

В.А. Сидоров /к.т.н./, А.Л. Сотников

Донецкий национальный технический университет (Донецк, Украина)

А.Е. Сушко /к.т.н./

С.А. Цыба

ЗАО "Донецксталь" – металлургический завод" (Донецк, Украина)

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ В ПРОМЫШЛЕННЫХ УСЛОВИЯХ

Очевидно, что целесообразность любой технической операции определяется ее экономической эффективностью. Необходимость использования малозатратных технологий при монтаже, эксплуатации и ремонте механического оборудования показана в работах [1,2]. Эффективность регулировочных операций, в частности балансировки, весьма значительна в сравнении с малыми изменениями, вносимыми в механизм.

Одной из аксиом работоспособного состояния оборудования [3] является эксплуатация с низким уровнем вибрации. Это достигается путем выполнения определенного ряда действий - своевременного смазывания, затяжки резьбовых соединений, замены быстроизнашивающихся деталей, а также проведения регулировочных операций. Регулировочные операции включают – регулировку положения валов в пространстве, регулировку зазоров в подшипниках, центрирование валов и балансировку роторов и других вращающихся узлов механизмов.

Операция балансировки является заключительным этапом любого ремонта. Проведение уравнивания на балансировочных станках позволяет существенно повысить точность балансировки и полностью исключить воздействие паразитных нагрузок от дисбаланса на подшипниковые опоры. Теоретические и практические аспекты уравнивания роторов машин рассмотрены в работах [4...8]. Вопросы эффективности балансировки в собственных опорах, увеличения долговечности подшипников исследовались в работе [9]. К сожалению, в этих источниках вопросы эффективности балансировки роторов не рассматривались в полном объеме, что и определяет основное содержание данной работы.

Наиболее часто, особенно на предприятиях металлургии, вопросы уравнивания роторов рассматриваются по отношению к тягодутьевому оборудованию - промышленным вентиляторам и дымососам (рисунок 1). Данные механизмы, несмотря на симметрию рабочего колеса, иногда значительную частоту вращения, имеют неравномерный износ лопаток (рисунок 2), что приводит к нарушению уравниваемости ротора. Причина данного явления может заключаться в избирательной случайности процесса износа, обусловленного внешними факторами и внутренними свойствами материала.

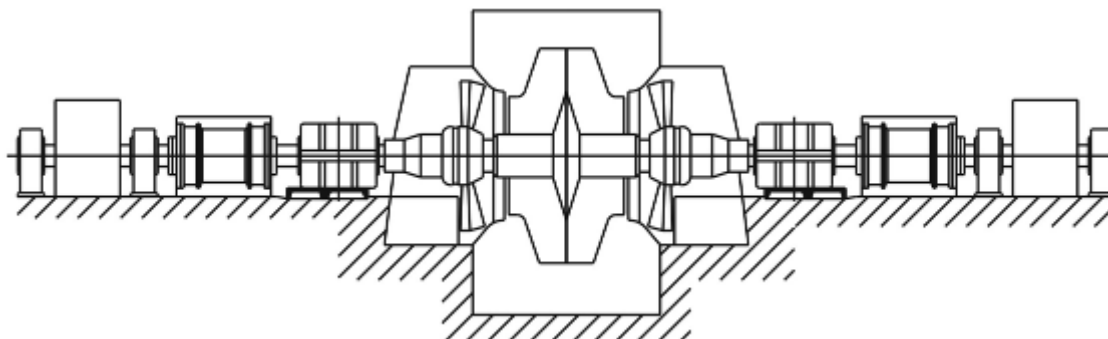


Рисунок 1 – Общая схема вентилятора "ВД-40"



Рисунок 2 – Неравномерный эрозионный износ лопаток рабочего колеса

При одностороннем всасывании вентилятора (рисунок 3) в рабочей линии механизма появляется осевая сила, направленная в сторону всасывающей полости. Это приводит к снижению долговечности двухрядных роликовых сферических подшипников из-за работы только одного ряда роликов (рисунок 4). Такой режим работы, приводит к снижению динамической грузоподъемности подшипника. Снижение долговечности в этом случае можно учесть, введя в формулу для расчета долговечности подшипника [10] коэффициент снижения динамической грузоподъемности $K_H=2,0$:

$$L_H = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \frac{1000000}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{дин}}{K_H \cdot P} \right)^p$$

Максимальное снижение долговечности при работе одной беговой дорожки в двухрядном роликоподшипнике (при $K_H=2,0$) и составит $23,3=9,8$ раз.

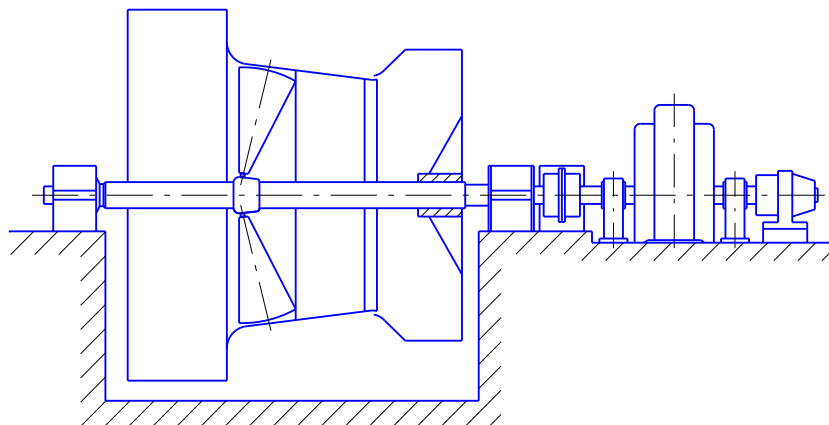


Рисунок 3 – Общая схема вентилятора "ВЦ-32" с односторонним всасыванием



Рисунок 4 – Следы неравномерного износа наружного кольца подшипника

Дисбаланс рабочего колеса приводит к увеличению радиальной и осевой нагрузки на подшипник. Радиальная нагрузка увеличивается пропорционально неуравновешенной массе:

$$P_{доп} = m_K \cdot \omega^2 \cdot r_K,$$

где m_K – неуравновешенная масса или масса компенсирующего груза при балансировке, кг; ω – угловая скорость ротора, рад/с; r_K – радиус расположения неуравновешенной массы или установки компенсирующего груза, м.

Часто после балансировки уровень вибрации опор снижается в 10...12 раз. Увеличение срока службы подшипников, можно рассчитать исходя из снижения нагрузки на подшипниковые узлы по значению уравновешенной центробежной силы:

Для снижения вибрации от 16,2 мм/с до 3,8 мм/с на рабочее колесо (массой 900 кг) вентилятора "ДН-13" был установлен компенсирующий груз массой 0,95 кг на окружности радиусом 0,6 м. Установленные подшипники 3516 имеют динамическую грузоподъемность 102 кН. Частота вращения 960 мин⁻¹. При консольном расположении рабочего органа (рабочего колеса) практически вся нагрузка приходится на подшипник ближайший к ротору. Расчетная долговечность составит:

$$L_H = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \frac{1000000}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{дин}}{P} \right)^P = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot \frac{1000000}{60 \cdot 960} \left(\frac{102000}{9000} \right)^{3,3} = 52354 \text{ час.}$$

Это составляет почти 6 лет непрерывной работы. Снижение срока службы подшипника при постоянной вибрации 16,2 мм/с составляет:

$$L_H = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \frac{1000000}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{дин}}{P + P_{доп}} \right)^P = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot \frac{1000000}{60 \cdot 960} \left(\frac{102000}{9000 + 0,95 \cdot 96^2 \cdot 0,6} \right)^{3,3} = 11483 \text{ часов,}$$

или 1,3 года непрерывной работы.

Отношение известного уравновешенного дисбаланса $D = m_K \cdot r_K = 0,95 \cdot 0,6 = 0,57$ кг·м к значению снижения виброскорости V (в рассматриваемом случае $V = 16,2 - 3,8 = 12,4$ мм/с) позволяет определить коэффициент балансировочной чувствительности:

$$K_{БЧ} = \frac{D}{V} = \frac{0,57}{12,4} = 0,046 \text{ кг}\cdot\text{м}/(\text{мм}/\text{с}).$$

Тогда, формула для расчета примет следующий вид:

$$L_H = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \frac{1000000}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{ДИН}}{P + K_{БЧ} \cdot \omega^2 \cdot V} \right)^p.$$

Дополнительным фактором, приводящим к снижению ресурса подшипника, является воздействие осевой вибрации, возникающей при дисбалансе ротора. Причина осевой вибрации – изгиб вала под воздействием неуравновешенной центробежной силы. Воздействие осевой нагрузки в расчете долговечности подшипника качения учитывается при определении эквивалентной динамической нагрузки на подшипник [11]:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a,$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, Н; F_r – фактическая радиальная нагрузка на подшипник, Н; F_a – фактическая осевая нагрузка на подшипник, Н; X – коэффициент радиальной нагрузки на подшипник; Y – коэффициент осевой нагрузки на подшипник.

Для определения фактически действующих сил в осевом направлении можно использовать значения продольной вибрации и коэффициент балансировочной чувствительности подшипниковой опоры, рассчитанный для осевого направления.

Дополнительные силы, действующие на подшипниковые опоры, приводят к повышению момента сопротивления вращению вала вентилятора и к повышению потребляемой электроэнергии. Возможна нелинейная зависимость между действующей силой и коэффициентом трения. Это предположение требует проведения исследований для определения соответствующих зависимостей. Тогда, дополнительно необходимая мощность двигателя:

$$N_{доп1} = M_{доп} \cdot \omega, \text{ Вт},$$

где $M_{доп}$ – дополнительный момент сопротивления.

Возникающая при дисбалансе вибрация также приводит к повышению необходимой мощности электродвигателя. Появляются разрушительные силы, действующие на подшипниковые опоры и элементы механизма. Оценить их значение, возможно учитывая суммарный радиус вектор виброскорости V механизма:

$$N_{доп2} = m \cdot g \cdot V, \text{ Вт},$$

$$V = \sum \frac{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}{2},$$

где V_x , V_y и V_z – соответственно вертикальная, горизонтальная и осевая составляющие виброскорости элементов механизма; m – общая масса механизма.

Оценить эффективность уравнивания роторов вентиляторов, в условиях эксплуатации или балансировочного станка можно проанализировав следующие данные.

Установочные параметры: тип механизма; мощность привода; напряжение; частота вращения; масса; основные параметры рабочего процесса.

Начальные параметры: виброскорость или виброперемещение (среднеквадратичное значение, частотный состав); ток и напряжение по фазам.

Выполненные ремонтные воздействия: значения установленного пробного груза; выполненная затяжка резьбовых соединений; центрирование.

Значения параметров после выполненных воздействий: виброскорость или виброперемещение (среднеквадратичное значение, частотный состав); ток и напряжение по фазам.

Ниже представлены результаты экспериментальных исследований по снижению потребляемой мощности двигателем вентилятора в результате уравнивания ротора.

Эксперимент №1

Вентилятор "ДН-6". Напряжение, В: 380. Частота вращения, мин⁻¹: 960.

Начальная вибрация, мм/с: вертикальная – 9,4; осевая – 5,0.

Ток по фазам, А: 3,9; 3,9; 3,9. Среднее значение, А: 3,9.

Вибрация после балансировки, мм/с: вертикальная – 2,2; осевая – 1,8.

Ток по фазам, А: 3,8; 3,6; 3,8. Среднее значение, А: 3,73.

Снижение параметров вибрации: вертикальное направление – в 4,27 раза; осевое направление в 2,78 раза.

Снижение токовых значений: $(3,9 - 3,73) \cdot 100 \% \cdot 3,73^{-1} = 4,55 \%$.

Эксперимент №2

Вентилятор "ДН-6". Напряжение, В: 380. Частота вращения, мин⁻¹: 960.

Начальная вибрация, мм/с:

– точка 1 (лобовой подшипник электродвигателя): вертикальная – 17,0; горизонтальная – 15,3; осевая – 2,1. Радиус-вектор – 22,9.

– точка 2 (свободный подшипник электродвигателя): вертикальная – 10,3; горизонтальная – 10,6; осевая – 2,2. Радиус-вектор – 14,9.

Вибрация после балансировки, мм/с:

– точка 1: вертикальная – 2,8; горизонтальная – 2,9; осевая – 1,2. Радиус-вектор – 4,2.

– точка 2: вертикальная – 1,4; горизонтальная – 2,0; осевая – 1,1. Радиус-вектор – 2,7.

Снижение параметров вибрации:

– точка 1: вертикальная – в 6 раз; горизонтальная – в 5,3 раза; осевая – в 1,75 раза. Радиус-вектор – в 5,4 раза.

– точка 2: вертикальная – в 7,4 раза; горизонтальная – в 5,3 раза; осевая – в 2 раза. Радиус-вектор – в 6,2 раза.

Энергетические показатели:

– до балансировки: потребленная мощность за 15 минут – 0,69 кВт; максимальная мощность – 2,96 кВт; минимальная мощность – 2,49 кВт; средняя мощность – 2,74 кВт. График потребления электроэнергии до балансировки показан на рисунке 5.

– после балансировки: потребленная мощность за 15 минут – 0,65 кВт; максимальная мощность – 2,82 кВт; минимальная мощность – 2,43 кВт; средняя мощность – 2,59 кВт. График потребления электроэнергии до балансировки показан на рисунке 6.

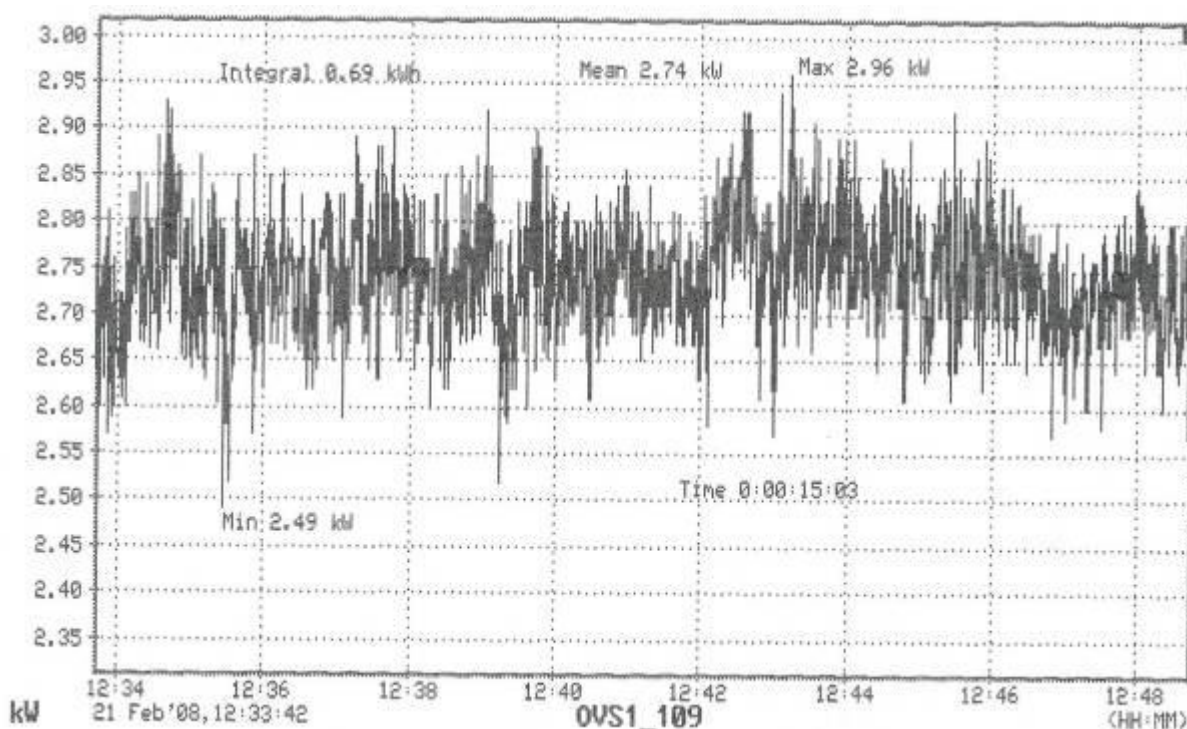


Рисунок 5 – Потребляемая двигателем вентилятора "ДН-6" мощность до балансировки

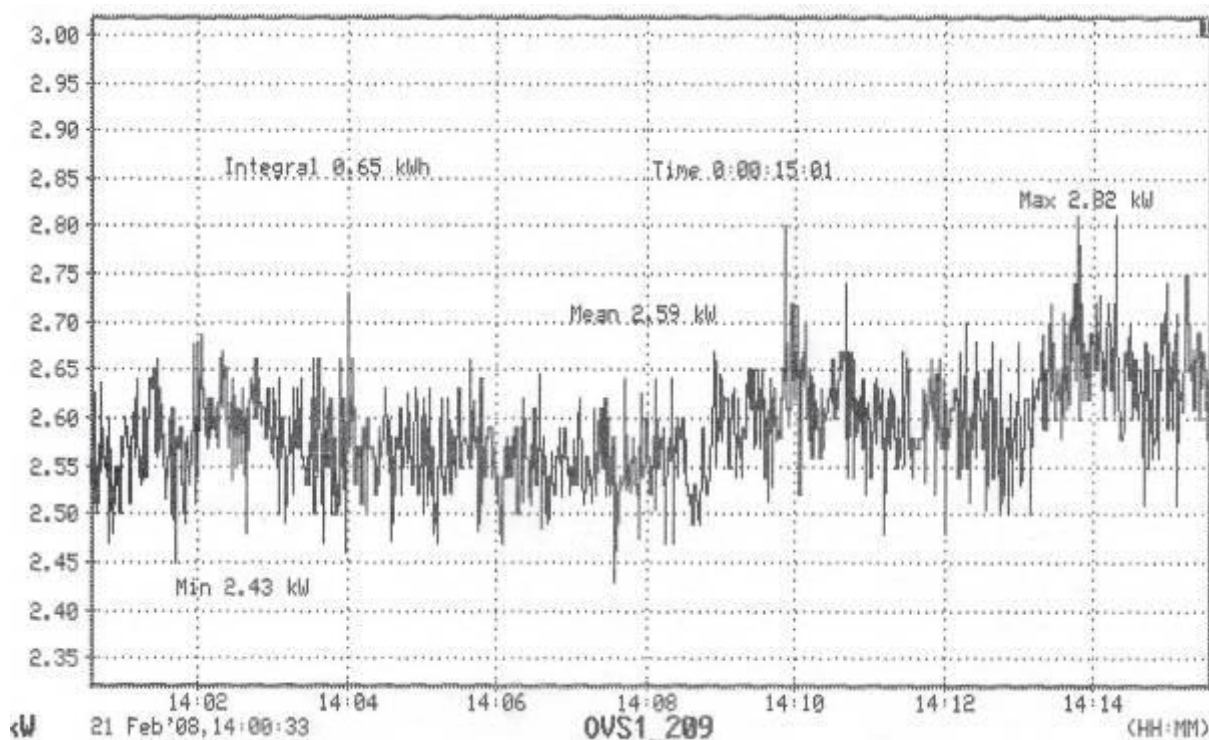


Рисунок 6 – Потребляемая двигателем вентилятора "ДН-6" мощность после балансировки

Снижение энергетических показателей: потребленная мощность – $(0,69-0,65) \cdot 100 \% \cdot 0,65^{-1} = 6,1 \%$; максимальная мощность – $(2,96-2,82) \cdot 100 \% \cdot 2,82^{-1} = 4,9 \%$; минимальная мощность – $(2,49-2,43) \cdot 100 \% \cdot 2,43^{-1} = 2,5 \%$; средняя мощность – $(2,74-2,59) \cdot 100 \% \cdot 2,59^{-1} = 5,8 \%$.

Аналогичные результаты были получены в производственных условиях при балансировке вентилятора "ВДН-12" нагревательной трехзонной методической печи. Графики потребления электроэнергии до и после балансировки показаны на рисунках 7 и 8. Потребление электроэнергии за 30 минут составило – 33 кВт, после балансировки – 30,24 кВт. Снижение потребляемой электроэнергии в данном случае составило $(33-30,24) \cdot 100 \% \cdot 30,24^{-1} = 9,1 \%$.

Виброскорость до балансировки – 10,5 мм/с, после балансировки – 4,5 мм/с. Снижение значений виброскорости – в 2,3 раза.

Расход воздуха до балансировки – 21900 м³/ч, после балансировки – 17300 м³/ч.

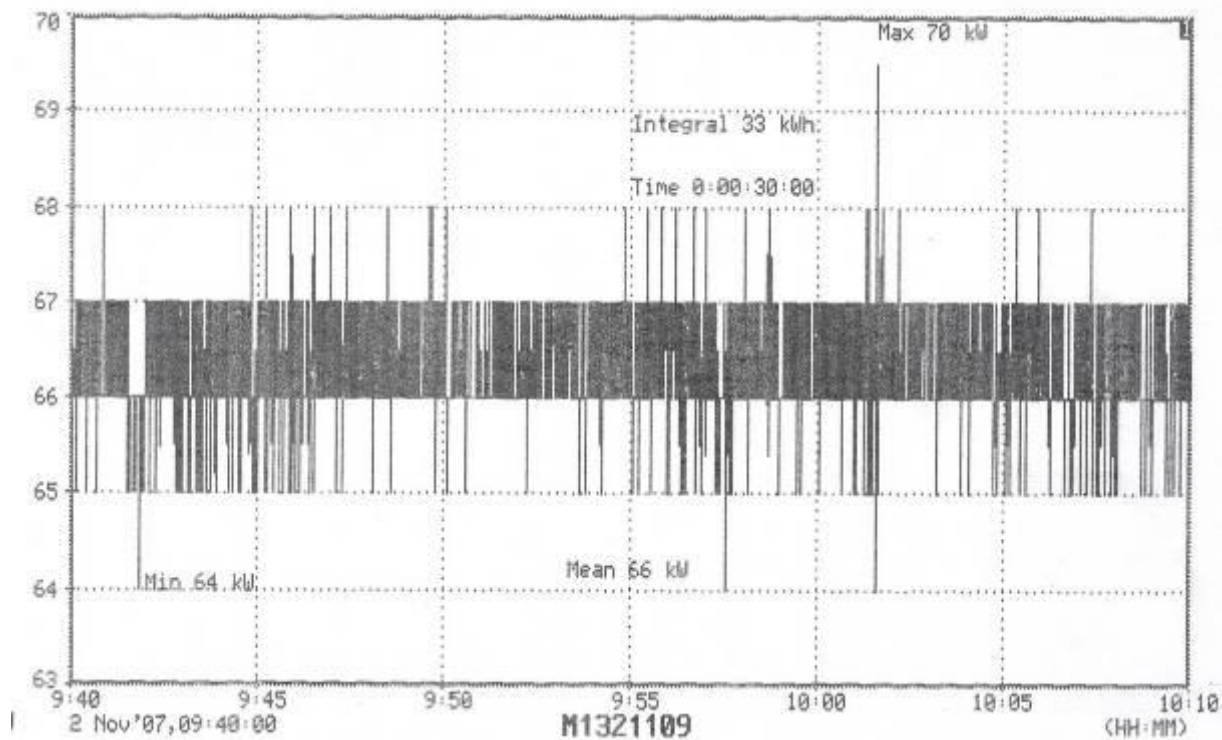


Рисунок 7 – Потребляемая двигателем вентилятора мощность до балансировки

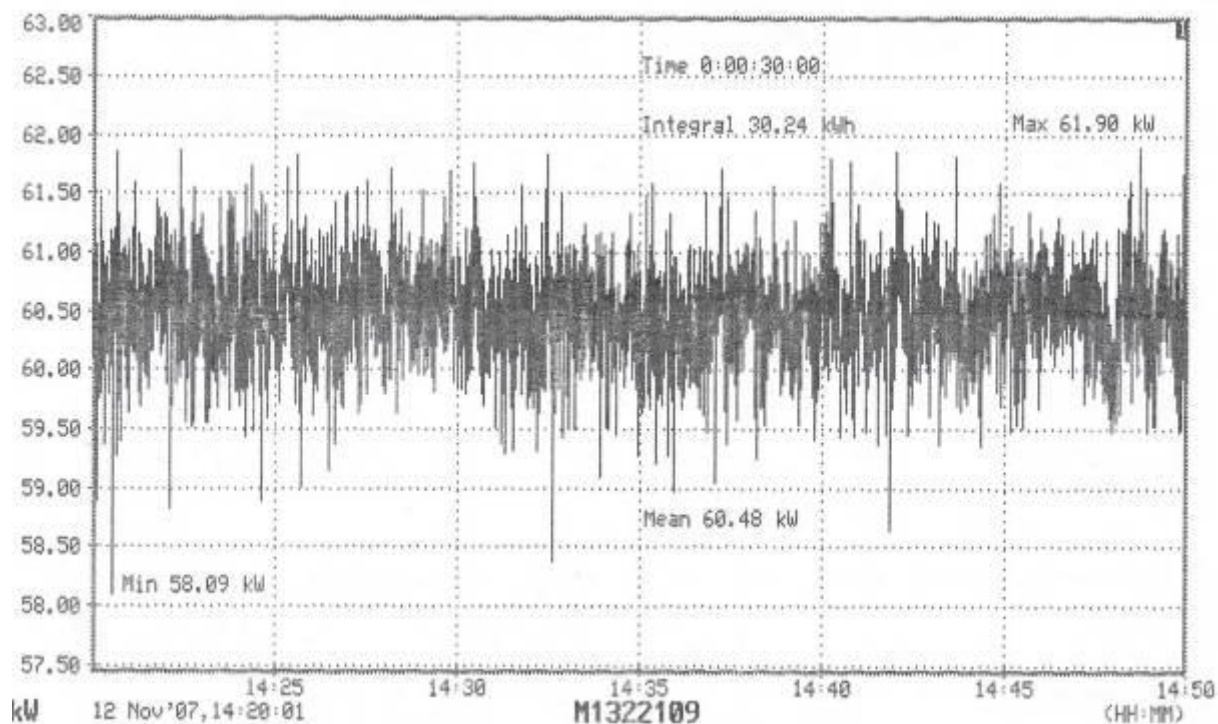


Рисунок 8 – Потребляемая двигателем вентилятора мощность после балансировки

Снижение потребляемой мощности на 5 % для одного 100 кВт двигателя вентилятора приведет к годовой экономии порядка 10 тыс. грн. Это может быть достигнуто в результате балансировки ротора и снижения вибрационных нагрузок. Одновременно происходит увеличение срока службы подшипников в 5...7 раз и снижение затрат на остановку производства для проведения ремонтных работ.

Выводы:

В результате проведенных исследований установлено.

1. Уравновешивание роторов приводит к снижению потребляемой электроэнергии на 4...6 %, что составляет в денежном эквиваленте экономию средств порядка 10 тыс. грн. в год для одного электродвигателя мощностью 100 кВт.

2. Основными причинами снижения потребляемой энергии являются уменьшение паразитных нагрузок и снижение момента сопротивления в подшипниковых опорах; уменьшение вибрационных нагрузок на элементы механизма.

3. Общее снижение виброактивности механизма за счет уравновешивания роторов и других вращающихся узлов приводит к увеличению срока службы подшипников в среднем в 5 – 7 раз.

4. Максимальный экономический эффект от операции уравновешивания может быть достигнут за счет использования балансировочных станков, обеспечивающих наилучшую точность балансировки и полностью исключающих погрешности монтажа, наведенные вибрации, а также воздействие паразитных нагрузок на подшипниковые опоры.

1. *Кияновский Н.В.* Новые разделы в теории и практике надежности машин. – Кривой Рог: Издательство "Минерал", 1998. – 209 с.
2. *Ширман А.Р., Соловьев А.Д.* Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. – Москва, 1996. – 276 с.
3. *Кравченко В.М., Сидоров В.А., Седуш В.Я.* Технічне діагностування механічного обладнання: підручник. – Донецьк: ТОВ "Юго-Восток, Лтд", 2007. – 447 с.
4. *Основы балансировочной техники.* В 2-х т. Под ред. В.А. Щепетильникова. – М.: Машиностроение, 1975.
5. *Рунов Б.Т.* Уравновешивание турбоагрегатов на электростанциях. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 224 с.
6. *Справочник по балансировке /* Под общей ред. М.Е. Левита. – М.: Машиностроение, 1992. – 464 с.
7. *Руководство по ревизии и наладке главных вентиляторных установок шахт /* А.С. Гофман и др. – М.: Недра, 1981. – 336 с.
8. *Гольдин А.С.* Вибрация роторных машин: 2-е изд. исправл. – М.: Машиностроение, 2000. – 344с.
9. *Безразборная динамическая балансировка роторов металлургических машин /* В.Я. Седуш, Г.В. Сопилкин, В.А. Сидоров и др. // *Металлургическая и горнорудная промышленность.* – 1990. – №2. – С. 48-50.
10. *SKF: общий каталог.* Каталог 4000/1R. Reg. 47-6000-2000 – 974 с.
11. *Перель Л.Я.* Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.