. Андрейченко К.П. Динамика поплавковых гироскопов и акселерометров. М.: Машиностроение, 1987. 128 с.
31. Серебренников К.В. Особенности динамики роторных систем с маятниковыми автобалансирами // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Улан-Удэ - ВСГТУ: 2004.
32. <http://filimonikhin.narod.ru/index.htm>
33. Филимонихин Г.Б. Динамика и устойчивость маятниковых автобалансиров со связями, наложенными на движения маятников // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата физ.-мат. наук. Киев - Институт механики АН Украины: 1991. 18 с.
34. Кравченко В.И. Автобалансирующие устройства для улучшения динамических характеристик машин // Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. М. - ИМАШ РАН: 1989. 18 с.
35. Нестеренко В.П., Зиякаев Г.Р. О точности балансировки маятниковым автобалансирующим устройством // Автоматизация и современные технологии. 2001, № 3.
36. В.А. Дубовик, В.М. Замятин, Г.Р. Зиякаев. Стационарное вращение неуравновешенного ротора на гибком валу с маятниковыми подвесками. Известия Томского политехнического университета. - 2009. - Т. 314. - № 2, с.44-48.
37. Авторское свидетельство СССР № 1128129. Устройство для автоматической балансировки роторов / Нестеренко В.П., Соколов А.П., Замятин В.М., Лычагин Д.В. Опубликовано 07.12.1984. Бюл. № 45.
38. Авторское свидетельство СССР № 1011250. Ротор дробилки / Кравченко В.И., Стельмах Г.Г., Ромащенко В.А., Ситников И.И. Опубликовано 15.04.1983. Бюл. № 14.
39. Авторское свидетельство СССР № 1795319. Автобалансирующее устройство / Филимонихин Г.Б. Опубликовано 15.02.1993. Бюл. № 6.
40. Patent US 1314005. Automatic balancing means for high speed rotors / Louden Edgar W. Patented 26.08.1919.
41. Драч И.В., Ткачук В. П. Эффективность балансирования ротора автобалансирующими устройствами с сыпучими рабочими телами и шариками малого диаметра //Измерительная и вычислительная техника в технологических процессах, 2006. № 1. С. 126–130.