УДК 629.3.018.2
DOI: 10.53015/18159958_2025_21_1_53

ОЦЕНКА ДИСБАЛАНСА СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ «ШКИВ – КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ – МАХОВИК» ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

EVALUATION OF THE IMBALANCE OF THE ASSEMBLY UNIT "PULLEY – CRANKSHAFT – FLYWHEEL" OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

©2025

Дуваров Константин Александрович, независимый исследователь
Duvarov Konstantin Aleksandrovich, independent researcher

E-mail: k.duvarov@mail.ru ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4491-2752

Аннотация: В работе исследованы современные подходы к динамической балансировке компонентов двигателей внутреннего сгорания при капитальном ремонте. Представлена методика определения дисбаланса сборочной единицы «шкив – коленчатый вал – маховик» и технология его коррекции. Анализируется метод коэффициентов влияния, применяемый для балансировки жестких роторов в двух плоскостях. Отмечены его ограничения: при наличии шумов в вибросигнале система уравнений может быть неразрешима. Изучены методы обхода и последовательных приближений, базирующиеся на параметрах виброперемещения, виброскорости или виброускорения. Спектральный анализ используется для диагностики механизмов, однако интеграция этих методов для оценки роторов в литературе отсутствует. Цель исследования – разработка методики балансировки на примере указанной сборочной единицы.

Ключевые слова: Двигатели внутреннего сгорания, динамическая балансировка, двухплоскостная балансировка, капитальный ремонт двигателя, методика балансировки, коленчатый вал, дисбаланс.

Для цитирования: Дуваров, К.А. Оценка дисбаланса сборочной единицы «шкив – коленчатый вал – маховик» двигателя внутреннего сгорания / К.А. Дуваров // Вести высших учебных заведений Черноземья. – 2025. – Т. 21, № 1 (77). – С. 53–66. – DOI 10.53015/18159958_2025_21_1_53.

Abstract: The study examines modern approaches to dynamic balancing of internal combustion engine components during overhaul. A methodology for assessing imbalance in the "pulley – crankshaft – flywheel" assembly and its correction technique are analyzed. The influence coefficient method, widely used for balancing rigid rotors in two planes, is evaluated. Its limitations are noted: the system of equations may become unsolvable in the presence of noise in the vibration signal. Methods of trial runs and successive approximations, based on vibro-displacement, vibro-velocity, or vibro-acceleration parameters, are investigated. Spectral analysis is applied for mechanism diagnostics, yet an integrated approach combining these methods for rotor assessment is absent in the literature. The research aims to develop a comprehensive methodology using the specified assembly as an example.

Keywords: Internal combustion engines, dynamic balancing, two-plane balancing, engine overhaul, balancing methods, crankshaft, imbalance.

For citation: Duvarov, K.A. Evaluation of the imbalance of the assembly unit "pulley - crankshaft - flywheel" of an internal combustion engine / K.A. Duvarov // Vesti of Higher Educational Institutions of the Chernozem region. – 2025. – Vol. 21, № 1 (77). – P. 53-66. – DOI 10.53015/18159958_2025_21_1_53.

ВВЕДЕНИЕ

Двигатели внутреннего сгорания остаются основным источником энергии в автомобильной технике, и их эффективность напрямую зависит от корректной работы всех компонентов. Многочисленные исследования показывают, что динамическая балансировка играет значительную роль в повышении эксплуатационных характеристик и надежности ДВС. Например, в работах [1, 2] авторы подчеркивают важность точности в балансировке коленчатых валов для предотвращения вибраций, которые могут привести к преждевременному износу подшипников коленчатого вала. В ряде современных работ описываются различные подходы к улучшению методов балансировки, включая использование вибрационных датчиков и математических моделей [3, 4, 5, 6].

В процессе капитального ремонта ДВС зачастую проводят механическую обработку его деталей: шлифовку шеек коленчатого вала, токарную обработку рабочей поверхности маховика [7]. Эти операции приводят к возникновению дисбаланса, поскольку при механической обработке возможны погрешности. Этим объясняется необходимость проведения балансировки коленчатых валов при проведении капитального ремонта.

Динамическая балансировка роторов выполняется на стендах или в собственных опорах в составе собранных агрегатов [8]. Для проведения балансировки в настоящее время в основном применяется метод коэффициентов влияния [9]. Этот метод удобен своей универсальностью. В то же время он требует точного измерения амплитуды и фазы колебаний на оборотной частоте. Поэтому этот метод имеет ограничения в применимости, так как системы уравнений, с помощью которых производится расчет дисбаланса, при некоторых сочетаниях исходных данных не имеют решений. Такая ситуация возникает, когда в сигнале вибрации присутствует шум. Применение фильтров также может оказаться неэффективным, поскольку требует точной настройки параметров фильтра, в противном случае фильтр может значительно сместить фазу сигнала колебаний [10].

Наиболее консервативными методами динамической балансировки, известными из литературы, являются методы обхода и последовательных приближений [11]. В данных методах оценка дисбаланса производится по значению любого из трех параметров: виброперемещение, виброскорость, виброускорение. Из технической диагностики известен метод спектрального анализа для диагностики машин и механизмов [12]. Однако детального описания методики оценки дисбаланса роторов, совмещающей методы обхода, последовательных приближений и спектрального анализа в настоящее время в литературе не найдено. Целью данного исследования была разработка такой методики на примере сборочной единицы «шкив – коленчатый вал – маховик».

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

В рамках исследования планируется разработка математической модели процесса динамической балансировки, которая будет учитывать как характеристики балансируемой детали, так и внешние воздействия на нее в процессе балансировки. Модель должна позволить производить процесс балансировки более точно и за меньшее время, чем у аналогов.

Для тестирования модели был создан прототип балансировочного стенда, оснащенный датчиками ускорения ADXL335 для мониторинга вибраций и инфракрасным датчиком МН-В для измерения угловой скорости. Датчики стенда были подключены к плате с процессором ATMega328, который был запрограммирован на последовательный опрос датчиков ускорения и инфракрасного датчика и отправку полученных значений в COM-порт компьютера. При создании механической части прототипа стенда использовался опыт, изложенный в работе [13]. Измерительная часть стенда выбрана с учетом опыта из статей [14, 15]. Компоновка прототипа балансировочного стенда показана на рис.1. После создания прототипа станка был проведен эксперимент по балансировке сборочной единицы «передний шкив – коленчатый вал – маховик». Для проведения эксперимента применялась методика, основанная на методах обхода,

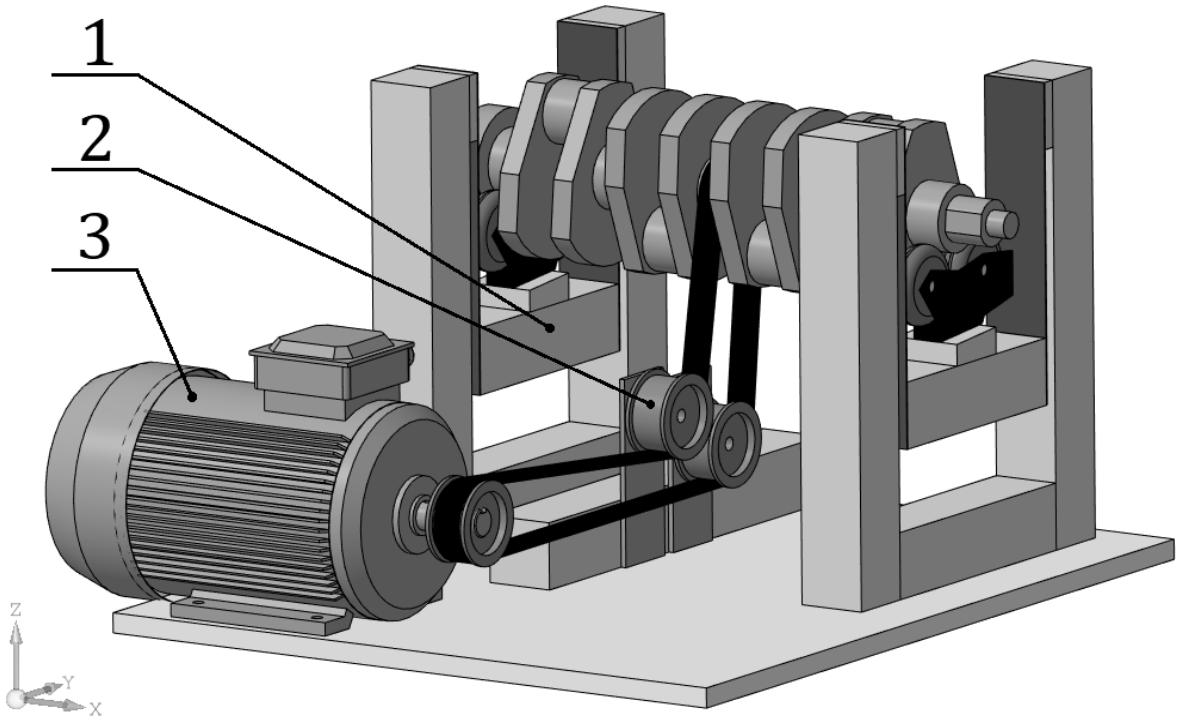


Рис. 1. Трехмерная модель прототипа балансировочного стенда: 1 – подвесная опора с роликами; 2 – механизм натяжения приводного ремня; 3 – электродвигатель АИР80В6
Fig. 1. Three–dimensional model of the balancing stand prototype: 1 – suspended support with rollers; 2 – drive belt tension mechanism; 3 – АИР80В6 electric motor

последовательных приближений и спектрального анализа. Описание методики. Балансировка производилась при частоте вращения коленчатого вала ~ 520 об/мин (~ 8,6 Гц). Частота дискретизации 700 Гц. Для измерения частоты вращения на передний шкив коленчатого вала была нанесена метка, отражающая инфракрасное излучение. По причине несимметричной формы щёк коленвала балансировка проводилась в плоскостях коррекции, расположенных у шкива и маховика. Места установки балансировочных грузов показаны цифрами на рис. 2. С помощью программы SerialPortPlotter производился вывод данных в реальном времени на экран, а также запись значений в CSV-файл. Полученные данные из CSV файла с помощью скрипта, написанного на языке программирования Python и библиотеки Pandas конвертировались в XLSX-файл. Значения сигналов от акселерометров из XLSX-файла импортировались в программу NI SignalExpress, в которой находились спектры сигналов.

Коленчатый вал, маховик и шкив имеют заводскую балансировку, которая, однако, согласно исследованию А. А. Гвоздева [16], не всегда соответствует допуску. Для оценки соответствия дисбаланса сборочной единицы «передний шкив – коленчатый вал – маховик» предложена методика, изложенная далее. Массу балансировочных грузов для шкива и маховика в первом приближении можно рассчитать, исходя из допуска на дисбаланс, взятого из литературы по ремонту или в справочной литературе. Например, в материале [17] он составляет: e = 120 г·мм.

Таким образом, масса балансировочных грузов будет рассчитана по формулам:

$$m_{м_1} = e / R_{м},$$
$$m_{ш_1} = e / R_{ш},$$

где $R_{ш}$, $R_{м}$ – радиусы установки грузов на маховике и шкиве соответственно, мм;

e – допуск на дисбаланс коленчатого вала из справочной литературы, г·мм.

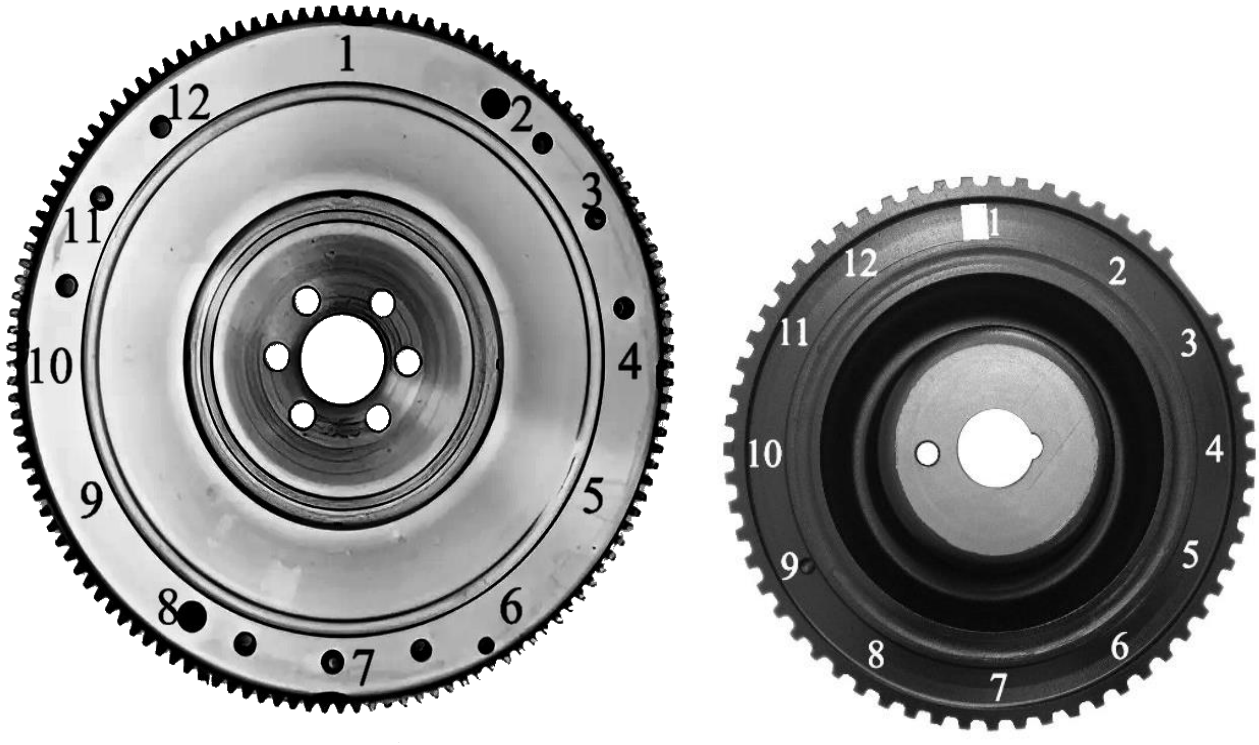


Рис. 2. Места установки балансировочных грузов на маховике и шкиве
Fig. 2. Places where balancing weights are installed on the flywheel and pulley

Алгоритм выполнения работ для оценки дисбаланса:

1. Найти высоты спектральных пиков на оборотной частоте без балансировочных грузов.

2. Обойти маховик балансировочным грузом массой $m_{м_i}$ в приближении *i*.

3. Построить графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на маховике (показаны на рис. 6).

4. В случае если графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на маховике во всех точках превышают высоту спектральных пиков на оборотной частоте без балансировочных грузов (показан на рис. 6б, дальнейшая балансировка в плоскости маховика не требуется (пропустить пункт 5).

5. Разместить балансировочный груз массой $m_{м_i}$ в точке на маховике, определенной по минимумам графиков.

6. Обойти шкив балансировочным грузом массой $m_{ш_i}$ в приближении i.

7. Построить графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на шкиве.

8. В случае если графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на шкиве во всех точках превышают высоту спектральных пиков на оборотной частоте без балансировочных грузов (показан на рис. 6б), дальнейшая балансировка в плоскости шкива не требуется (пропустить пункт 9).

9. Разместить балансировочный груз массой $m_{ш_i}$ в точке на шкиве, определенной по минимумам графиков.

10. Подготовить балансировочные грузы массой:

$$m_{м_i+1} = m_{м_i} / 2,$$
$$m_{ш_i+1} = m_{ш_i} / 2.$$

При отсутствии технической возможности (слишком малая масса груза) перейти к пункту 12.

11. Повторить пункты 2…10

12. Рассчитать дисбалансы от установленных грузов, расположенных на маховике. Векторно сложить дисбалансы от установленных грузов. Полученное значение – это оценка дисбаланса сборочной единицы «шкив – коленчатый вал – маховик» в плоскости коррекции, проходящей через маховик.

13. Рассчитать дисбалансы от установленных грузов, расположенных на шкиве. Векторно сложить дисбалансы от установленных грузов. Полученное значение – это оценка дисбаланса сборочной единицы «шкив – коленчатый вал – маховик» в плоскости коррекции, проходящей через шкив.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Основные результаты исследования приведены в виде графиков и таблиц. Из графиков на рис. 3а, 3б видно, что помимо колебаний на оборотной частоте, вызванной дисбалансом ротора, присутствуют колебания на более высоких частотах. Также видно, что после корректировки дисбаланса амплитуда сигналов уменьшилась.

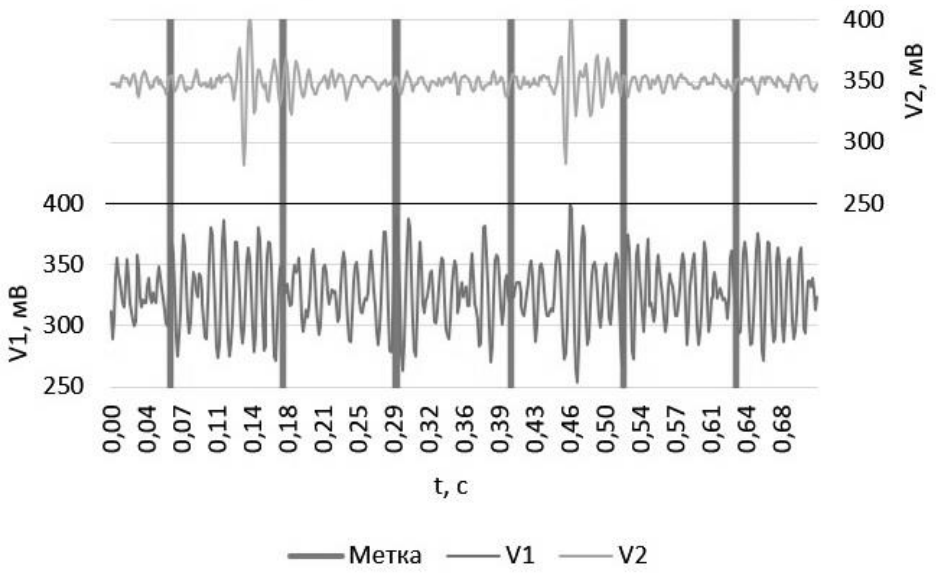


Рис. 3а. Графики сигналов акселерометров до корректировки дисбаланса
Fig. 3a. Graphs of accelerometer signals before correcting the imbalance

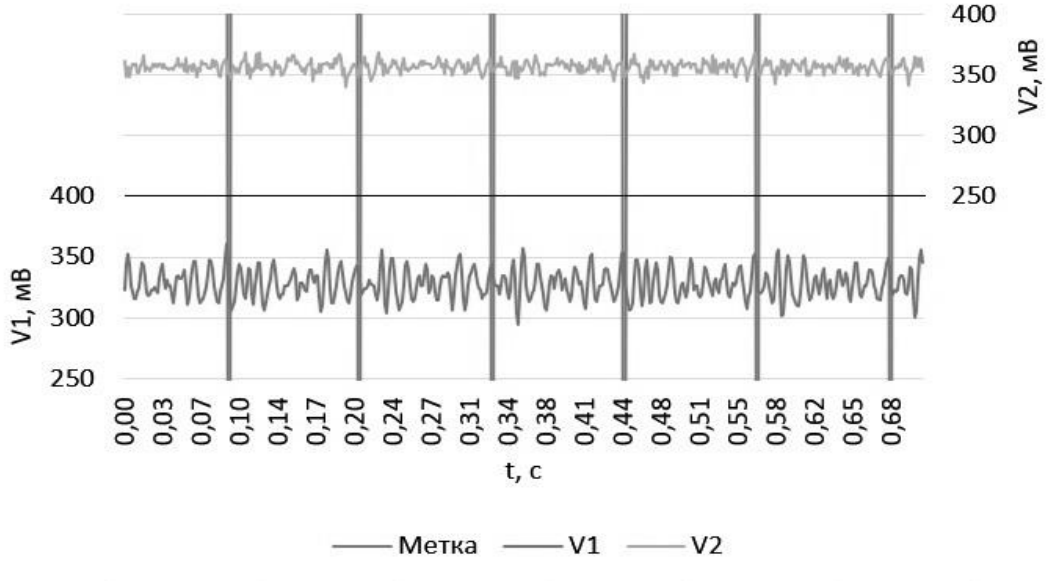


Рис. 3б. Графики сигналов акселерометров после корректировки дисбаланса
Fig. 3b. Graphs of accelerometer signals after correcting the imbalance

Из графика на рис. 4 видно, что в спектре сигнала помимо колебаний на оборотной частоте, вызванной дисбалансом ротора, присутствуют колебания на более высоких частотах.

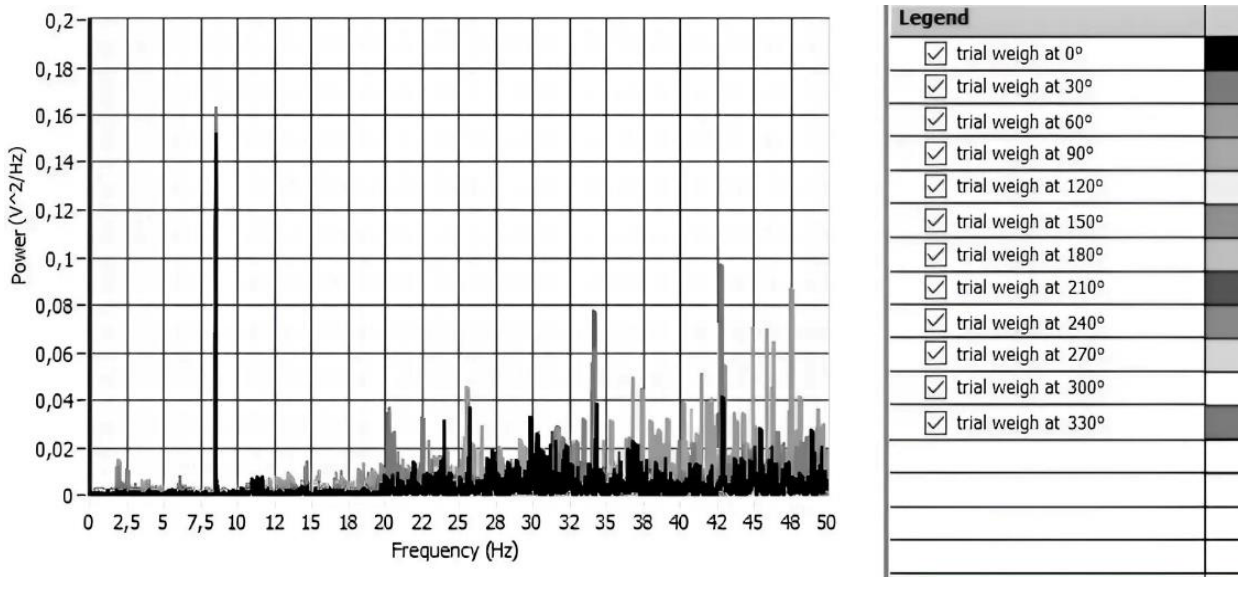


Рис. 4. Вид спектров сигналов акселерометра на опоре 1
Fig. 4. View of the accelerometer signal spectra on support 1

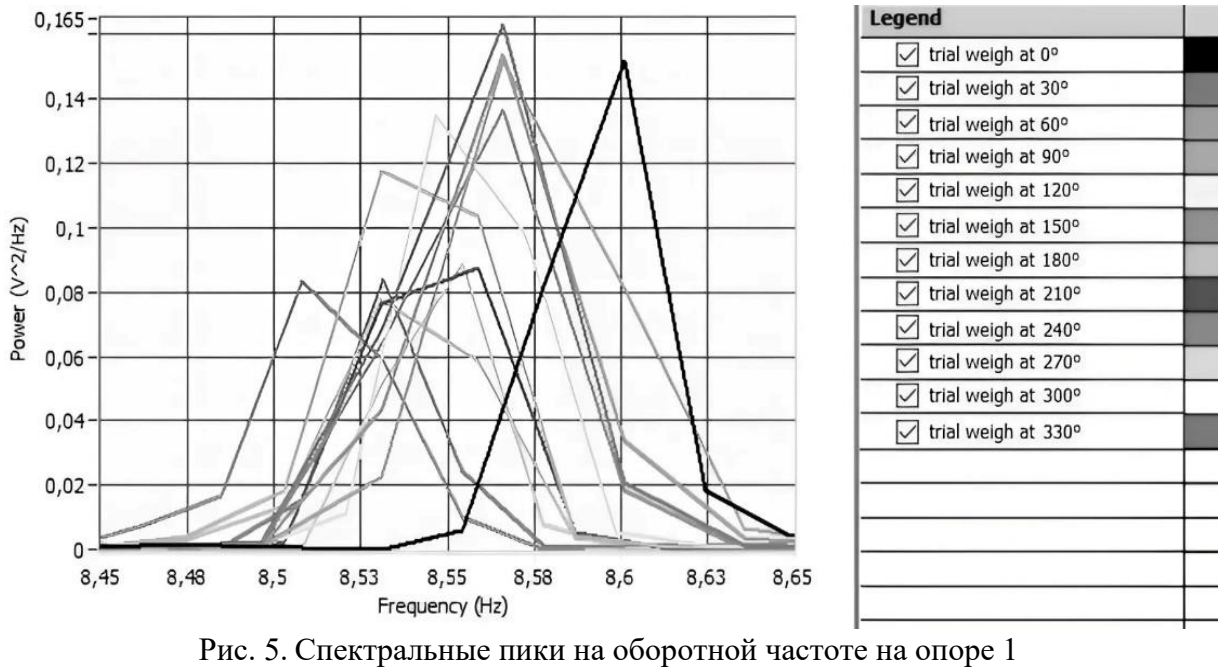


Рис. 5. Спектральные пики на оборотной частоте на опоре 1
Fig. 5. Spectral peaks at the reverse frequency on support 1

При пуске без балансировочных грузов провели измерение высоты спектральных пиков на оборотной частоте, значение которых составили:

$$A_{1исх} = 0,57 \ \ B^2 / Гц,$$
$$A_{2исх} = 1,06 \ \ B^2 / Гц.$$

Массы балансировочных грузов в первом приближении составили:

$$m_{м_1} = e / R_м = 120 / 115 = 1,1 \ \ г,$$
$$m_{ш_1} = e / R_ш = 120 / 66 = 1,8 \ \ г.$$

Результаты всех пусков сведены в таблицы 1…8.

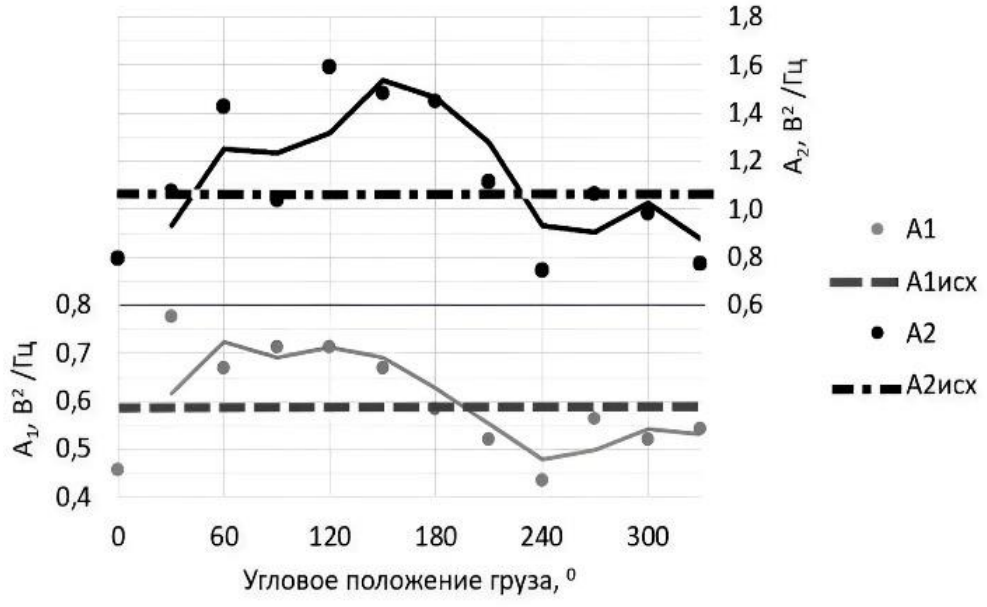


Рис. 6а. Графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на маховике в первом приближении при обходе маховика грузом 1,1 г
Fig. 6a. Graphs of the dependence of the height of spectral peaks at the reverse frequency on the angular position of the load on the flywheel in the first approximation when bypassing the flywheel with a load of 1.1 g

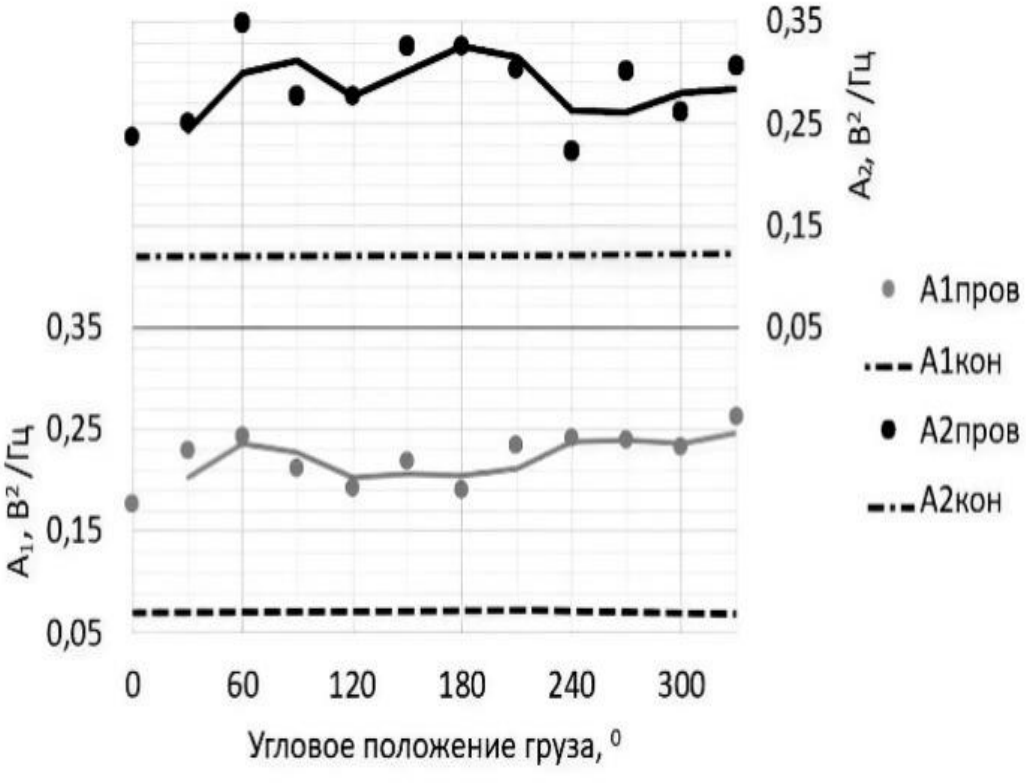


Рис. 6б. Графики зависимостей высоты спектральных пиков на оборотной частоте от углового положения груза на маховике в первом приближении при проверке после корректировки дисбаланса
Fig. 6b. Graphs of the dependences of the height of spectral peaks at the reverse frequency on the angular position of the load on the flywheel in the first approximation when checking after imbalance correction

Из табл. 1 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на маховике в положении 240º. Из табл. 2 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на шкиве в положении 120º. Из табл. 3 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на маховике в положении 300º.

Таблица 1

Первое приближение, обход маховика грузом 1,1 г

Table 1

First approximation, bypassing the flywheel with a load of 1.1 g

Угловое положение груза	0º	30º	60º	90º	120º	150º	180º	210º	240º	270º	300º	330º
A_1, $В^2$/Гц	0,41	0,73	0,62	0,66	0,66	0,62	0,53	0,47	0,38	0,51	0,47	0,49
A_2, $В^2$/Гц	0,79	1,07	1,43	1,04	1,59	1,48	1,45	1,11	0,75	1,06	0,98	0,77

Таблица 2

Первое приближение, обход шкива грузом 1,8 г

Table 2

First approximation, bypassing the pulley with a load of 1.8 g

Угловое положение груза	0º	30º	60º	90º	120º	150º	180º	210º	240º	270º	300º	330º
A_1, $В^2$/Гц	0,45	0,36	0,28	0,27	0,21	0,32	0,29	0,45	0,50	0,53	0,64	0,55
A_2, $В^2$/Гц	0,74	0,73	0,91	0,62	0,71	0,85	0,40	0,86	0,80	0,89	1,07	1,02

Таблица 3

Второе приближение, обход маховика грузом 0,5 г

Table 3

Second approximation, bypassing the flywheel with a load of 0.5 g

Угловое положение груза	0º	30º	60º	90º	120º	150º	180º	210º	240º	270º	300º	330º
A_1, $В^2$/Гц	0,21	0,22	0,24	0,26	0,19	0,23	0,19	0,20	0,19	0,22	0,18	0,20
A_2, $В^2$/Гц	0,41	0,42	0,49	0,55	0,43	0,53	0,44	0,45	0,38	0,41	0,31	0,34

Таблица 4

Второе приближение, обход шкива грузом 0,9 г

Table 4

Second approximation, bypassing the pulley with a load of 0.9 g

Угловое положение груза	0º	30º	60º	90º	120º	150º	180º	210º	240º	270º	300º	330º
A_1, $В^2$/Гц	0,21	0,12	0,15	0,11	0,08	0,12	0,14	0,12	0,21	0,14	0,17	0,15
A_2, $В^2$/Гц	0,27	0,21	0,32	0,30	0,22	0,26	0,23	0,27	0,27	0,28	0,27	0,27

Из табл. 4 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на шкиве в положении 120º. Из табл. 5 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на маховике в положении 300º. Из табл. 6 видно, что минимальные значения спектральной плотности мощности сигнала акселерометров достигаются при установке пробного груза на шкиве в положении 180º.

Таблица 5

Третье приближение, обход маховика грузом 0,3 г

Table 5

Third approximation, bypassing the flywheel with a load of 0.3 g

Угловое положение груза	0º	30º	60º	90º	120º	150º	180º	210º	240º	270º	300º	330º
A_1, $В^2$/Гц	0,15	0,16	0,15	0,15	0,14	0,14	0,12	0,09	0,08	0,09	0,08	0,08
A_2, $В^2$/Гц	0,20	0,22	0,26	0,23	0,22	0,26	0,20	0,23	0,17	019	0,13	0,20

Таблица 6

Третье приближение, обход шкива грузом 0,5 г

Table 6

Third approximation, bypassing the pulley with a load of 0.5 g

Угловое положение груза	0º	30º	60º	90º	120º	150º	180º	210º	240º	270º	300º	330º
A_1, $В^2$/Гц	0,05	0,08	0,06	0,07	0,07	0,05	0,05	0,06	0,07	0,06	0,09	0,07
A_2, $В^2$/Гц	0,18	0,14	0,13	0,22	0,16	0,17	0,11	0,12	0,15	0,12	0,16	0,12

Вычислили модули векторов дисбалансов от балансировочных грузов по формулам:

$$\left|\overrightarrow{e_{м_i}}\right| = m_{м_i} \cdot R_{м},$$

$$\left|\overrightarrow{e_{ш_i}}\right| = m_{ш_i} \cdot R_{ш}.$$

Путем векторного сложения дисбалансов от балансировочных грузов в плоскостях коррекции получили результирующие векторы дисбалансов, показанные на рис. 7:

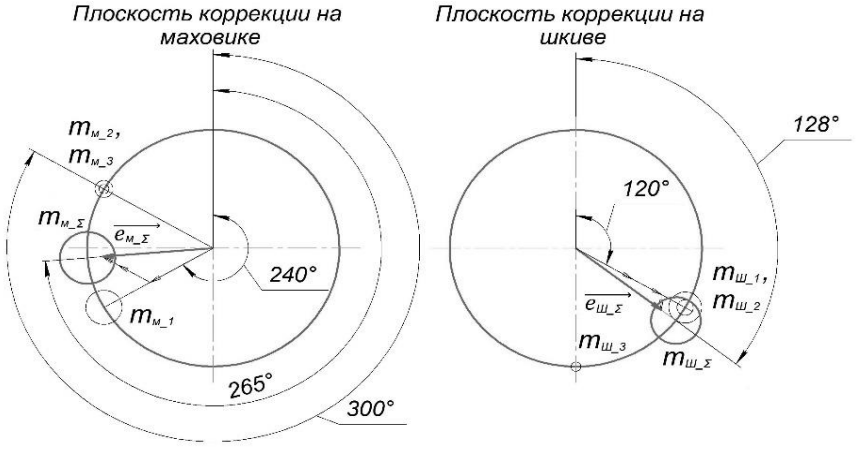


Рис. 7. Результирующие векторы дисбалансов в плоскостях коррекции

Fig. 7. The resulting vectors of imbalances in the correction planes

Результирующие массы балансировочных грузов нашли по формулам:

$$m_{м_\Sigma} = \left|\overrightarrow{e_{м_\Sigma}}\right| / R_м = 184/115 = 1,6 \ г,$$
$$m_{ш_\Sigma} = \left|\overrightarrow{e_{ш_\Sigma}}\right| / R_ш = 198/66 = 3,0 \ г.$$

После коррекции дисбаланса путем высверливания материала на маховике и шкиве в точках на углу 180º от точки расположения балансировочного груза, провели измерение высоты спектральных пиков на оборотной частоте, значение которых составили:

$$A_{1кон} = 0,07 \ B^2/Гц,$$
$$A_{2кон} = 0,12 \ B^2/Гц.$$

Провели проверку попадания остаточного дисбаланса в допуск путем обхода маховика и шкива грузами из I приближения. Из табл. 7 видно, что установка груза на маховик в каждом угловом положении увеличивает значение спектральной плотности мощности сигнала акселерометров по сравнению с высотой спектральных пиков на оборотной частоте после коррекции дисбаланса.

Таблица 7

Проверка, обход маховика грузом 1,1 г

Table 7

Checking, bypassing the flywheel with a load of 1.1 g

Угловое положение груза	0º	30º	60º	90º	120º	150º	180º	210º	240º	270º	300º	330º
A_1, B^2/Гц	0,18	0,23	0,24	0,21	0,19	0,22	0,19	0,23	0,24	0,24	0,23	0,26
A_2, B^2/Гц	0,24	0,25	0,35	0,28	0,28	0,33	0,33	0,30	0,22	0,30	0,26	0,31

Из табл. 8 видно, что установка груза на шкив в каждом угловом положении увеличивает значение спектральной плотности мощности сигнала акселерометров по сравнению с высотой спектральных пиков на оборотной частоте после коррекции дисбаланса.

Таблица 8

Проверка, обход шкива грузом 1,8 г

Table 8

Checking, bypassing the pulley with a load of 1.8 g

Угловое положение груза	0º	30º	60º	90º	120º	150º	180º	210º	240º	270º	300º	330º
A_1, B^2/Гц	0,18	0,20	0,15	0,22	0,25	0,26	0,22	0,19	0,26	0,18	0,21	0,24
A_2, B^2/Гц	0,32	0,35	0,32	0,29	0,36	0,34	0,36	0,34	0,38	0,32	0,35	0,29

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из графиков сигналов акселерометров, а также из их спектров видно, что помимо колебаний на оборотной частоте, вызванной дисбалансом ротора, присутствуют колебания на более высоких частотах. Это может быть связано с вибрацией приводного ремня, неровностью опорных роликов стенда (отклонение от окружности составляло ~ 0,03 мм), а также шумом, производимым подшипниками качения в опорных роликах.

Из табл. 1…8 видно, что в результате проведенного исследования подтверждена возможность оценки дисбаланса по описанной методике. Достоинством этой методики является точность и доступность применяемого оборудования. Однако необходимо отметить трудоемкость данной методики и необходимость проведения значительного числа пусков стенда. Этот недостаток не яв-

ляется критичным при штучном выполнении работ по балансировке. Кроме того, данная методика применима только к зеркальносимметричным коленчатым валам (рядные четырехцилиндровые, рядные шестицилиндровые двигатели, V-образные двенадцатицилиндровые двигатели), так как при такой конструкции можно не учитывать массу шатунно-поршневой группы. Для адаптации данной методики для балансировки незеркальносимметричных коленчатых валов необходимо учитывать массы шатунов и поршней по методикам, изложенным в материалах статей [18, 19]. Также нужно отметить, что методика хорошо работает при исходном дисбалансе, сравнимом со значением заводского допуска на дисбаланс. Если исходный дисбаланс превышает допуск в несколько раз и при обходе пробным грузом в первом приближении значительного снижения высоты спектральных пиков на оборотной частоте не наблюдается, то массу пробного груза необходимо увеличить. Кроме того, поскольку балансировка проводилась для сборочной единицы «шкив – коленчатый вал – маховик», то каждая деталь из этой сборочной единицы становится невзаимозаменяемой, так как по отдельности они не сбалансированы. Взаимозаменяемость деталей в сборке может обеспечиваться при применении методов модульной балансировки, описанной в справочнике [20].

Конструкция стенда и методика позволяют произвести корректировку дисбаланса при капитальном ремонте двигателя легкового автомобиля с необходимой точностью. Полученные результаты не противоречат выводам, изложенным в работах подобной тематики, и могут быть использованы в дальнейших исследованиях. Направления последующих исследований предполагают создание математической модели процесса балансировки и реализующего эту модель программного обеспечения для снижения трудоемкости процесса балансировки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Падгуркас Ю.А. Балансировка сборочной единицы «коленчатый вал - маховик - муфта сцепления» тракторного дизеля в условиях сельскохозяйственных ремонтных предприятий : специальность 05.20.03 «Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Падгуркас Юозас Альбинович ; Московский ордена Трудового Красного Знамени институт инженеров сельскохозяйственного производства им. В.П. Горячкина. Москва, 1984. 158 с.

2. Чекушин В.Н. Перераспределение инерционных масс с целью снижения износа опорных подшипников коленчатых валов автотракторных ДВС : специальность 05.04.02 «Тепловые двигатели» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Чекушин Владимир Николаевич ; Владимирский государственный университет. Владимир, 2000. 124 с.

3. Жуков С.В Разработка и совершенствование методов балансировки гибких роторов турбомашин : специальность 05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Жуков Сергей Викторович ; ГОУ ВПО «Уральский государственный технический университет – УПИ». Екатеринбург, 2004. 165 с.

4. Туктарова В.В. Математическое моделирование вибрационного состояния и методы устранения повышенной вибрации валопровода, вызванные неуравновешенностью : специальность 05.13.18 «Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Туктарова Вера Валерьевна ; ФГБОУ ВПО «Казанский национальный исследовательский технологический университет». Казань, 2015. 142 с.

5. Сокольников В.Н. Технологическое обеспечение качества балансируемых роторов локальной комбинированной обработкой микрошариками : специальность 05.02.08 «Технология машиностроения» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Сокольников Василий Николаевич ; ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет». Воронеж, 2021. 158 с.

6. Полушкин О.О. Теория и методы системного подхода к балансировке ротационных агрегатов машин : специальность 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали ма-

шин» : диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Полушкин Олег Олегович ; ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет». Ростов-на-Дону, 2021. 341 с.

7. Балабанов В.И., Добряков Д.В. Анализ технологий восстановления коленчатых валов автотракторной техники // Агроинженерия. 2024. № 5. С. 31-38 ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-tehnologiy-vosstanovleniya_kolenchatyh valov-avtotraktornoy-tehniki (дата обращения: 11.03.2025).

8. Власкин В.В. Особенности балансировки роторов турбокомпрессоров автотракторных двигателей при ремонте // ИВД. 2018. № 4 (51) ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/ osobennosti-balansirovki-rotorov-turbokompressorov avtotraktornyh-dvigateley-pri-remonte (дата обращения: 11.03.2025).

9. Сидоров И.Н., Туктарова В.В. Численный теоретико-экспериментальный метод определения дисбалансов при балансировке валопроводов в собственных подшипниках // Вестник Казанского технологического университета. – 2015. № 5. С. 164-169 ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/chislennyy-teoretiko-eksperimentalnyy-metod-opredeleniya-disbalansov-pri-balansirovke-valoprovodov-v-sobstvennyh-podshipnikah (дата обращения: 28.02.2025).

10. Оганес Г.А., Давид М.О. Моделирование цифровых фильтров нижних частот // Наука, техника и образование. 2019. № 4 (57) ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/modelirovanie-tsifrovyh-filtrov-nizhnih-chastot (дата обращения: 05.03.2025).

11. Тихонов В.Т. Настройка и контроль за работой балансировочных машин // Известия ТПУ. 1959. Т. 108. С. 295-300 ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/nastroyka-i-kontrol-za-rabotoy balansirovochnyh-mashin (дата обращения: 01.03.2025).

12. Этапы развития и пути становления методов контроля вибрации оборудования в мировой практике / Б.Г. Харрасов, А.Р. Валеев, Р.А. Хурамшина, В.В. Соколова // История и педагогика естествознания. 2022. № 2-3. С. 49-52 ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/etapy-razvitiya-i-puti-stanovleniya-metodov-kontrolya-vibratsii-oborudovaniya-v-mirovoy-praktike (дата обращения: 11.03.2025).

13. Балансировочные станки своими руками / ООО «Кинематика». Санкт-Петербург : [Б.и.], 2020. 150 с. ; URL: https://oookin.ru/stankidiy.pdf (дата обращения: 06.03.2025).

14. Rotary machine vibration monitoring and smart balance correction / C.H. Ou, C.H. Hsu, G.J. Fan, W.Y. Chen // Advances in Mechanical Engineering. 2020. № 12 (6). DOI https://doi.org/10.1177/1687814020936032/.

15. Serdar H., Özçelik Z. Design of Laboratory Dynamic Balancing Device and Investigation of Vibrations of Rotating Bodies // Journal of Engineering Technology and Applied Sciences. 2021. № 6 (1). P. 9-21. DOI https://doi.org/10.30931/jetas.853107.

16. Гвоздев А.А. Динамическая сбалансированность коленчатого вала - залог долговечной работы двигателя // ВЗ. 2015. № 3-4 (73-74). С. 43-46 ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/dinamicheskaya-sbalansirovannost-kolenchatogo-vala-zalog-dolgovechnoy-raboty-dvigatelya (дата обращения: 09.03.2025).

17. Ярошевич В.К., Белоцерковский М.А., Савич Е.Л. Коленчатые валы автомобильных двигателей. Минск : БНТУ, 2003. 176 с. ISBN 985-479-068-1.

18. Dagna, A., Delprete C., Gastaldi C. A general framework for crankshaft balancing and counterweight design // Applied Sciences. 2021. Vol. 11, № 19. DOI https://doi.org/10.3390/app11198997.

19. Мартынов А.В., Паксеваткин Е.Н. Особенности балансировки коленчатых валов V-образных двигателей // Современные наукоемкие технологии. 2018. № 9. С. 71-75.

20. Справочник по балансировке / М.Е. Левит, Ю.А. Агафонов, Л.Д. Вайнгортин [и др.]. Москва : Машиностроение, 1992 464 с.

REFERENCES

1. Padgurkas Yu. A. Balancing of the assembly unit «crankshaft - flywheel – clutch» of a tractor diesel engine in the conditions of agricultural repair enterprises: specialty 05.20.03 «Technologies and means of technical maintenance in agriculture» : dissertation for the degree of candidate of technical sciences / Padgurkas Yu. A. ; Moscow Order of the Red Banner of Labor Institute of Agricultural Engineers named after V.P. Goryachkin. Moscow, 1984. 158 p.

2. Chekushin V.N. Redistribution of inertial masses in order to reduce wear of support bearings of crankshafts of automobile and tractor internal combustion engines : specialty 05.04.02 «Heat engines» : dissertation for the degree of candidate of technical sciences / Chekushin Vladimir Nikolaevich ; Vladimir State University. Vladimir, 2000. 124 p.

3. Zhukov S.V. Development and improvement of methods for balancing flexible rotors of turbomachines : specialty 05.04.12 «Turbomachines and combined turboinstallations» : dissertation for the academic degree of candidate of technical sciences / Zhukov Sergey Viktorovich ; State Educational Institution of Higher Professional Education «Ural State Technical University – UPI». Ekaterinburg, 2004. 165 p.

4. Tuktarova V.V. Mathematical modeling of vibration state and methods for eliminating increased vibration of the shaft line caused by imbalance : specialty 05.13.18 «Mathematical modeling, numerical methods and software packages» : dissertation for the academic degree of candidate of technical sciences / Tuktarova Vera Valerievna ; Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Professional Education «Kazan National Research Technological University». Kazan, 2015. 142 p.

5. Sokolnikov V.N. Technological quality assurance of balanced rotors by local combined processing with microballs : specialty 05.02.08 «Mechanical engineering technology» : dissertation for the academic degree of candidate of technical sciences / Sokolnikov Vasily Nikolaevich ; Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Voronezh State Technical University». Voronezh, 2021. 158 p.

6. Polushkin O.O. Theory and methods of a systems approach to balancing rotary machine units : specialty 05.02.02 «Mechanical science, drive systems and machine parts» : dissertation for the academic degree of Doctor of Technical Sciences / Polushkin Oleg Olegovich ; Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Don State Technical University». Rostov-on-Don, 2021. 341 p.

7. Balabanov V.I., Dobryakov D.V. Analysis of technologies for restoration of crankshafts of automotive and tractor equipment // Agroinzheneriya. 2024. № 5. P. 31-38 ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/analiz-tehnologiy-vosstanovleniya-kolenchatyh-valov-avtotraktornoy-tehniki (date of access: 11.03.2025).

8. Vlaskin V.V. Features of balancing rotors of turbochargers of automotive and tractor engines during repair // IVD. 2018. № 4 (51) ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/ - balansirovki-rotorov-turbokompressorov-avtotraktornyh-dvigateley-pri-remonte (date of access: 11.03.2025).

9. Sidorov I.N., Tuktarova V.V. Numerical theoretical and experimental method for determining imbalances during shaft line balancing in their own bearings // Bulletin of the Kazan Technological University. 2015. № 5. P. 164-169 ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/ chislennyy-teoretiko-eksperimentalnyy-metod-opredeleniya-disbalansov-pri-balansirovke-valoprovodov-v-sobstvennyh-podshipnikah (date of access: 02/28/2025).

10. Oganes G.A., David M.O. Modeling of digital low-pass filters // Science, technology and education. 2019. № 4 (57) ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/modelirovanie-tsifrovyh-filtrov-nizhnih-chastot (date of access: 05.03.2025).

11. Tikhonov V.T. Setting up and monitoring the operation of balancing machines // Izvestiya TPU. 1959. T. 108. P. 295-300 ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/nastroyka-i-kontrol-za-rabotoy balansirovochnyh-mashin (дата обращения: 01.03.2025). balansirovochnyh-mashin (date accessed: 01.03.2025).

12. Stages of development and ways of establishing methods for monitoring equipment vibration in world practice / B.G. Kharrasov, A.R Valeev, R.A.Khuramshina, V.V. Sokolova // History and pedagogy of natural science. – 2022. № 2-3. P. 49-53 ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/etapy-razvitiya-i-puti-stanovleniya-metodov-kontrolya-vibratsii-oborudovaniya-v-mirovoy-praktike (access date: 03/11/2025).

13. Balancing machines with your own hands / OOO «Kinematika». Saint Petersburg : [s.n.]. – 2020. 150 p. ; URL: https://oookin.ru/stankidiy.pdf (date of access: 06.03.2025).

14. Rotary machine vibration monitoring and smart balance correction / C.H. Ou, C.H. Hsu, G.J. Fan, W.Y. Chen // Advances in Mechanical Engineering. 2020. № 12 (6). DOI

https://doi.org/10.1177/1687814020936032.

15. Serdar H., Özçelik Z. Design of Laboratory Dynamic Balancing Device and Investigation of Vibrations of Rotating Bodies // Journal of Engineering Technology and Applied Sciences. 2021. № 6 (1). P. 9-21. DOI https://doi.org/10.30931/jetas.853107.

16. Gvozdev A.A. Dynamic balance of the crankshaft - the key to long-term engine operation // VZ. 2015. № 3-4 (73-74). P. 43-46 ; URL: https://cyberleninka.ru/article/n/dinamicheskaya-sbalansirovannost-kolenchatogo-vala-zalog-dolgovechnoy-raboty-dvigatelya (date of access: 09.03.2025).

17. Yaroshevich V.K., Belotserkovsky M.A., Savich E.L. Crankshafts of automobile engines. – Minsk : BNTU, 2003. 176 p. ISBN 985-479-068-1.

18. Dagna, A., Delprete C., Gastaldi C. A general framework for crankshaft balancing and counterweight design. Applied Scien // Applied Sciences. 2021. Vol. 11, № 19. DOI https://doi.org/10.3390/app11198997.

19. Martynov A.V., Paksevatkin E.N. Features of Balancing Crankshafts of V-Shaped Engines // Modern Science-Intensive Technologies. – 2018. № 9. P. 71-75.

20. Balancing Handbook / M.E. Levit, Yu.A. Agafonov, L.D. Vaingortin [et al.]. Moscow : Mashinostroenie, 1992 464 p.