

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ И СНИЖЕНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ ТУРБОНАСОСНОГО АГРЕГАТА ПУТЕМ РЕШЕНИЯ ОБРАТНЫХ ЗАДАЧ

А.В. Горошко, В.П. Ройзман

Исследована динамика турбонасосного агрегата ТНА-150, имеющего повышенные вибрации ротора. Показана эффективность применения на практике постановки и решения обратных задач динамики, а также преодоления трудностей при решении таких задач.

Исследована динамика ротора ТНА на рабочих частотах и произведена параметрическая идентификация эксцентриситетов, жесткостей, масс, приведенных к математической модели ротора. Для увеличения точности идентификации был применен статистический метод повышения устойчивости решений обратных задач.

Ключевые слова: вибрации, дисбаланс, турбонасосный агрегат, идентификация, обратная задача, амплитудно-частотная характеристика, балансировка

Введение

Турбонасосные агрегаты (ТНА), содержащие скоростные роторы, широко распространены в ракетной, авиационной, химической и других отраслях техники. При эксплуатации ТНА часто возникают повышенные вибрации, вызванные дисбалансом ротора [1, 2]. Исследуемый агрегат типа ТНА-150 имел повышенные вибрации, вызванные дисбалансом ротора. Поэтому необходимо было разобраться в причинах этого, снизить вибрации, деформации ротора, напряжения и нагрузку на его подшипники.

Попытки уменьшить вибрации ротора путем снижения допустимых значений остаточных дисбалансов при выполнении низкочастотной балансировки в двух плоскостях коррекции не давали положительных результатов, увеличивая при этом сложность и стоимость технологического процесса.

Постановка задачи

Исследуемый турбонасосный агрегат типа ТНА-150 представлен на рис. 1.

Вначале решено было поставить и решить множественную обратную задачу с формулировкой: а возможно ли вообще путем низкочастотной балансировки снизить вибрации и реакции опор до требуемого уровня, а, если да, то какими должны быть значения остаточных дисбалансов на дисках (или эксцентриситетов).

Для этого нужно было выбрать математическую модель, записать уравнения, связывающие эксцентриситеты с реакциями опор, в условиях отсутствия достоверных данных о жесткостях и критических оборотах ротора.

В связи с тем, что точные значения жесткостей были неизвестны, а их расчет по чертежным данным был бы весьма проблематичным и результаты сомнительными, было решено провести статические испытания ротора и экспериментально найти статические коэффициенты влияния, необходимые для расчетов.

Известно [1, 2], что, исходя только из чертежей таких сложных конструкций, расчетным путем не удастся определить точное значение масс, жесткостей, коэффициентов демпфирования многосвязной системы, а подстановка

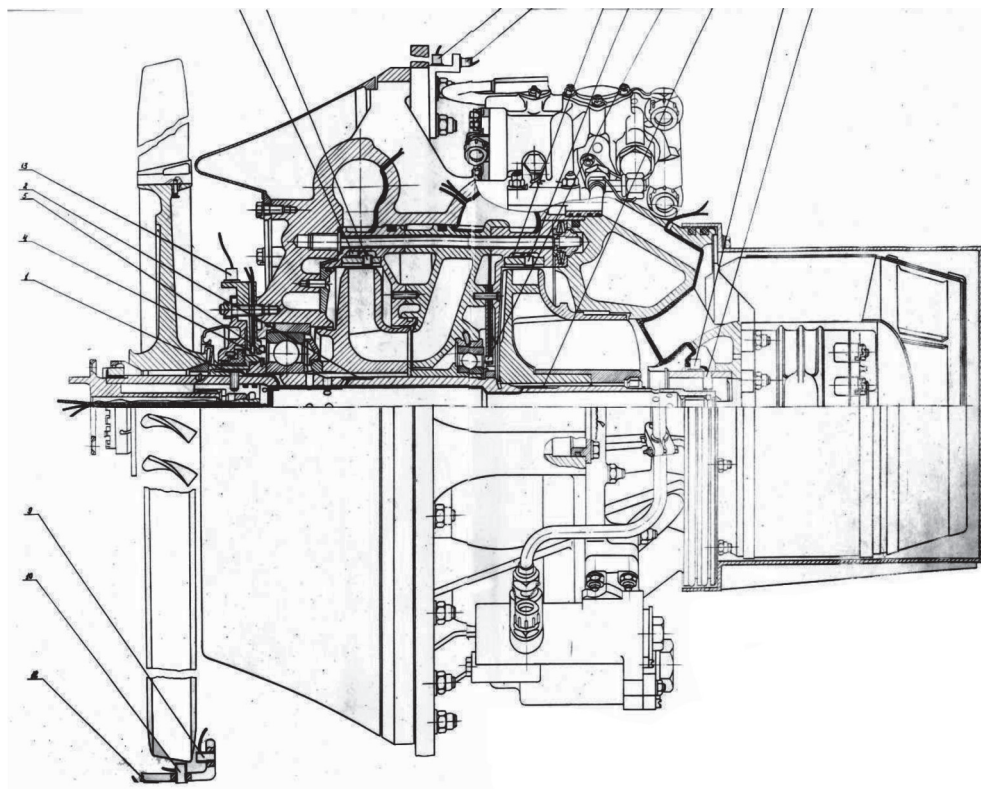


Рис. 1. Продольный разрез ТНА-150

неточных значений этих параметров даже в самые разветвленные математические модели приводит к большим ошибкам.

В обратных задачах, как показано, например в работах Л.Я. Банах, можно достичь большей точности при составлении более грубых моделей, в которые подставлены точные, приведенные к этим моделям, значения указанных выше основных параметров.

Поскольку ротор ТНА-150 состоит из двух массивных дисков компрессора и диска турбины (рис. 1), в которых сосредоточены основные массы и дисбалансы, то именно эти соображения и легли в основу выбора трехмассовой расчетной модели ТНА-150, приведенной на рис. 2. Номера дисков модели обозначены цифрами 1, 2 и 3. При этом во внимание принимались высказанные в [3] соображения об эффективности расчетной модели в зависимости от точности подставляемых в нее жесткостных, массовых и инерционных параметров ротора. Для этой трехмассовой модели и были произведены статические испытания ротора ТНА.

Статические испытания ротора ТНА

Статические испытания ротора ТНА-150 для определения коэффициентов влияния проводились на испытательной машине ДМ-30М.

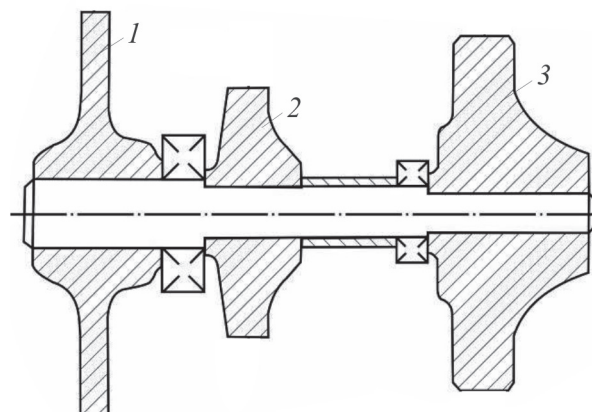


Рис. 2. Расчетная модель турбонасосного агрегата ТНА-150:

1, 2, 3 – диски модели

Для этого на подвижный стол машины устанавливалось приспособление для крепления вала ТНА, представляющее собой балку с профрезерованным пазом в форме «ласточкиного хвоста».

Статические коэффициенты влияния, равные величине прогиба в i -м сечении от действия единичной силы в j -м сечении ($i, j = 1, 2, 3$), определяли по методике, изложенной в работе [4]. Значения полученных коэффициентов влияния приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Статические коэффициенты влияния α_{ij}
ротора ТНА-150**

Номер сечения	Коэффициенты влияния, мм/Н		
	1	2	3
1	$22 \cdot 10^{-6}$	$-1,24 \cdot 10^{-6}$	$3,25 \cdot 10^{-6}$
2	$-1,6 \cdot 10^{-6}$	$2,2 \cdot 10^{-6}$	$-2,3 \cdot 10^{-6}$
3	$3,0 \cdot 10^{-6}$	$-2,32 \cdot 10^{-6}$	$21,5 \cdot 10^{-6}$

Построенная из коэффициентов влияния матрица податливостей оказалась несимметричной. Различие между ее компонентами α_{ij} и α_{ji} не превышает 20%.

На основе полученных статических коэффициентов влияния путем решения определителя векового уравнения D

$$D = \begin{vmatrix} m_1 \alpha_{11} \omega^2 - 1 & m_2 \alpha_{12} \omega^2 & m_4 \alpha_{13} \omega^2 \\ m_1 \alpha_{21} \omega^2 & m_2 \alpha_{22} \omega^2 - 1 & m_3 \alpha_{23} \omega^2 \\ m_1 \alpha_{31} \omega^2 & m_2 \alpha_{32} \omega^2 & m_3 \alpha_{33} \omega^2 - 1 \end{vmatrix} = 0 \quad (1)$$

при $m_1 = 4,05$ кг, $m_2 = 2,74$ кг и $m_3 = 11$ кг уточняли критические частоты ротора на жестких опорах: $\omega_1 = 20,5 \cdot 10^2$ 1/с ($n_1 = 19500$ об/мин), $\omega_2 = 32,5 \cdot 10^2$ 1/с ($n_2 = 31100$ об/мин).

Решение обратной задачи

Определение допустимых значений эксцентриситетов крыльчаток и диска производили в соответствии с подходами к решению множества обратных задач, описанными в работе [5], суть которых в следующем.

Обозначим $\Delta = \{\Delta_1, \Delta_2, \dots, \Delta_n\}$ – вектор, координатами которого являются произведения масс дисков и их остаточных эксцентриситетов, т.е. дисбалансы, где n – количество дисков. Вектор $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$ значений прогибов сечений вала ротора удовлетворяет уравнению

$$Y = \omega^2 A Y + \omega^2 A' \Delta,$$

где A' – матрица податливостей α_{ij} , определенная экспериментально; A – матрица, составленная из произведений $\alpha_{ij} M_j$ (M_j – масса j -го диска).

Отсюда получаем решение в виде

$$Y = \omega^2 (E - \omega^2 A)^{-1} \cdot A' \Delta,$$

где E – единичная матрица.

Выражения для реакций опор ротора имеют вид:

$$R_i = \sum_{j=1}^n b_{ij} (M_j y_j + \Delta_j) \omega_i^2, \quad i = 1, 2,$$

где b_{ij} – известные величины, выраженные через расстояния от плоскостей посадки дисков до плоскостей соответствующих опор.

Допустимые значения эксцентриситетов крыльчаток и дисков можно найти, решив задачу векторной оптимизации, где критерии оптимальности имеют вид

$$\Delta_i \rightarrow \max, \quad i = 1, 2, 3,$$

а ограничениями для реакций опор служат неравенства

$$|R_i| < 300 \text{ Н}, \quad i = 1, 2.$$

Значения прогибов ограничены величиной 0,1 мм.

Очевидно, что базисная точка Δ_0 отвечает идеальному случаю, т.е. номинальным значениям дисбалансов $\Delta_0 = \{0, 0, 0\}$.

При построении областей допустимых дисбалансов, расширяющихся с этой точки в трехмерном пространстве, достаточно проверить ограничения лишь на частотах вращения, близких к критическим (16000 об/мин).

Решение обратной задачи показало, что для обеспечения непревышения значений реакций опор 300 Н необходимо, чтобы значения допустимых остаточных эксцентриситетов в каждом сечении не превышали 0,8 мкм, т.е. допустимый дисбаланс не должен превышать 0,04 г·см при обычной точности балансировочных станков 5 г·см.

Выдержать такие значения эксцентриситетов при существующем балансировочном оборудовании и технологии балансировки нереально, и к тому же возможна разбалансировка при эксплуатации. Поэтому было сделано заключение, что в данной конструкции агрегата поставленная задача о низкочастотной балансировке в двух плоскостях коррекции не имеет решений на практике и следует искать принципиально другой путь снижения виброактивности изделия.

По-видимому, ротор нельзя считать жестким, а значит и нельзя балансировать его на низких оборотах без учета гибкости ротора. Чтобы проверить это предположение, необходимо было провести динамические испытания ротора, которые значительно сложнее статических, но намного точнее и информативнее их.

Динамические испытания ротора ТНА

Для проведения динамических испытаний ротора ТНА была создана разгонная исследовательская установка, которая позволила разо-

гнать ротор до 18000 об/мин. На вал ТНА-150 были установлены тензорезисторы, датчики перемещений и вибраций согласно схеме, представленной на рис. 3.

Исследовательская установка состояла из электродвигателя мощностью 11,5 кВт, мультипликатора с передаточным числом 1:12 и макетного ТНА-150 (рис. 4), представляющего собой турбоагрегат, на ротор которого, вместо штатных, установлены макетные диски и крыльчатки. Для учета массы лопаток увеличены диаметры макетных дисков. В дисках просверлены отверстия для крепления корректирующих масс в виде болтов соответствующей массы.

Вращающий момент от электродвигателя посредством втулочно-пальцевой муфты передавался мультипликатору, быстроходный вал которого соединялся с ротором ТНА шлицевой муфтой. Измерение частоты вращения производилось датчиком типа ДТЭ-1, который соединялся с указателем числа оборотов в минуту.

Тензорезисторы посредством ртутного токосъемника подключали к регистрирующей аппаратуре. Измерение сопротивления каждого из резисторов и сигналы от вибродатчиков после усиления их на СДМ-132 регистрировали цифровым осциллографом. Для регистрации частоты вращения использовали индуктивный датчик, установленный на кронштейне у головки токосъемника.

После разгона ротора до 18000 об/мин питание двигателя отключали, и ротор свободно вращался до полной остановки. Запись показаний тензометров и вибродатчиков велась во всем диапазоне частот вращения, начиная от 2000 об/мин при разгоне, а на некоторых режимах – при выдержке постоянной частоты и на выбеге.

Наличие экспериментально найденных значений прогибов позволило поставить и решить вторую обратную задачу – задачу параметрической идентификации эксцентриситетов, а также упруго-инерционных характеристики ротора.

Решение обратной задачи

Цель поставленной обратной задачи состояла в том, чтобы по измеренным в трех сечениях прогибам ротора идентифицировать величину и места расположения эксцентриситетов (дисбалансов) каждой из масс для последующей установки компенсирующих их уравновешивающих грузов.

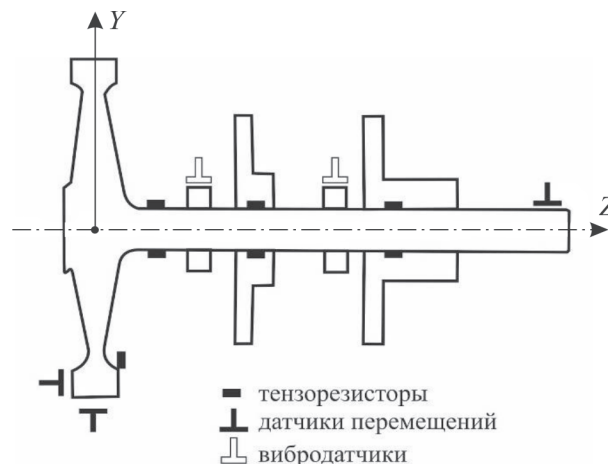


Рис. 3. Схема установки тензорезисторов и датчиков на вал ротора ТНА-150

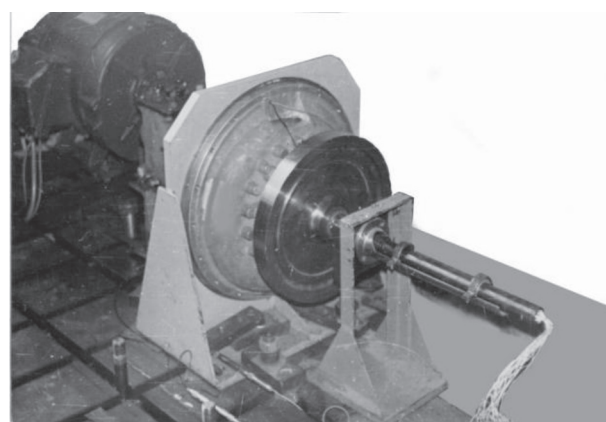


Рис. 4. Внешний вид макетного ТНА-150

Но составленные уравнения для решения этой задачи позволили найти не только значения эксцентриситетов, но и более точно, чем при статических испытаниях – значения жесткостей и рассчитать критические частоты ротора.

Для записи уравнений движения ротора были использованы интегро-дифференциальные зависимости теории изгиба балок, в результате чего для каждого из трех сечений ротора в проекциях на две взаимно перпендикулярные плоскости были записаны уравнения, связывающие неизвестные распределения жесткостей EJ , масс m и эксцентриситетов e с прогибами y вала ротора [6]

$$\begin{aligned} & \beta_0 K''_{zz}(Z, \omega_j) + 2\beta_1 K'(Z, \omega_j) + \\ & + \beta_2 K(Z, \omega_j) - e_y \omega_j^2 = \omega_j^2 y; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\beta_i = \beta_i(Z) = \frac{1}{m} \cdot \frac{d^{(i)} EJ}{dZ^i}, \quad i = 0, 1, 2;$$

$$K(Z, \omega) = y'' / [1 + (y')^2]^{3/2},$$

где K – кривизна упругой линии ротора; Z – осевая координата сечения ротора, отсчитываемая вдоль оси вращения от т. O (см. рис. 3).

Воспользовавшись полученными значениями проекций прогибов вала ротора, измеренными на частотах вращения 14100, 15000, 15600, 16000 об/мин, и четырьмя первыми производными, составляли по две системы линейных алгебраических уравнений типа (2) для каждого из расчетных сечений 1, 2, 3, в которых идентифицировали эксцентриситеты, жесткости и массы.

До решения систем уравнений (2) были вычислены числа обусловленности их матриц, значения которых оказались в пределах 3,2–6,7. Из этого следует, что возможная погрешность определения неизвестных могла составить до 134% при точности аппаратуры для измерения прогибов 15%. Для повышения точности расчетов был применен статистический метод обеспечения устойчивости математических моделей [7]. В данном случае измерения прогибов были повторены не менее 50 раз и найдены математические ожидания значений и фаз этих прогибов. Эти средние значения и были подставлены в уравнения (2), что позволило уменьшить возможную погрешность решения более чем в 7 раз. Получены такие результаты решения:

– для сечения 1: $e_x = -5 \cdot 10^{-6}$ м; $e_y = -5,84 \cdot 10^{-6}$ м;
 $\beta_0 = 185,65 \text{ м}^3/\text{с}^2$; $\beta_1 = -270,37 \text{ м}^2/\text{с}^2$;

– для сечения 2: $e_x = -9 \cdot 10^{-6}$ м; $e_y = 1,7 \cdot 10^{-6}$ мм;
 $\beta_0 = 710,65 \text{ м}^3/\text{с}^2$; $\beta_1 = -247,18 \text{ м}^2/\text{с}^2$;

– для сечения 3: $e_x = -6,2 \cdot 10^{-6}$ м; $e_y = 30 \cdot 10^{-6}$ м;
 $\beta_0 = 280,83 \text{ м}^3/\text{с}^2$; $\beta_1 = -680 \text{ м}^2/\text{с}^2$.

Используя идентифицированные значения β_0 и β_1 для каждого из трех сечений, нашли значения приведенных масс m_i и жесткостей EJ_i ($i = 1, 2, 3$) вала ротора в соответствии с формулами:

$$m(Z) = M \cdot \exp\left(\int_0^Z \frac{\beta_1}{\beta_0} dZ\right),$$

$$EJ(Z) = m(Z) \cdot \beta_0(Z),$$

где M – масса ротора.

Результаты решения такие:

$$EJ_1 = 414,7 \text{ Н} \cdot \text{м}^2; m_1 = 0,22 \cdot 10^{-2} \text{ кг/м};$$

$$EJ_2 = 1594 \text{ Н} \cdot \text{м}^2; m_2 = 0,2 \cdot 10^{-2} \text{ кг/м};$$

$$EJ_3 = 23998 \text{ Н} \cdot \text{м}^2; m_3 = 0,83 \cdot 10^{-2} \text{ кг/м}.$$

Используя формулы

$$D_i = M_i \sqrt{e_{xi}^2 + e_{yi}^2}, \quad \varphi_i = \arctg(e_{yi}/e_{xi}), \quad i = 1, 2, 3,$$

определяли величины дисбалансов ротора и угла, составляемые ими с осью Ox выбранной системы координат:

$$D_1 = 23,7 \text{ г} \cdot \text{см}, D_2 = 2,48 \text{ г} \cdot \text{см}, D_3 = 30,6 \text{ г} \cdot \text{см}, \varphi_1 = 95^\circ, \\ \varphi_2 = 170^\circ, \varphi_3 = 102^\circ 3'.$$

После этого компенсировали их.

Исследование динамики ТНА после балансировки на рабочих частотах

После установки корректирующих масс в специальные места на дисках производился контрольный запуск на проход от 0 до 18000 об/мин с осциллографированием показаний тензорезисторов и вибродатчиков.

Зависимости прогибов от частот вращения в каждом из сечений 1, 2, 3 до и после балансировки ротора представлены на рис. 5. Из анализа кривых следует, что во всех сечениях до 8000 об/мин статические прогибы вала ротора почти не проявляются. Начиная с частоты вращения около 8100 об/мин, замечен рост этих прогибов. Они достигают своего максимального значения на частоте вращения около 16100 об/мин, затем – уменьшаются.

На рисунке 6 представлены вибрационные характеристики агрегата, построенные по показаниям преобразователей на опорах у привода и турбины. Здесь A – амплитуда колебаний, а $2A$ – размах колебаний.

Как следует из графиков, характер колебаний опор различен: в районе $n = 6800$ об/мин проявляется резонанс на опоре у турбины, а в районе $n = 11700$ – опоры у привода.

Движение ротора агрегата в системе своих опор и присоединенных масс в диапазоне $n = 2000$ –18000 об/мин обладает следующими особенностями.

В области $n = 6300$ об/мин наблюдается первое повышение колебаний опор. При этом их колебания почти синфазны до резонанса. В перемещении ротора основную часть составляет его перемещение вместе с опорами, так что при этом прогиб вала ротора практически отсутствует.

При дальнейшем увеличении частоты вращения до $n = 13700$ об/мин вновь наблюдаются

интенсивные колебания обеих опор, причем в этом случае они колеблются в противофазе, а прогиб вала ротора еще не достиг своего максимального значения.

И наконец, последний резонанс отмечен в области $n = 16100$ об/мин. Здесь наблюдаются максимальные прогибы вала ротора, хотя вибрации опор снизились. Движение опор синфазно. На указанной частоте собственно и находится критическая частота вращения ротора.

Анализ полученных тензо- и виброграмм показал, что в местах резонансов имеют место и максимумы напряжений.

После 4000–5000 об/мин с ростом оборотов тензодатчики фиксируют на валу деформации (напряжения) не только с частотой первой роторной гармоники, но и с частотой второй роторной гармоники, что может быть вызвано, например, маятниковыми колебаниями цапфы вала в подшипнике, обратной прецессией, приводом и т.д.

Максимальные статические напряжения полученные при запуске и работе ТНА-150, до балансировки составили $\sigma_{ст} = 64$ МПа на 16100 об/мин.

Соответственно, максимальные динамические напряжения были:

- по первой роторной гармонике $\sigma_{дин} = \pm 26,8$ МПа на 10800 об/мин;
- по второй роторной гармонике $\sigma_{дин} = \pm 34,8$ МПа на 15100 об/мин.

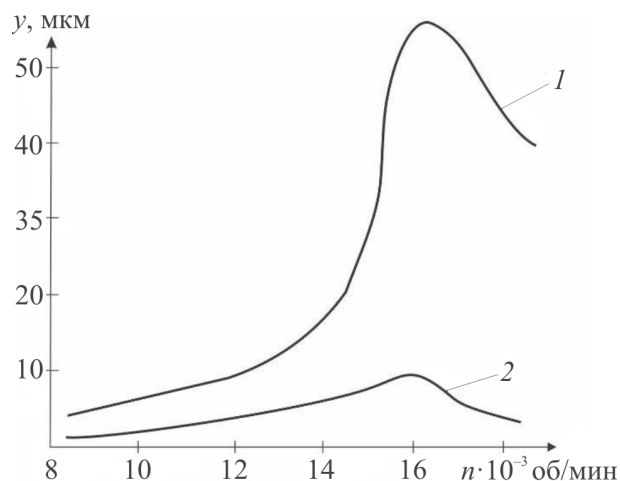
После проведенной балансировки максимальные статические напряжения составили $\sigma_{ст} = 17,6$ МПа на 15300 об/мин, а динамические напряжения:

- по первой роторной гармонике $\sigma_{дин} = \pm 14,8$ МПа на 16200 об/мин;
- по второй роторной гармонике $\sigma_{дин} = \pm 10,8$ МПа на 14700 об/мин.

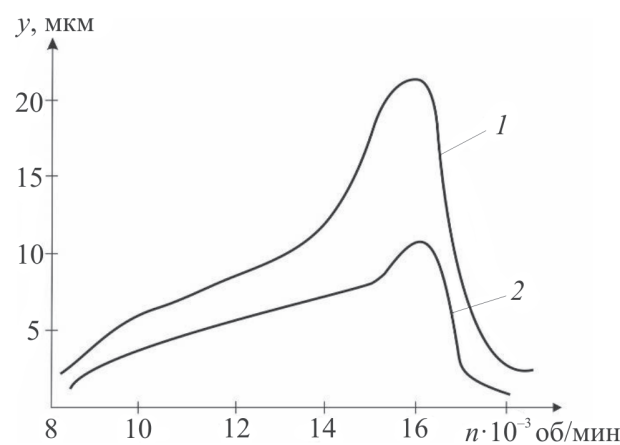
Анализ кривых, приведенных на рис. 5, 6, показывает, что в результате уравнивания максимальные прогибы вала ротора в диапазоне 2000–18000 об/мин снижены примерно в 6 раз, амплитуды вибраций опор – в 4 раза, статические напряжения в материале вала – в 3,5 раза, а динамические – в 3 раза.

Далее был произведен расчет критических частот ротора по идентифицированным жесткостям и массам, приведенным к принятой динамической модели.

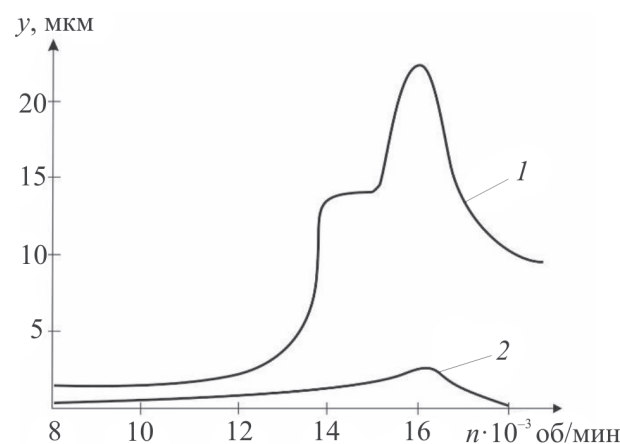
Для этого по известным значениям EJ для участков ротора с помощью интеграла Мора вычислили значения коэффициентов влияния, а затем из выражения (1) нашли критические



а



б



в

Рис. 5. Зависимость прогибов вала ротора ТНА-150 от частоты вращения в сечениях 1 (а), 2 (б), 3 (в): 1 – до балансировки; 2 – после балансировки

частоты: $\omega_1 = 1732$ 1/с ($n_1 = 16500$ об/мин) и $\omega_2 = 2625$ 1/с ($n_2 = 25080$ об/мин).

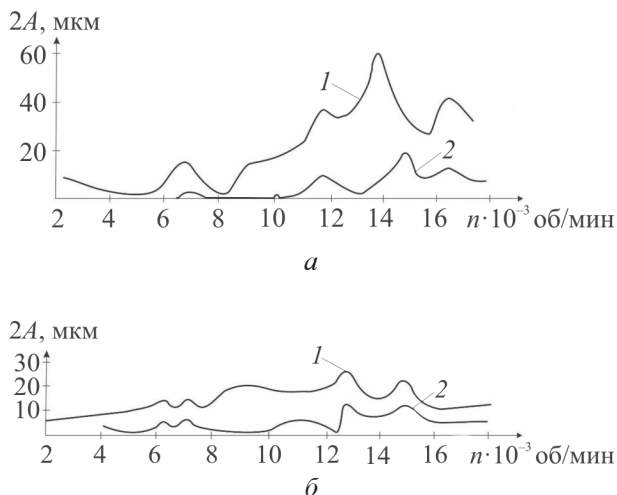


Рис. 6. Вибрационные характеристики ТНА-150 по показаниям преобразователей на опорах у привода (а) и у турбины (б):
1 – до балансировки; 2 – после балансировки

Разность между первой критической частотой вращения, рассчитанной по идентифицированным массам и жесткостям, и критической частотой ротора, измеренной при работе ТНА, составляет 400 об/мин, т.е. 2,49% от 16100 об/мин.

Разность же между действительной критической скоростью ротора и полученной в результате решения определителя векового уравнения, составленного на основе статических коэффициентов влияния, составляет 3400 об/мин, т.е. 21% от 16100 об/мин.

Заключение

Исследована динамика турбонасосного агрегата ТНА-150, имеющего повышенные вибрации ротора. Продемонстрирована эффектив-

ность применения на практике постановки и решения обратных задач, позволяющих оценить критические числа оборотов вала, найти пути снижения вибраций.

Список литературы

1. Гуров А.Ф. Совместные колебания в газотурбинных двигателях. – «Обorongиз», 1962 г. – 142 с.
2. Гольдин А.С. Балансировка многоопорных валопроводов в условиях электростанций // Теория и практика уравнивания машин и приборов / Под ред. В.А. Щепотильникова. 1970. С. 177–184.
3. Горошко А.В. Стан проблеми забезпечення якісного проектування структурно-складних технічних виробів та технологічних процесів їх виготовлення / А.В. Горошко, В.П. Ройзман // Вісник Хмельницького національного університету. 2012. № 5. С. 59–68.
4. Исаев Р.И., Ройзман В.П. Экспериментальное исследование жесткости роторов компрессоров двигателя АИ-20. Техническая справка №5186. ЦИАМ, 1961. Д.с.п.
5. V. Royzman, A. Goroshko. Multiple inverse problem. – Journal Of Vibroengineering. September 2012. Vol. 14. Iss. 3. С. 1417–1424.
6. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов. 10-е издание, перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 592 с.
7. Горошко А.В. Шляхи підвищення точності розв'язків зворотних задач / А.В. Горошко, В.П. Ройзман // Вісник Хмельницького національного університету. – 2013. № 6. – С. 60–69

Материал поступил в редакцию 15.01.14

ГОРОШКО

Андрей Владимирович

E-mail: iftomm@ukr.net
Тел.: +380382728743

Кандидат технических наук, доцент кафедры физики и электротехники Хмельницкого национального университета (Украина). Сфера научных интересов: обратные задачи в механике, прикладная статистика, диагностика технического состояния. Автор 60 научных статей, трех изобретений.

РОЙЗМАН

Вилен Петрович

E-mail: royzman_v@mail.ru
Тел.: +380382728743

Доктор технических наук, профессор кафедры инженерной механики Хмельницкого национального университета (Украина). Сфера научных интересов: балансировка роторов, прочность в электронике, вибрационная прочность. Автор около 450 научных публикаций, трех монографий, 25 изобретений.