

МЕТОД И УСТРОЙСТВО ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН С УЧЕТОМ ИХ ГИБКОСТИ¹⁾

П. Т. МАЛЬЦЕВ

(Представлено научным семинаром электромеханического факультета)

Динамическое уравнивание роторов современных электрических машин является неотъемлемой операцией технологического процесса производства. Обычно балансировку производят при сравнительно низких скоростях вращения, устанавливая уравнивающие грузы в двух поперечных плоскостях, выбираемых вблизи опор. Основной целью при этом является устранение динамических давлений на опоры. Существующие методы и балансировочное оборудование обеспечивают решение задачи уравнивания жестких роторов. Однако применение методов и оборудования, разработанных для балансировки жестких роторов, не дает положительных результатов при уравнивании гибких роторов.

В последние годы создается все большее количество быстроходных машин, роторы которых работают вблизи первой, а иногда за первой и даже за второй критической скоростью. Между тем во многих случаях в рабочих чертежах и технологических картах на гибкие роторы не указывается методика и режим их уравнивания. В технической литературе вопросам уравнивания гибких роторов стало уделяться некоторое внимание [1, 2, 3, 4], но до настоящего времени отсутствует специальное оборудование для их балансировки.

Реальный ротор, как правило, имеет распределенную по его длине неуравновешенность. Поэтому для гибкого ротора наиболее эффективным будет такое уравнивание, при котором достигается одновременное устранение динамических давлений на опоры и снижение динамических прогибов вала в заданном диапазоне скоростей вращения. Такое уравнивание может быть достигнуто лишь устранением первоначальной неуравновешенности путем установки в диаметрально противоположных точках системы грузов, возможно более точно приближающейся к первоначальной неуравновешенности.

Ф. М. Диментберг [3] дал принципиальное решение задачи об уравнивании гибкого ротора. В виде первого приближения он

¹⁾ По материалам доклада на межвузовской конференции по проблемам колебаний механических систем, июнь, 1962.

показал возможность уравнивания гибкого ротора при помощи постановки в ограниченном числе точек сосредоточенных уравнивающих грузов, которые обеспечивают устранение динамических давлений на опоры и существенное снижение изгибных деформаций вала. Исходя из теоретических положений [3] и принципиального решения задачи, В. А. Зенкович [4] предложила метод определения и устранения неуравновешенности, распределенной по длине гибкого ротора. Метод основан на использовании пробных и уравнивающих систем, которые по форме с некоторым приближением соответствуют формам упругой линии вала для критических скоростей, лежащих в рабочем диапазоне скоростей вращения ротора. Первоначальная неуравновешенность определяется решением системы уравнений, в которые подставляются результаты измерения в необходимом числе плоскостей вращения динамических прогибов в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях при пуске с первоначальной неуравновешенностью и коэффициентов, определенных при пусках с пробными системами грузов первого из данной серии роторов.

Для реализации этого метода в промышленности требуется разработка и изготовление специальных разгонно-балансировочных устройств. Кроме того, измерение прогибов реальных роторов представляет известные трудности.

Уравнение стационарного движения вала постоянного сечения с равномерно распределенной массой с шарнирными опорами может быть записано в следующем виде [3]:

$$Z = e^{i\omega t} \left[\frac{A_1 + iB_1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_1^2}} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_1^2} \cdot \sin \frac{\pi s}{l} + \frac{A_2 + iB_2}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}} \cdot \sin \frac{2\pi s}{l} + \right. \\ \left. + \frac{A_3 + iB_3}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_3^2}} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_3^2} \cdot \sin \frac{3\pi s}{l} + \dots \right] = e^{i\omega t} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n + iB_n}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_n^2} \cdot \sin \frac{n\pi s}{l}, \quad (1)$$

где $A_1, B_1, A_2, B_2, \dots$ — коэффициенты, зависящие от начальных условий движения;

ω — угловая скорость вращения ротора;

ω_1, ω_2 — первая, вторая и т. д. критические угловые скорости;

s — переменная координата вдоль оси ротора;

l — расстояние между опорами ротора.

Из уравнения (1) видно, что вал ротора под действием сил неуравновешенности и сил инерции получает изгиб; его пространственная упругая линия представляет наложение гармоник последовательных порядков (1, 2, 3). Каждая из гармоник лежит в определенной плоскости, причем плоскости гармоник различны, так как коэффициенты комплексны. С изменением угловой скорости ω соотношения модулей гармоник, а также углов между плоскостями, в которых они расположены, нарушается. Динамические реакции, соответствующие той или иной гармонике, лежат в плоскости данной гармоники. Система реакций от каждой гармоники будет совершать вращение с той же угловой скоростью, что и скорость вращения ротора. Для нечетных гармоник реакции обеих опор ротора параллельны и направлены в одну сторону (симметрия), а для четных гармоник реакции на правой и левой опорах будут направлены в противоположные стороны (косая симметрия).

Динамические реакции каждой опоры будут представлять геометрическую сумму реакций, соответствующих отдельным гармоникам. Путем установки определенных уравнивающих грузов в плоскостях, расположенных вблизи опор, можно устранить радиальные динамические давления на опоры при фиксированном числе оборотов.

Однако при изменении скорости вращения достигнутое уравнивание будет нарушено. Кроме того, установка уравнивающих грузов вблизи опор гибкого ротора не устранит прогиба вала, а следовательно, не будет устранена вибрация корпуса электрической машины.

В условиях производства мы встретились с необходимостью уравнивания с высокой степенью точности роторов, качество балансировки которых на существующем балансировочном оборудовании не обеспечивало спокойной работы электрических машин при номинальной скорости вращения, и изделия вследствие этого не удовлетворяли техническим условиям. Роторы этих машин подвергались динамической балансировке на балансировочном станке с точностью до 3—4 *микрон*. Скорость вращения роторов при балансировке составляла 1000 об/мин. Уравнивающие грузы устанавливались в плоскостях вращения, расположенных вблизи опор. Как показали наблюдения и опыты, после сборки электрических машин с такими роторами последние имели симметричную (статическую) неуравновешенность порядка 30—50 *микрон*, проявляющуюся при рабочей скорости вращения.

Аналитическим и экспериментальным путем были определены частоты собственных изгибных колебаний роторов. Установлено, что рабочая скорость роторов этих электрических машин составляет 0,6—0,67 от первой критической скорости. Поэтому для изгиба вала основную роль играет первая гармоника, так как влияние более высоких гармоник, как это видно из выражения (1), вследствие убывания отношения

$\frac{\omega^2}{\omega_n^2}$ становится незначительным. Следовательно, при работе вблизи пер-

вой критической скорости наиболее сильно сказывается та часть неуравновешенности, которая по форме совпадает с первой формой упругой линии вала. Таким образом, прогиб вала ротора рассматриваемой электрической машины происходит в основном по полуволне синусоиды. При этом в каждый момент времени на опорах действуют динамические давления, направленные в одну сторону. Это объясняет тот факт, что у роторов, тщательно отбалансированных в концевых плоскостях на малых оборотах, при рабочих оборотах вблизи первой критической скорости проявляется значительная симметричная неуравновешенность.

Уравнивание гибкого ротора, работающего вблизи первой критической скорости, может быть произведено при помощи установки уравнивающего груза в вершине полуволны синусоиды или пары грузов на полуволне. Вблизи опор при этом на противоположной образующей необходимо установить грузы, центробежные силы от которых при малых скоростях вращения будут равны и противоположно направлены по отношению к силе от уравнивающих грузов, установленных в средней части длины ротора [5]. Для выполнения такого уравнивания в конструкции ротора должна быть предусмотрена возможность установки уравнивающих грузов в указанных плоскостях вращения.

Конструкция рассматриваемых роторов позволяет устанавливать уравнивающие грузы на бандажных кольцах в трех плоскостях

вращения. Расстояние от левой опоры до плоскостей установки грузов (рис. 1) составляют $l_1 = 0,19l$, $l_2 = 0,5l$, $l_3 = 0,81l$. Радиусы установки грузов во всех трех плоскостях одинаковы.

Динамическое уравнивание роторов, работающих вблизи первой критической скорости, целесообразно производить в два этапа. На первом этапе роторы подвергаются динамической балансировке при малой скорости вращения. На этом этапе достигается компенсация суммарного действия всех составляющих неуравновешенности путем установки уравнивающих грузов в крайних плоскостях (Пл. I и Пл. III, рис. 1). Процесс уравнивания при этом

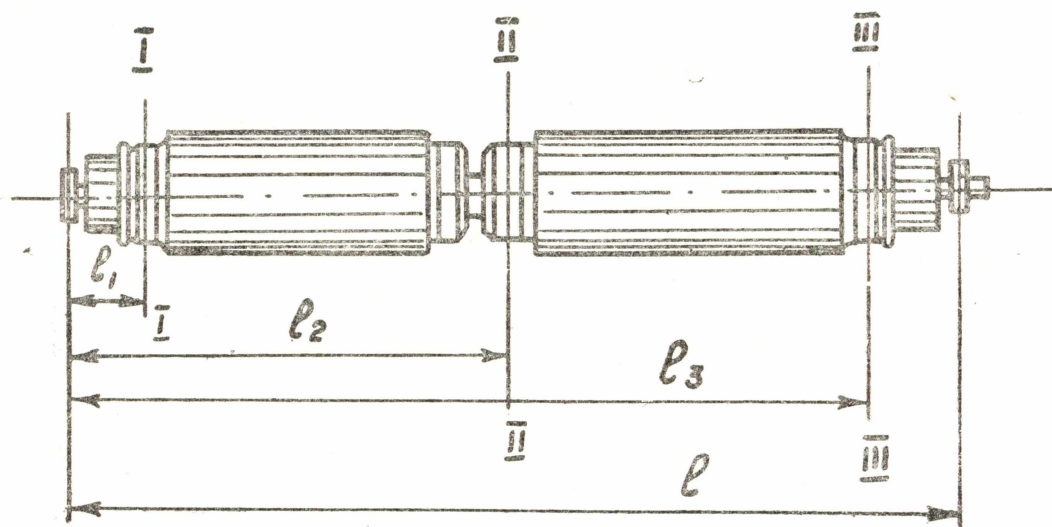


Рис. 1. Схема расположения плоскостей балансировки на роторе.

аналогичен уравниванию жестких роторов. На втором этапе производится компенсация той части неуравновешенности, которая при рабочей скорости вызывает динамический прогиб вала ротора. Неуравновешенность определяется при номинальной скорости вращения по колебаниям амортизированной платформы, на которую установлен временный статор с балансируемым ротором. После первого пуска определенный уравнивающий груз M распределяется по трем плоскостям. Величины корректирующих грузов в соответствующих плоскостях находятся в отношении

$$m_1:m_2:m_3 = 0,21:0,6:0,19,$$

причем $m_1 + m_2 + m_3 = M$.

После второго пуска производится уточнение балансировки путем установки уравнивающих грузов в концевых плоскостях.

Для уравнивания роторов с учетом их гибкости создано и внедрено на одном из предприятий электропромышленности специальное балансировочное устройство, общий вид которого показан на рис. 2. Устройство имеет следующие основные узлы: амортизированную платформу 3 с временным корпусом электрической машины 9, в которую устанавливается балансируемый ротор; два датчика 4, осветительную головку с фотоэлементом 5; предварительный усилитель 7, вмонтированный в свободное пространство осциллографа типа ЭО-53М 6. Монтажная рама 1 жестко укрепляется на массивной виброизолированной фундаментной плите 8. В средней части временного корпуса сделано специальное окно, которое обеспечивает доступ к средней плоскости балансировки для напайки уравнивающего груза.

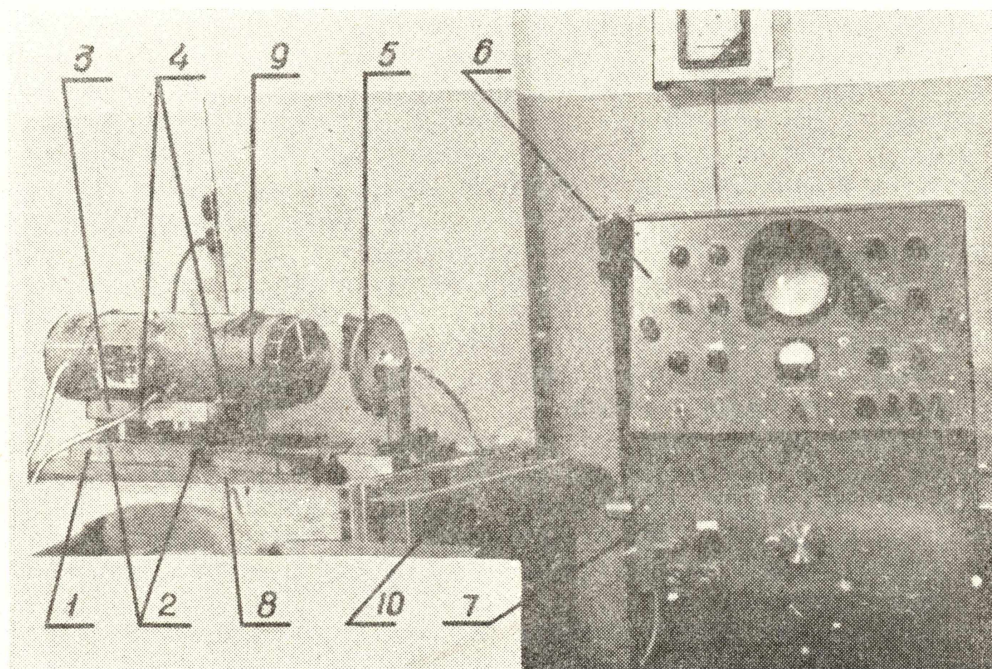


Рис. 2. Общий вид балансировочного устройства.

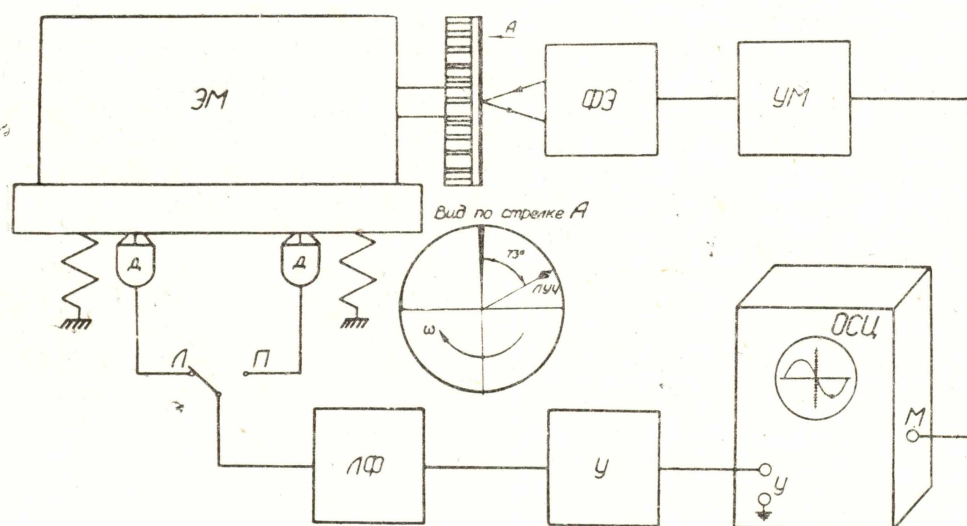


Рис. 3. Блок-схема балансировочного устройства.

Под действием неуравновешенности ротора, проявляющейся при номинальной скорости вращения, возникают колебания корпуса электрической машины вместе с платформой, установленной на мягкие амортизаторы, обеспечивающие частоту свободных колебаний системы порядка 0,08 — 0,1 от частоты вращения ротора. Колебания платформы воспринимаются пьезоэлектрическими датчиками. Сигналы от датчиков D поочередно с помощью переключателя П-Л подаются на ламповый фильтр ЛФ (рис. 3), предварительный усилитель $У$ и затем на вход осциллографа ОСЦ. На экране осциллографа изображается синусоида, характеризующая динамическое давление от неуравновешенности либо на правую опору якоря, либо на левую при соответствующем положении переключателя П-Л. Таким образом, по размаху синусоиды на экране осциллографа с помощью тарировочной кривой определяется величина неуравновешенности.

Угловое положение неуравновешенности определяется с помощью осветительной головки с фотоэлементом. Сигнал от фотоэлемента ФЭ после усиления УМ подается на модулятор осциллографа. На темный диск вентилятора наносится светлая метка. Световой луч от лампы осветительной головки, отражаясь от поверхности, на которую нанесена светлая метка, попадает на фотоэлемент. В тот момент, когда светлая метка при вращении ротора попадает под световой луч, на синусоиде возникает яркая точка. Поворачивая от руки осветительную головку вокруг оси, совпадающей с осью вращения якоря, яркую точку (метку) можно установить в любое положение на синусоиде неуравновешенности.

Пьезоэлектрические датчики реагируют на ускорение, вследствие чего в сигнале высокочастотные составляющие, обусловленные работой подшипников и пульсациями магнитного поля, имеют значительный уровень. Поэтому усилитель сигнала неуравновешенности включает в себя двойной Т-образный фильтр, который обеспечивает пропускание сравнительно узкой полосы частот, имеющей крутые спады по краям. Использование в Т-образном фильтре потенциометров R_4 , R_5 , R_6 (рис. 4) с сопряженными на одной общей оси ползунками позволяет с помощью ручки „фильтр“ изменять среднюю частоту полосы пропускания от 50 до 130 $гц$ и тем самым выделить сигнал на частоте вращения. Но так как фильтр не обеспечивает полное затухание высоких частот, на выходе предварительного усилителя поставлен интегрирующий контур $R_{16} — C_{11}$. Таким образом, на вход осциллографа подается сигнал по скорости, обусловленный неуравновешенностью ротора. Переключатель „фаза“ (рис. 4) дает возможность при настройке балансировочного устройства получить изображение полупериода синусоиды, соответствующего „тяжелому месту“, в нижней части экрана электронно-лучевой трубки осциллографа. При определении углового положения неуравновешенности поворачивают осветительную головку так, чтобы яркое пятно на синусоиде оказалось в минимуме синусоиды (рис. 5). В этом положении осветительная головка фиксируется. После остановки машины, поворачивая якорь от руки, совмещают точку „луч“ на диске (рис. 3) со световым лучом и, таким образом, определяют „тяжелое место“ на якоре, которое называется внизу.

Вследствие наличия интегрирующего контура происходит поворот фазы сигнала неуравновешенности (практически на 90°). Однако плоскость первой гармоники составляет некоторый фазовый угол с плоскостью распределенной по длине ротора неуравновешенности, вызывающей прогиб вала по первой форме. Поэтому центральный угол между светлой меткой и точкой „луч“ на диске, найденный опытным

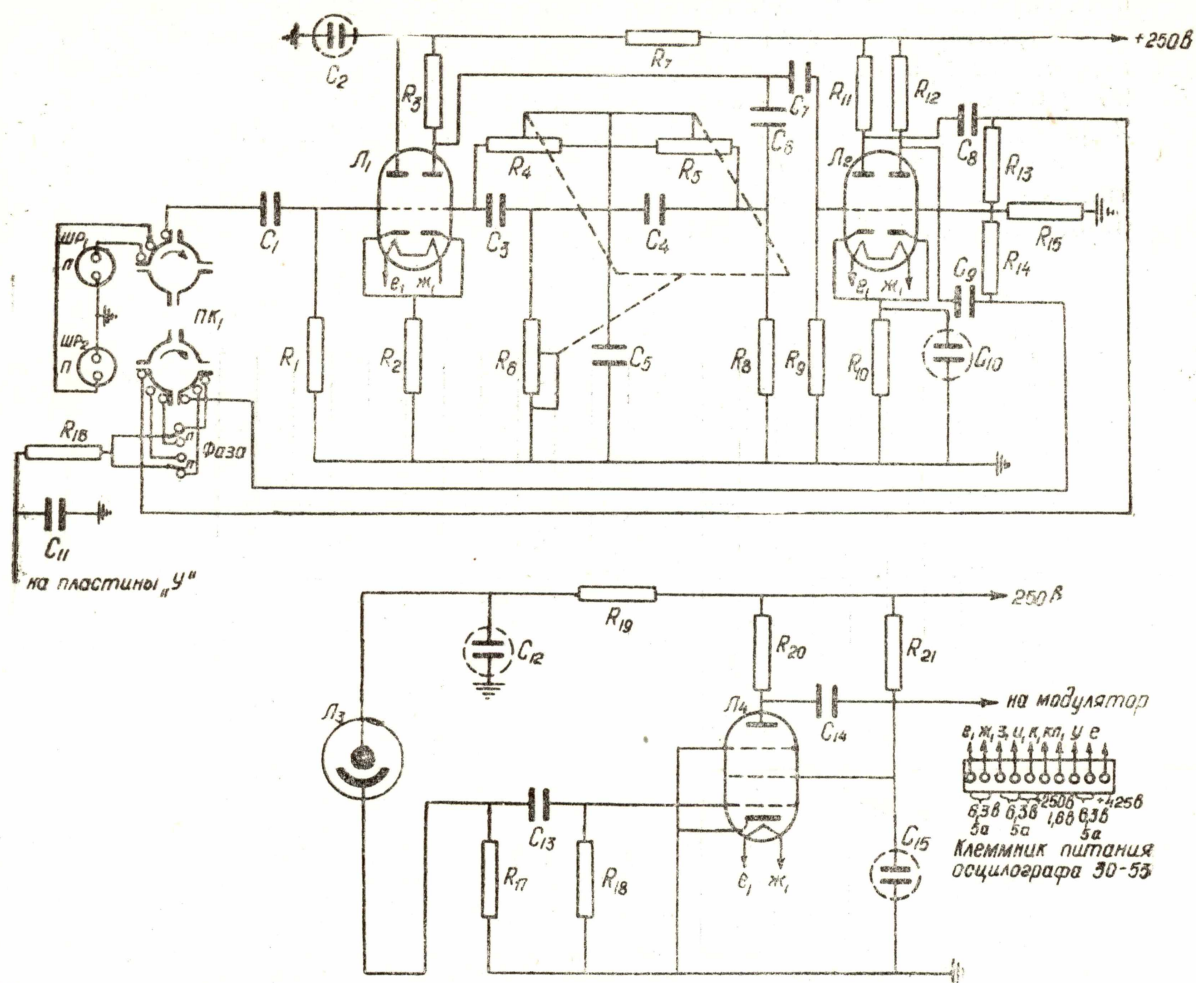


Рис. 4. Принципиальная схема электронно-измерительного блока.

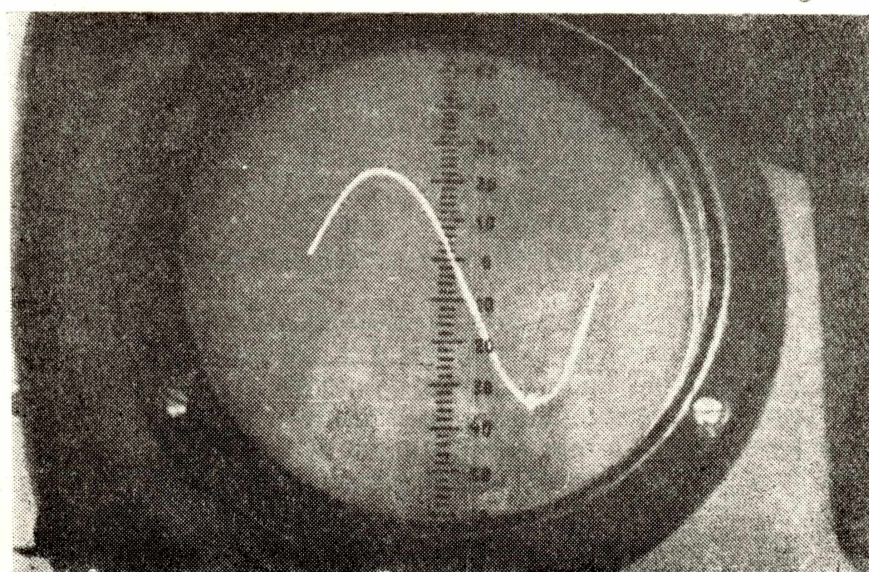


Рис. 5. Синусоида неуравновешенности со световой меткой.

путем при скорости вращения 5400 — 5500 об/мин, составляет 73° (рис. 3).

Характеристика фильтра показана на графике рис. 6, из которого видно, что при настройке фильтра, например, на среднюю частоту 90 гц боковые частоты, отличающиеся от частоты настройки в 1,5—2 раза, будут проходить с затуханием в 4—7 раз, т. е. на 12—17 дб.

Из графиков рис. 7 б и 7 в видно, что амплитудная характеристика измерительного тракта сохраняется линейной до напряжения на входе порядка 40 мв (кривая 1). Зависимость размаха луча на экране

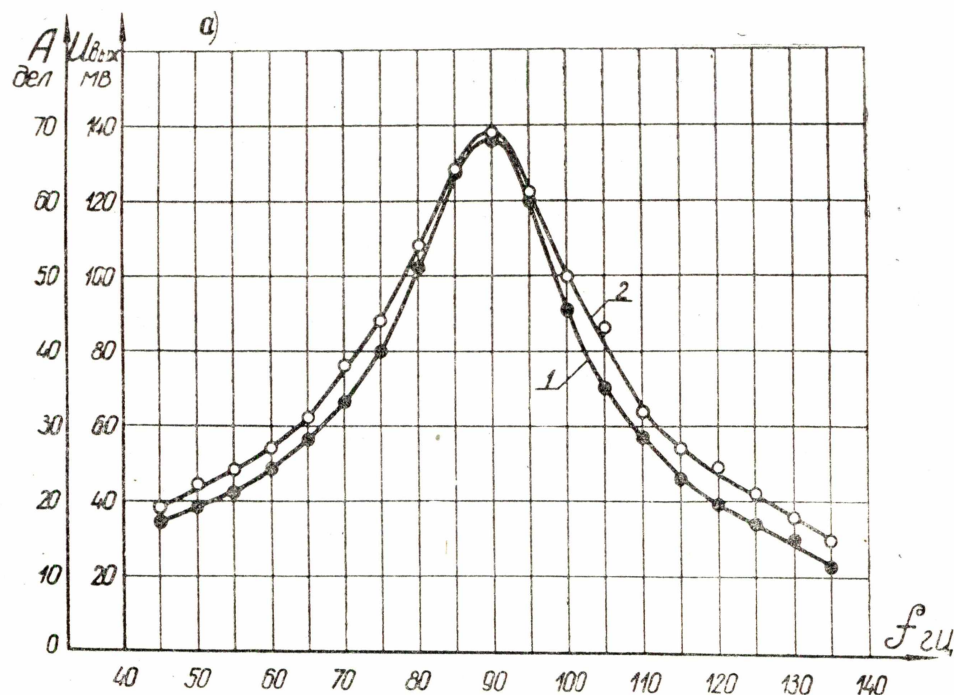


Рис. 6. Характеристика фильтра: 1 — по показаниям милливольтметра; 2 — по шкале экрана осциллографа.

осциллографа от напряжения на входе (кривая 2) после 60 делений не сохраняется линейной вследствие имеющего место оптического искажения при визуальном наблюдении синусоиды.

На графике рис. 8 показан эффект снижения уровня виброускорения¹⁾ на частоте вращения после уравнивания роторов с учетом их гибкости на описанном балансировочном устройстве. Огибающие частотных составляющих построены по средним значениям в каждой полосе, полученным в результате измерения вибраций 12 образцов электрической машины.

Семимесячный опыт эксплуатации предложенного балансировочного устройства позволяет сделать следующие выводы.

1. Уравнивание роторов, рабочая скорость которых находится вблизи первой критической скорости, проводимое в два этапа (при малой скорости и затем при номинальной скорости вращения), дает возможность устранить динамические давления на опоры и значительно снизить динамический прогиб вала.

2. За 2 — 3 пуска ротора на втором этапе уравнивания дос-

¹⁾ За нулевой уровень виброускорения принято ускорение $a_0 = 3 \cdot 10^{-2}$ см/сек².

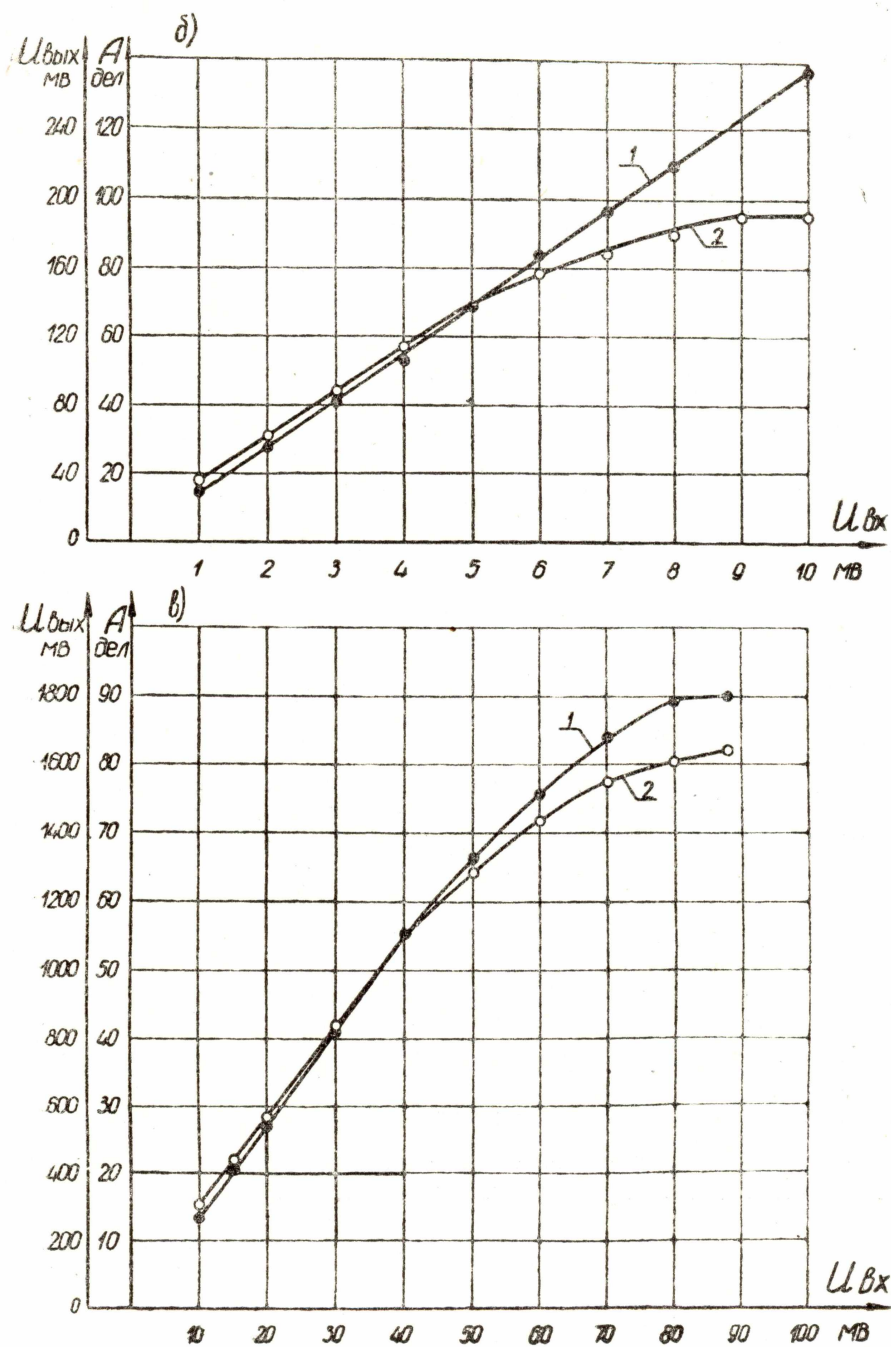


Рис. 7. Амплитудная характеристика электронно-измерительного тракта. а—при ослаблении 1:1; б—при ослаблении 1:10; 1—по показаниям милливольтметра; 2—по шкале экрана осциллографа.

тается снижение амплитуды колебаний электрической машины на частоте вращения с 15—20 *микрон* до 1—1,5 *микрон*.

3. Параметры электронно-измерительного тракта балансировочного устройства позволяют производить уравнивание при скоростях вращения ротора от 3500 до 9000 *об/мин*.

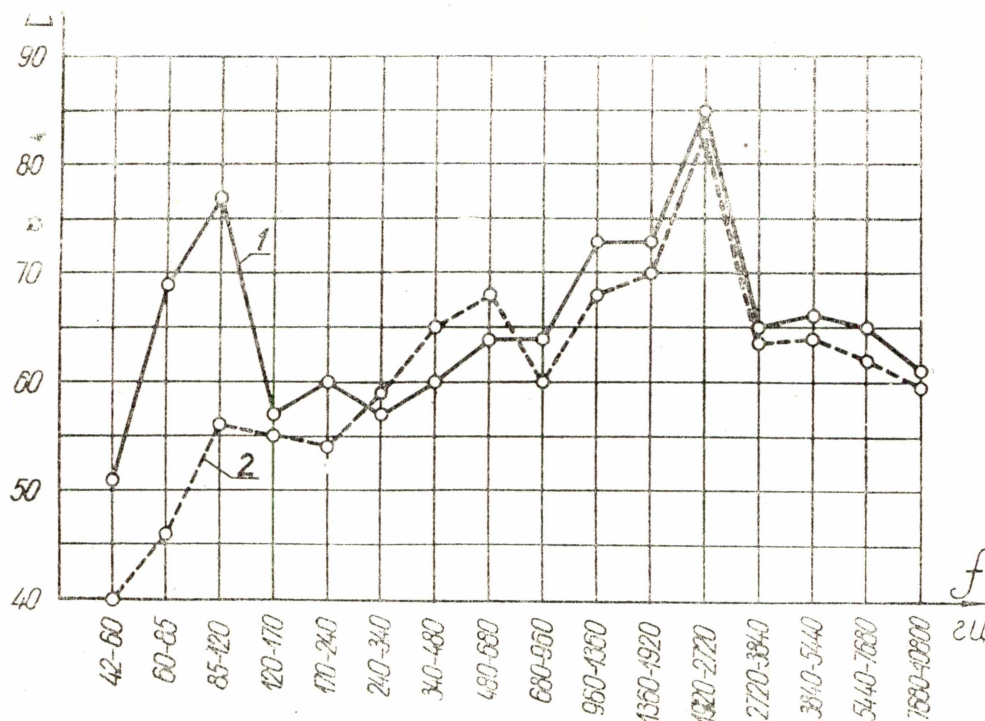


Рис. 8. Спектр вибрации электрической машины типа ЭМУ: 1—после балансировки на балансировочном станке при $n=1000$ *об/мин*; 2—после уравнивания в два этапа с применением предложенного балансировочного устройства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Meldahl A. Auswuchten elastischer Rotoren. ZAMM, Bd34, H8/9, 1954.
2. Шимек Г. Уравнивание роторов с эластичными валами *Strojirenstvi.* № 9, 1954.
3. Диментберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов. Издательство АН СССР, 1959.
4. Зенкевич В. А. Уравнивание гибких роторов. „Вестник электропромышленности“, № 8, 1959.
5. Зенкевич В. А. Балансировка роторов электрических машин с учетом их гибкости. „Вестник электропромышленности“, № 1, 1962.

Поступила в редакцию
в мае 1962 г.