

УДК 621.9 : 658

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ БАЛАНСИРОВКИ РОТОРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

В.А.Рогов, Г.Г.Позняк

Кафедра технологии машиностроения, металлорежущих станков и инструментов
 Российского университета дружбы народов
 Ул. Миклухо-Макля, 6, 117198 Москва, Россия

В работе приводится сравнительный анализ применяемых на практике методов балансировки роторов турбокомпрессоров с точки зрения их трудоемкости и точности. Описывается новый способ балансировки, в основе которого лежит использование диалогового режима "оператор-компьютер" с последующей обработкой полученных данных по специально разработанной программе нахождения целочисленных значений величин балансирующих масс и углов их установки.

В современных двигателях постоянно повышаются требования к уровню вибраций и шума, которые в значительной степени зависят от точности балансировки быстро вращающихся деталей и узлов.

Существует большое количество способов балансировки, отличающихся между собой видом измерительной техники и сложностью расчетов [1]. Все методы позволяют оценивать дисбаланс в одной или в двух плоскостях коррекции. На практике после предварительной балансировки осуществляют более точную балансировку в сборе, которая осуществляется в одной плоскости, т.е. осуществляют статическую балансировку в динамическом режиме.

Методы статической балансировки заключаются в определении величины корректирующей массы. Место расположения корректирующей массы определяется во всех случаях одинаково.

Метод подбора корректирующей массы является самым простым и заключается в установке ее на месте, диаметрально противоположном положению центра масс ротора. При этом обеспечивается равновесное состояние ротора в любом его положении.

Величина корректирующей массы m_k определяется расчетом. Для этого фиксируются два равновесных положения ротора (рис. 1): без пробной массы m_n (рис. 1, а) и с m_n , установленной под углом 90° к «легкому месту» (ЛМ) ротора (рис. 1, б).

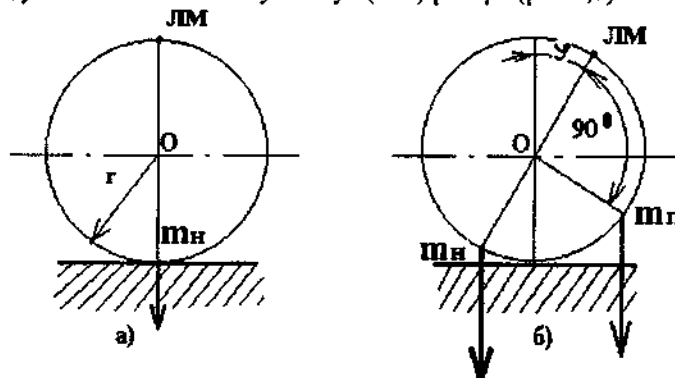


Рис. 1. Схема определения корректирующей массы

Значение m_k определяется из выражения (1):

$$m_k \cdot r \cdot \sin \varphi = m_n \cdot r \cdot \cos \varphi, \quad (1)$$

откуда: $m_k = m_n = m_n \cdot \operatorname{ctg} \varphi$

где: m_n - величина неуравновешенной массы;

φ - угол поворота ротора при установке пробной массы.

Величина m_n может в зависимости от размеров ротора достигать значительных величин. Для данного метода существуют готовые номограммы, позволяющие значительно сократить время балансировки.

Метод расчета корректирующей массы по колебаниям заключается в измерении периодов колебаний T_1 и T_2 ротора, отклоненного на угол φ от положения равновесия без пробной массы и с пробной массой, которая устанавливается в «тяжелом месте». Величину корректирующей массы рассчитывают по формуле (2):

$$m_k = m_n \cdot \frac{T_2^2}{T_1^2 - T_2^2}. \quad (2)$$

Периоды колебаний T_1 и T_2 оценивают по времени 10 двойных качаний неуравновешенного ротора. Для сокращения времени балансировки используют номограммы.

При статической балансировке серии одинаковых роторов определяют для первого ротора коэффициент $K = m_k \cdot T_1^2$, а значения корректирующей массы для других роторов рассчитывают после измерения только T_j по формуле (3):

$$m_{ki} = \frac{K}{T_{ji}^2}. \quad (3)$$

Дифференциальный метод применим при балансировке тяжелых роторов, которые из-за большого сопротивления не могут устанавливаться в положение равновесия. Это означает, что величина момента эквивалентных сил сопротивления Fm больше момента, создаваемого неуравновешенной массой G_n , т.е. $Fm > G_n \cdot \cos \alpha$ (рис. 2), где α - угол дисбаланса относительно горизонтальной плоскости для данного положения ротора.

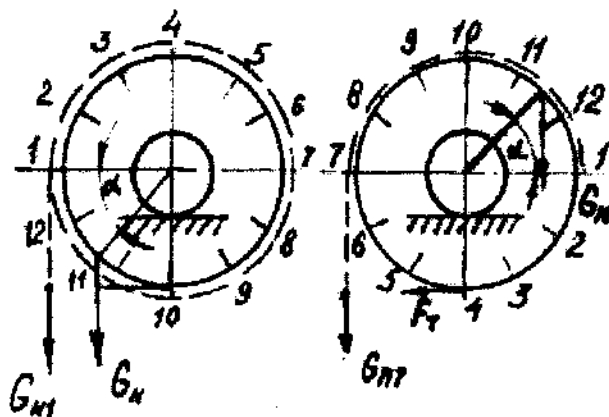


Рис. 2. Схема дифференциального метода балансировки

Балансировка выполняется следующим образом. Наружную поверхность ротора делят на несколько равных частей, например 12, и обвивают гибкой лентой, один конец которой закреплен, а другой свободно свисает; к нему крепят пробные массы m_n . Ротор устанавливают так, чтобы линия 1-7 занимала всегда горизонтальное положение. На свободный конец ленты вешают такую пробную массу m_{n1} , чтобы ротор начал движение. Для этих условий справедливо равенство:

$$\text{для точки 1: } m_{n1} \cdot g = Fm - G \cdot \cos \alpha;$$

$$\text{для точки 7: } m_{n7} \cdot g = Fm + G \cdot \cos \alpha.$$

Из разности уравнений получаем:

$$(m_{n7} - m_{n1}) \cdot g = 2G \cdot \cos \alpha, \quad (4)$$

т.е. исключается влияние Fm , что является преимуществом дифференциального метода. Подобную операцию повторяют для всех точек, и данные измерений наносят на круговую диаграмму. Для этого окружность K_1 произвольного диаметра делят на 12 равных частей и из каждой точки на соответствующих диаметрах в масштабе откладывают отрезки а:

$$a_{i+6} = \frac{1}{2}(m_{n(i+6)} - m_{ni}). \quad (5)$$

Положительные значения a откладывают снаружи, а отрицательные – внутри окружности K_1 . Соединяя отложенные точки, получим кривую. Из центра окружности K_1 проводят окружность K_3 , касающуюся кривой. Диаметральный отрезок между окружностью K_1 и точкой касания и будет величиной дисбаланса, а плоскость, проведенная через этот отрезок, является плоскостью дисбаланса.

Метод кругового обхода аналогичен дифференциальному, только пробную массу крепят на поверхности ротора. По полученным данным строят кривую зависимости величины пробной массы от точек ее приложения (рис. 3). Максимум кривой соответствует «легкому месту», в которое следует устанавливать корректирующую массу.

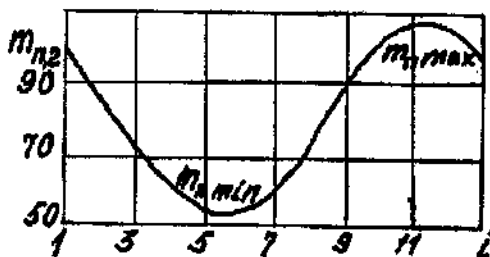


Рис. 3. Кривая зависимости величины пробной массы от точек приложения

Методы динамической балансировки основаны на предположении о линейности системы, т.е. амплитуды колебаний считаются пропорциональными значению дисбаланса, а фазы – независимыми от его величины. Существуют одноплоскостная и двухплоскостная балансировки. В первом случае расчет корректирующей массы производится последовательно для каждой плоскости коррекции, а во втором – одновременно. В зависимости от параметров, измеряемых при балансировке, различают методы амплитуд, фаз и одновременного измерения амплитуд и фаз вибраций. Эти методы применяются при одно- и двухплоскостной балансировке с использованием балансировочных станков и без установки ротора на станок.

К методам одноплоскостной балансировки относятся метод амплитуд и метод кругового обхода. *Метод амплитуд* требует измерения амплитуд A_0 начальной вибрации при пуске ротора без пробной массы и амплитуд A_{0i} при пусках с пробными массами, устанавливаемыми в определенных положениях на роторе. *Метод кругового обхода* основан на измерении амплитуд вибрации опор A_0 и A_{0i} при пусках ротора с пробной массой m_n , представляемой последовательно на равные углы (аналогично методу кругового обхода при статической балансировке). По данным измерений строят зависимость A_{0i} от положения пробной массы (аналогично рис. 3). Корректируемая масса устанавливается в плоскости (точке расположения) A_{\min} , а ее величина определяется по формулам:

$$m_x = \frac{A_{\max} + A_{\min}}{A_{\max} - A_{\min}} \cdot m_n \quad \text{при} \quad A_0 = \frac{A_{\max} + A_{\min}}{2}. \quad (6)$$

Для балансировки с двух сторон необходимо 13...17 пусков. В случае исправления величины компенсирующей массы в первой плоскости из-за влияния второй количество пробных пусков возрастает.

Метод четырех пробных пусков основан на измерении величин A_0, A_1, A_2, A_3, A_4 при четырех пусках с одинаковой пробной массой m_n , последовательно переставляемой по одному и тому же радиусу на угол 90° . Относительные величины вибраций

$$a = \frac{A_1}{A_0}; b = \frac{A_2}{A_0}; c = \frac{A_3}{A_0}; d = \frac{A_4}{A_0} \quad (7)$$

располагают в убывающем порядке: $a \leq b \leq c \leq d$. Величина корректирующей массы и угол β ее установки определяют из выражений (8):

$$m_k = \kappa \cdot m_n, \beta = \arcsin \frac{c^2 - \kappa^2 - 1}{2\kappa}, \kappa = \sqrt{(a^2 + b^2 - 2)/2} = \sqrt{(b^2 + c^2 - 2)/2}. \quad (8)$$

При расхождении подкоренных выражений принимают среднее значение κ . Угол β отсчитывают от положения пробной массы, при которой была наибольшая вибрация A_1 в направлении следующего по счету положения пробной массы с вибрацией A_2 .

Другой вариант метода четырех пробных пусков состоит в измерении амплитуд A_0, A_1, A_3 , полученных при пуске с пробной массой, последовательно переставляемой на угол 120° . Амплитуда вибрации A_g измеряется при четвертом пуске с пробной массой $m_g < m_n$, установленной в плоскости дисбаланса (определяется по амплитудам трех предыдущих пусков) на стороне «легкого места» ротора. Плоскость дисбаланса по A_0, A_1, A_3 определяют следующим образом. По измеренным величинам A_0, A_1, A_3 в полярных координатах с началом в точке O строят треугольник ABC (рис. 4), для которого находят центр O_1 описанной окружности. Отрезок OO_1 лежит в плоскости дисбаланса, причем

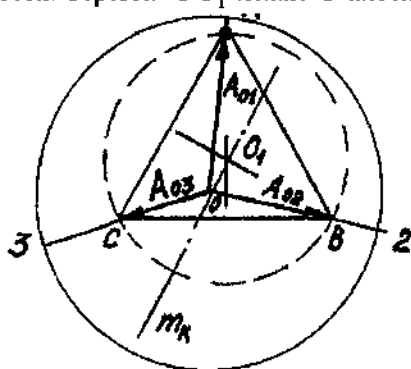


Рис. 4. Схема балансировки по методу четырех пусков

«легкое место» расположено со стороны точки O . Корректирующая масса определяется из выражения:

$$m_k = m_g \cdot \frac{A_0}{A_0 - A_g}. \quad (9)$$

Метод трех пробных пусков основан на измерении амплитуд A_0, A_1, A_2, A_3 при пусках с пробной массой m_n , переставляемой на угол 120° . Величина корректирующей массы m_k и угол β между плоскостью дисбаланса и первым положением пробной массы соответственно будут:

$$m_k = m_n \cdot \frac{A_0}{A_1}, \beta = \arctg\left(1,732 \frac{A_3^2 - A_2^2}{2A_1^2 - A_2^2 - A_3^2}\right), \quad (10)$$

где амплитуду колебаний A_1 только от пробной массы определяют из уравнения:

$$A_1^2 + 2A_0 \cdot A_1 \cdot \cos \beta + A_0^2 - A_1^2 = 0. \quad (11)$$

Метод двух пробных пусков основывается на измерении амплитуд A_0, A_1, A_2 при двух положениях пробной массы m_n , устанавливаемой под углом 180° . Затем строят в масштабе треугольник ABC со сторонами: $AC = 2A_0, AB = A_1, BC = A_2$ (рис. 5). Длина

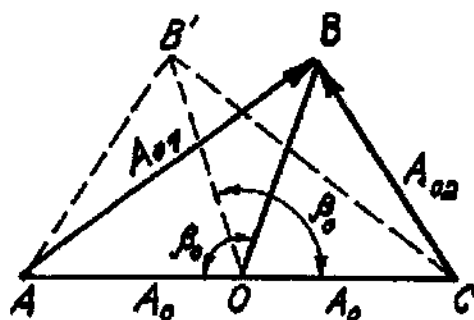


Рис. 5. Схема определения дисбаланса по методу двух пусков.

медианы BO соответствует амплитуде колебаний, вызванной пробной массой. Величина корректирующей массы определяется по формуле:

$$m_k = m_n \cdot \frac{AO}{BO}. \quad (12)$$

Однако угловое положение m_k не определено, так как по трем сторонам можно построить два треугольника ABC и $AB'C$ и построить два значения угла дисбаланса. Указанная неопределенность снимается контрольным пуском с корректирующей массой, установленной по одному из углов дисбаланса.

Методы фаз основываются на определении положения бьющих точек при начальном пуске и пуске с пробной массой m_n , установленной в разных положениях. При испытаниях на дорезонансных частотах вращения бьющая точка соответствует «тяжелому месту», а ее положение определяется углом сдвига фазы колебаний по сравнению с пуском без m_n .

Метод двух пусков состоит в пусках без пробной массы и с пробной массой m_n , устанавливаемой под углом 180° , и измерении углов сдвига фаз по сравнению с начальным пуском. Метод трех пусков предполагает измерение фаз колебаний, полученных при начальном пуске и пусках с пробной массой, устанавливаемой последовательно в трех положениях под углом 120° .

Метод одновременного измерения амплитуд и фаз вибраций требует только двух пусков: с начальным дисбалансом и с пробной массой m_n , во время которых измеряют амплитуды A_0, A_1 и относительное изменение угла сдвига фазы колебаний α между двумя этими состояниями.

Описанные выше методы требуют применения сложного комплекса дорогой аппаратуры и методик, связанных с необходимостью многоточечных измерений векторов колебаний, в том числе фазовых углов. При этом возникают проблемы достижения высокого уровня сбалансированности, так как именно фазоизмерители вносят наибольший вклад в ошибку измерений, потому что допускаемая паспортная ошибка подобных приборов составляет не менее $\pm 5^\circ$. Полученные расчетные значения массы балансирующего груза и угла его установки часто являются только ориентировочными и требуют скрупулезной подгонки с многократными пробными пусками.

Авторами разработана новая методика [2], не связанная с необходимостью измерения фазы. Математическая модель способа основана на анализе векторной диаграммы перемещений шпинделя (рис. 6). Диаграмма содержит три параллелограмма, построенных на мо-

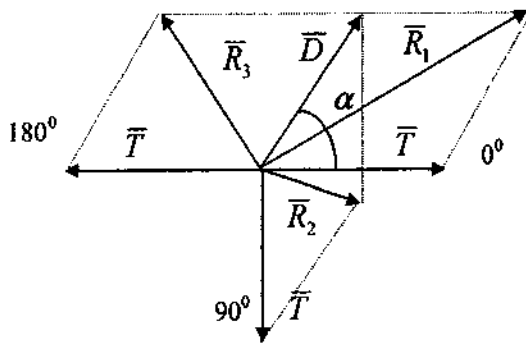


Рис. 6. Векторная диаграмма для компьютерного расчета дисбаланса

дуле вектора устранимого дисбаланса \bar{D} (во всех трех параллелограммах отрезок D является одной из сторон). Вторая сторона этих параллелограммов также одинакова по величине — это модуль вектора пробной массы \bar{T} . Диагонали параллелограммов — модули измеренных амплитуд колебаний при трех пусках R_1, R_2 и R_3 при разных углах установки тарировочного груза. Углы между сторонами параллелограммов равны $\alpha, (90^\circ + \alpha), (180^\circ - \alpha)$. Таким образом, по тригонометрическим формулам можно составить систему из трех трансцендентных уравнений с тремя неизвестными D, T и α :

$$\begin{aligned} R_1^2 &= T^2 + D^2 + 2 \cdot T \cdot D \cdot \cos \alpha, \\ R_2^2 &= T^2 + D^2 - 2 \cdot T \cdot D \cdot \sin \alpha, \\ R_3^2 &= T^2 + D^2 - 2 \cdot T \cdot D \cdot \cos \alpha, \end{aligned} \quad (13)$$

где: R_1, R_2 и R_3 — измеренные амплитуды колебаний при трех вариантах установки тарировочного груза — соответственно $0^\circ, 90^\circ$ и 180° ,

T — амплитуда колебаний станины от действия тарировочного груза,

D — начальный дисбаланс,

α — угол расположения начального дисбаланса.

Решая полученную систему численным методом на компьютере, определяем затем величину корректирующей массы:

$$m_k = m_T \cdot D / T, \quad (14)$$

где: m_k и m_T — величины соответственно корректирующей и тарировочной массы. Для решения вопроса о том, в каком квадранте должен располагаться угол α , в про-

грамме предусмотрена специальная компьютерная процедура. Проблема точности балансировки состоит еще и в том, что, как правило, величины рассчитанной корректирующей массы и угла ее установки получаются дробными. Округление значений приводит к появлению значительного остаточного дисбаланса, что снижает эффект балансировочной процедуры. Кроме того, даже если значение угла установки и будет выражено целым числом, оператор не имеет возможности точно его реализовать, так как установка корректирующего груза производится по рискам, нанесенным на периферии балансировочной канавки. Поэтому в завершающей стадии компьютерного расчета проводится поиск таких целочисленных значений масс двух корректирующих грузов, которые входили бы в балансировочный комплект оператора, а также целочисленных значений углов их установки. Вопрос повышения точности угловой установки решается путем применения новой конструкции балансировочного груза (устройство запатентовано - [2]).

Проведенные в цеховых условиях эксперименты показали, что после установки выбранных компьютером балансировочных грузов в расчетные положения амплитуда колебаний ротора от остаточного дисбаланса составила 0,0475 мкм при среднеквадратичном отклонении 0,00433 мкм (данные получены путем осреднения результатов четырех дублирующих экспериментов).

Применение микропроцессорного устройства позволило выполнить все процедуры для одной установки и расчета по ней за 7 минут, в то время как стандартная методика с расчетом на калькуляторе и построением векторных диаграмм для подобной работы потребовала более 60 мин., причем из-за недостаточной точности расчетов по стандартной методике и невозможности реализовать точную величину балансировочной массы пришлось в течение более 90 минут добалансировать шпиндель для достижения требуемого минимума амплитуды колебаний, вызванных дисбалансом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основы балансировочной техники. -т. 2. Уравновешивание жестких роторов и механизмов / Под ред. В.А.Щепетильникова. -М.: Машиностроение, 1975.- 679 с.
2. Позняк Г.Г., Гудименко Н.Н., Rogov В.А., Балансировочное устройство. Авторское свидетельство СССР, № 1620869, опубл. 15.01.91. Бюл. № 2.

THEORETICAL BASIS OF THE TURBO-COMPRESSOR ROTOR BALANCING

W.A.Rogov, G.G.Poznyak

Department of mechanical engineering, machine tools and tooling
Russian Peoples' Friendship University

117187, Moscow, Miklucho-Maklaya str, 6

The comparable analysis of the practically utilized methods of the turbo-compressor rotor balancing are presented from the view of the working abilities and accuracy. The new balancing method is described using the dialogue "operator-computer" mode.