

МЕТОДИКА УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Ю.И. ПОДГОРНЫЙ^{1,2}, доктор техн. наук,
профессор

Т.Г. МАРТЫНОВА¹, канд. техн. наук, доцент

В.Ю. СКИБА¹, канд. техн. наук, доцент

Д.В. ЛОБАНОВ³, доктор техн. наук, профессор

А.А. ЖИРОВА¹, магистрант

А.Н. БРЕДИХИНА¹, студентка

А.С. КОСИЛОВ¹, студент

Н.С. ПЕЧОРКИНА¹, студентка

¹НГТУ, г. Новосибирск,

²НТИ (филиал) «МГУДТ», г. Новосибирск,

³БрГУ, г. Братск)

Поступила 4 марта 2016

Рецензирование 5 апреля 2016

Принята к печати 15 мая 2016

Мартынова Т.Г. – 630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20,
Новосибирский государственный технический университет,
e-mail: tatyana martynova1511@gmail.com

Роторы технологических машин, в том числе и тихоходные, имеющие значительную протяженность, нуждаются в уравнивании. В связи с этим основная задача работы состоит в разработке методики определения значений корректирующих дисбалансов, уравнивающих роторы технологических машин. В работе представлена методика уравнивания ротора технологической машины на примере рабочих органов двухвального смесителя непрерывного действия. В системе трехмерного моделирования были получены значения инерционно-массовых характеристик элементов ротора, на основании которых построена расчетная модель ротора в виде пространственной системы дисбалансов. На базе разработанной модели получены планы дисбалансов, приведенных к двум плоским системам. Определены значения величин корректирующих дисбалансов. Предлагаемая методика позволила определить условия полной балансировки ротора; получить графические и аналитические зависимости максимальных и минимальных отклонений значений корректирующих дисбалансов от номинальных в процентном соотношении при различной точности изготовления элементов рабочего вала с величиной достоверности аппроксимации от 0,95 до 0,99. В результате проведенных исследований выявлено, что со снижением точности изготовления элементов рабочего вала величина ожидаемых отклонений корректирующих дисбалансов возрастает и может достичь 75 %. Кроме того, определены качества точности изготовления месильных лопаток для различных угловых скоростей вращения рабочего вала.

Ключевые слова: уравнивание ротора, расчетная модель, корректирующий дисбаланс, плоскость приведения, балансировка.

DOI: 10.17212/1994-6309-2016-2-41-50

Введение

При работе технологических машин часто возникают динамические нагрузки, обусловленные переменными параметрами движения кинематического характера, которые приводят к воз-

никновению дополнительных колебаний и, как следствие, к вибрациям и шуму. В случае, если вибрации возникают от внутренних свойств механизма, его можно считать виброактивным. Такие вибрации не наносят особого вреда, так как обусловлены требованиями технологического

процесса. Внешняя виброактивность обусловливается изменением положения элементов механизма или всей конструкции в процессе эксплуатации. Следовательно, все быстровращающиеся и длинные валы с расположенными на них элементами нуждаются в уравнивании [1–8].

В связи с тем что роторы могут представлять собой сложные изделия, состоящие из большого числа деталей, то от их распределения по окружности будет зависеть положение оси инерции. В конкретных конструкциях, особенно в тех, где детали изготовлены методом литья или методом объемной штамповки, добиться равномерного распределения масс не представляется возможным.

При наличии дисбаланса увеличиваются силы, действующие на опоры. Изменение знака действующих сил приводит к увеличению нагрузок на подшипники и, как следствие, на сам корпус, и далее на несущую конструкцию и фундамент.

В некоторых технологических машинах роторы (в том числе и рабочие валы) имеют значительную протяженность (до двух метров и более). Их балансировка осложняется наличием расположенных на них деталей или сборочных единиц. Особенно остро проблема балансировки стоит в том случае, когда детали выходят из строя по различным причинам, в том числе связанным с технологией изготовления продукта. Здесь имеется в виду воздействие больших нагрузок от внешних механических воздействий и агрессивной среды, в результате чего происходит интенсивное снижение эксплуатационных характеристик роторов.

Тогда ставится задача замены вышедших из строя деталей. А это значит, что необходимо выбрать метод их изготовления. К таким методам можно отнести получение деталей литьем или резанием. Первый случай является наиболее прогрессивным, но менее точным, второй – более точным, но дорогим. Можно применить комбинированный метод, когда заготовку получают литьем, а затем дорабатывают резанием. Но и в этом случае необходимо знать, какую точность требуется обеспечить при изготовлении деталей. Как известно, от выбранного метода будет зависеть и разность их масс. Если таких деталей несколько на одном рабочем валу, то распределенная масса будет влиять и на положение центра

масс всей сборки, и, как следствие, на положение оси инерции.

Положение оси инерции в такой конструкции зависит от количества, точности изготовления, инерционно-массовых характеристик деталей, входящих в сборку, а также от расположения их на валу. В таком случае балансировка будет заключаться в совмещении осей инерции и осей вращения общей сборки [8–16]. Определение моментов инерции и положения центра масс сборки в этом случае можно осуществлять с помощью построения объемных моделей с использованием пакета прикладных CAD-программ.

Низкая точность выполнения элементов ротора исполнительного механизма приводит к изменению инерционно-массовых параметров ротора и может оказать значительное влияние на его уравниваемость. Таким образом, необходима динамическая балансировка и разработка рекомендаций по точности изготовления элементов рабочего органа.

Так как демонтаж рабочего вала для балансировки при замене одной или нескольких месильных лопаток нецелесообразен, необходима методика, позволяющая определить отклонения величин корректирующих дисбалансов от их номинальных значений при различной точности изготовления элементов рабочего вала.

В связи с этим цель данной работы заключается в разработке методики определения значений корректирующих дисбалансов, уравнивающих роторы технологических машин на примере смесителя непрерывного действия.

В процессе работы были определены условия полной уравниваемости ротора при номинальных инерционно-массовых характеристиках его элементов, минимальные и максимальные значения дисбалансов неуравновешенных масс в зависимости от точности изготовления элементов ротора, ожидаемые отклонения значений корректирующих дисбалансов при различной точности изготовления месильных лопаток от номинальных значений, качества точности изготовления лопаток для различных угловых скоростей вращения рабочего вала.

Теория и методика

Предлагаемая оригинальная методика определения инерционно-массовых характеристик элементов, входящих в сборку, в зависимости

от качества точности их изготовления предусматривает построение 3D-моделей. Процесс балансировки проходит в два этапа: на первом этапе предполагается, что все детали изготовлены в номинальных значениях; на втором – с разной точностью.

Длина рабочего органа (ротора) двухвального смесителя составляет 2300 мм вдоль оси вращения, а диаметр – 70 мм ($l/D = 32,9$), в связи с чем возникает необходимость его уравновешивания [17, 18].

Ротор двухвального смесителя непрерывного действия представляет собой рабочий вал и расположенные на нем две скребковые и тридцать месильных лопаток, вращающихся как единое целое (рис. 1). С помощью системы трехмерного твердотельного моделирования Компас 3D были получены значения масс элементов ротора (месильных лопаток) $m_1 = m_2 = \dots = m_{30} = 762,501$ г и расстояния до центров масс $S_1, S_2, \dots, S_{30}e_1 = e_2 = \dots = e_{30} = 88,077$ мм.

Зная расстояния от плоскости приведения A до центров масс $a_1 = 70$ мм, $a_2 = 140$ мм, ...,

$a_{30} = 2100$ мм и углы между осью OY и радиусами-векторами $\varphi_1, \varphi_5 = \dots = \varphi_{29} = 0^\circ, \varphi_2, \varphi_6 = \dots = \varphi_{30} = 90^\circ, \varphi_3, \varphi_7 = \dots = \varphi_{27} = 180^\circ, \varphi_4, \varphi_8 = \dots = \varphi_{28} = 270^\circ$, были получены значения дисбалансов неуравновешенных масс по формуле

$$\bar{D}_i = \bar{e}_i \cdot m_i, \quad (1)$$

где \bar{e}_i – радиус-вектор центров масс элементов месильного вала (ротора) $D_1 = D_2 = \dots = D_{30} = 67\,159$ мм·г.

В системе ротора происходит частичное взаимное уравновешивание дисбалансов, поэтому нет необходимости каждой неуравновешенной массе противопоставлять свою корректирующую массу.

Для уравновешивания ротора были назначены две плоскости приведения [19] A и B , перпендикулярные оси вращения z (рис. 1). В этих плоскостях находятся центры масс скребковых лопаток (S_{cA}, S_{cB}). Массы скребковых лопаток $m_{cA} = m_{cB} = 2727,984$ г, расстояние до центров масс $e_{cA} = e_{cB} = 29,666$ мм, тогда в соответствии с формулой (1) $D_{cA} = D_{cB} = 80928,373$ мм·г.

Расстояние между плоскостями $l = 2170$ мм.

Дисбалансы $\bar{D}_1, \bar{D}_2, \dots, \bar{D}_{30}$ всех неуравновешенных масс были приведены к плоскостям A и B , т. е. каждый вектор дисбаланса был заменен двумя, параллельными этому вектору и расположенными в плоскостях приведения A и B .

Векторы дисбалансов, приведенных к плоскостям A и B , определялись в соответствии с выражениями

$$\bar{D}_{iA} = \frac{\bar{D}_i \cdot b_i}{l}, \quad (2)$$

$$-iB \frac{\bar{D}_i \cdot b_i}{l} \quad (3)$$

по схеме рабочего вала двухвального смесителя, которая показана на рис. 1, были получены результаты, приведенные в табл. 1.

В результате приведения пространственная система дисбалансов $\bar{D}_1, \bar{D}_2, \dots, \bar{D}_{30}$ (см. рис. 1) получилась замененной двумя плоскими системами (рис. 2).

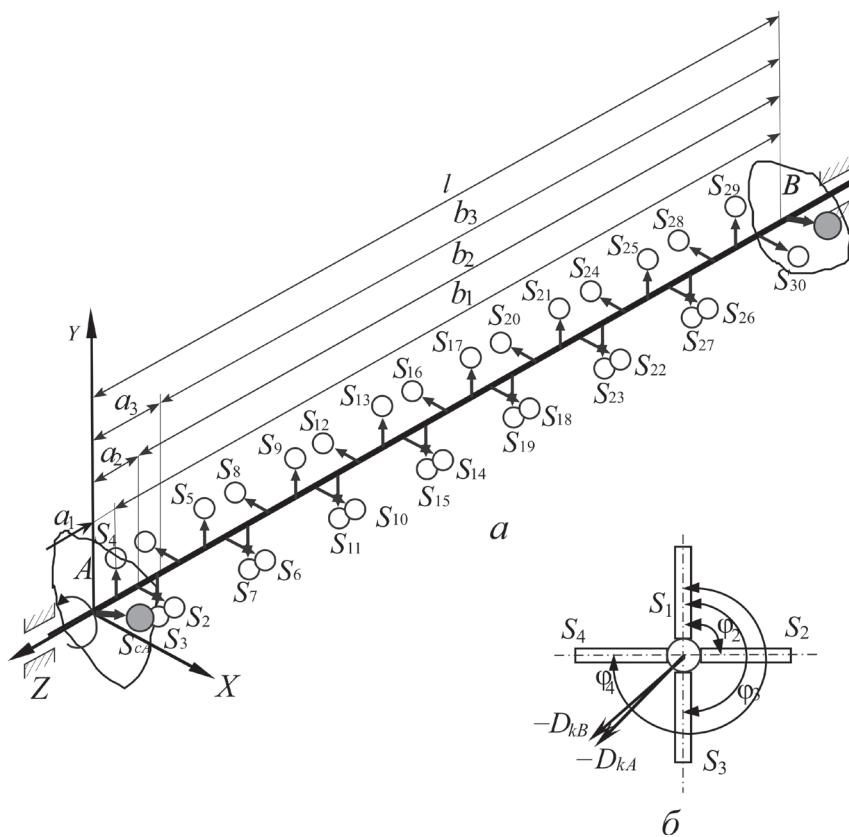


Рис. 1. Расчетная модель рабочего органа (ротора) двухвального смесителя непрерывного действия автоматической линии Braibanti: a – пространственная система дисбалансов; b – схема расположения векторов корректирующих дисбалансов

Таблица 1

Значения дисбалансов, приведенных
к плоскостям *A* и *B*

№ п/п	D_{iA} , г·мм	D_{iB} , г·мм
1	64 992	2166
2	62 826	4333
3	60 660	6499
4	58 493	8666
5	56 327	10 832
6	54 160	12 998
7	51 994	15 165
8	49 827	17 331
9	47 661	19 498
10	45 495	21 664
11	43 328	23 831
12	41 162	25 997
13	38 995	28 163
14	36 829	30 330
15	34 663	32 496
16	32 496	34 663
17	30 330	36 829
18	28 163	38 995
19	25 997	41 162
20	23 831	43 328
21	21 664	45 495
22	19 498	47 661
23	17 331	49 827
24	15 165	51 994
25	12 998	54 160
26	10 832	56 327
27	8666	58 493
28	6499	60 660
29	4333	62 826
30	2166	64 992

Сложив дисбалансы, расположенные в каждой из плоскостей, получили:

$$\bar{D}_A = \sum \bar{D}_{iA}, \quad (4)$$

$$\bar{D}_B = \sum \bar{D}_{iB}, \quad (5)$$

причем $D_A = D_B = 47516,9$ мм·г.

Таким образом, неуравновешенность заданного ротора можно представить двумя скрещивающимися векторами дисбалансов \bar{D}_A и \bar{D}_B ,

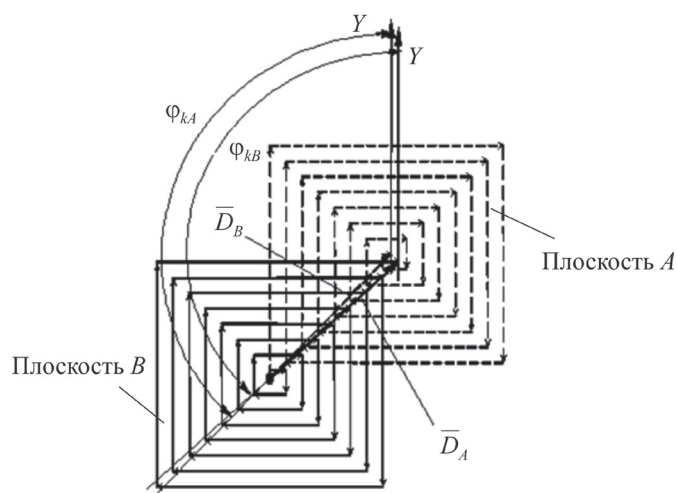


Рис. 2. План дисбалансов (при номинальных размерах элементов месильного вала)

расположенными в плоскостях приведения *A* (верхний многоугольник на рис. 2) и *B* (нижний многоугольник на рис. 2). Тогда они будут одновременно и плоскостями коррекции.

Условиями полной балансировки будут:

$$\bar{D}_{kA} = -\bar{D}_A, \quad (6)$$

$$\bar{D}_{kB} = -\bar{D}_B. \quad (7)$$

Эти векторы показаны на рис. 1, б, их угловые координаты $\varphi_{kA} = 137^\circ$ и $\varphi_{kB} = 134^\circ$ были взяты с планов дисбалансов (рис. 2).

С помощью трехмерного твердотельного моделирования были построены объемные модели рабочего вала смесителя непрерывного действия с месильными лопатками, выполненными с различной точностью в соответствии с квалитетами с IT6 по IT18, а затем получены значения дисбалансов с учетом точности изготовления месильных лопаток, которые приведены в табл. 2.

Методом математического моделирования уравнивания рабочего вала при различной точности изготовления его элементов были получены численные значения и угловые координаты корректирующих векторов D'_{kA} и D'_{kB} , причем с увеличением квалитета увеличивались их отклонения от D_{kA} и D_{kB} , полученных при номинальных размерах. При этом расположение лопаток было выбрано с помощью нормального ряда случайных чисел в пределах каждого квалитета. Из полученных результатов были выбраны наибольшие значения реакций в опорах по каждому квалитету [20]. В связи с тем что в работе приво-

Таблица 2

Значения дисбалансов неуравновешенных масс элементов рабочего вала в зависимости от точности их изготовления

Квалитеты	Значения дисбалансов D_p , г·мм
Номинальные размеры	67070,72
IT 6	67062,74
IT 7	67036,52
IT 8	67010,80
IT 9	66949,36
IT 10	66853,16
IT 11	66695,38
IT 12	66369,54
IT 13	66064,36
IT 14	65438,07
IT 15	64409,04
IT 16	63288,31
IT 17	59230,83
IT 18	50822,26

дятся результаты исследований по большому количеству квалитетов, на рис. 3 показана типовая схема, отражающая примерную картину отклонения корректирующих векторов при пониженной точности изготовления элементов рабочего вала от номинальных значений.

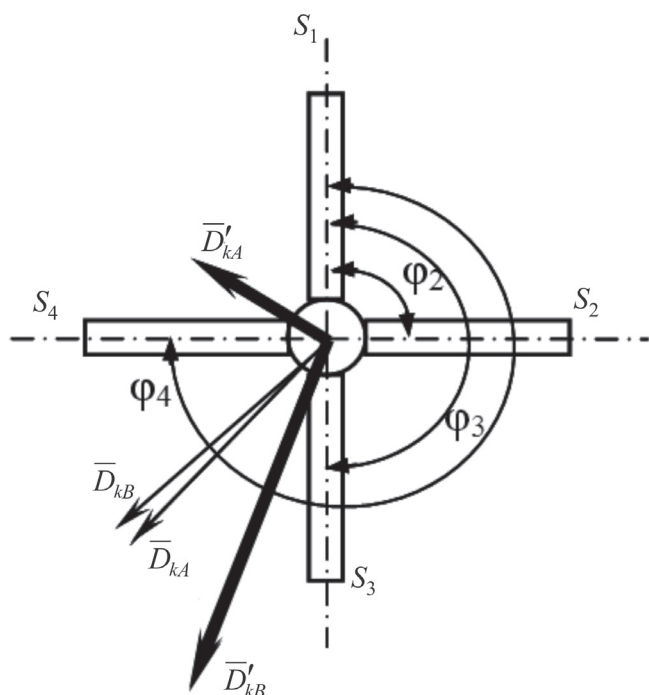


Рис. 3. Типовые корректирующие векторы дисбалансов при пониженной точности изготовления элементов месильного вала

Отклонения от номинальных значений корректирующих векторов до десятого квалитета были незначительными (0,05...0,50 %), в связи с чем в дальнейшем рассматривались только лопатки, выполненные с более низкой точностью, охватывающей диапазон значений квалитетов от IT 10 до IT 18. По результатам анализа данных были получены наибольшие и наименьшие отклонения значений корректирующих дисбалансов от номинальных в процентном соотношении.

Результаты и обсуждение

Результаты исследований были обработаны с помощью специализированного пакета обработки статистических данных TableCurve 2D и приведены на графике (рис. 4). По оси x обозначены номера квалитетов, по оси y – отклонения значений корректирующих дисбалансов от номинальных значений в процентном соотношении. На графиках видно, что со снижением точности изготовления лопаток рабочего вала величина ожидаемых отклонений корректирующих дисбалансов возрастает, причем график, отражающий максимальные отклонения от номинальных значений возрастает более резко, чем отражающий минимальные отклонения.

Кроме того, при обработке экспериментальных данных получены аналитические зависимости максимальных и минимальных отклонений значений дисбалансов от номинальных с величиной достоверности аппроксимации от 0,95 до 0,99. Следовательно, для определения уравновешенности валов с более низкой и более высокой точностью изготовления их элементов можно воспользоваться полученными аналитическими зависимостями, которые с высокой степенью точности позволят определять их значения.

В случае если элементы ротора имеют номинальные инерционно-массовые параметры, то ротор находится в абсолютно уравновешенном состоянии (6), (7), т. е. $e\omega = 0$. Поскольку элементы ротора выполнены с точностью, соответствующей определенному квалитету, то будет некоторая разбалансировка, которая должна соответствовать требованиям стандарта.

По ГОСТ 22061–76 [21] для роторов машин общего назначения балансировка проводится по четвертому классу точности, для которого выполняется следующее условие:

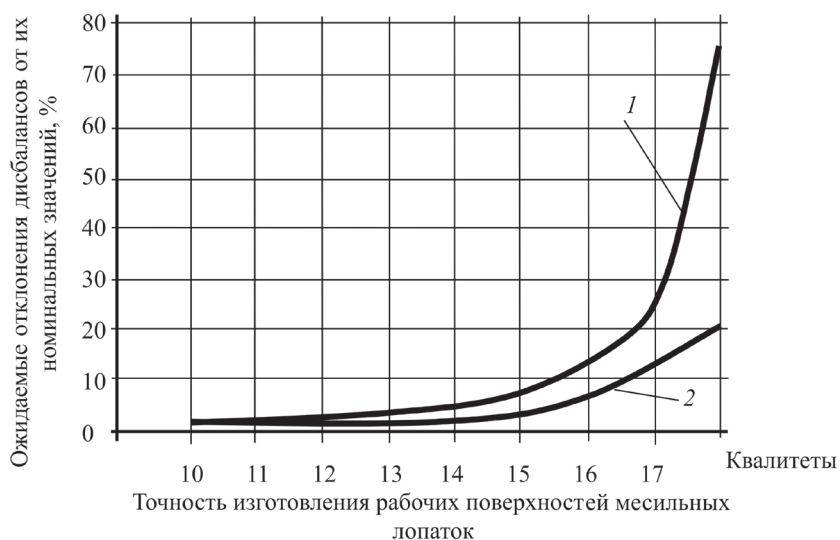


Рис. 4. Зависимость отклонений величин корректирующих дисбалансов от точности изготовления рабочих поверхностей месильных лопаток:

1 – максимальное отклонение от номинальных значений, %; 2 – минимальное отклонение от номинальных значений, %

$$e\omega \leq 6,3 \text{ мм/с}, \quad (8)$$

где e – удельный дисбаланс, мм; ω – максимальная угловая скорость ротора, с^{-1} .

Скребокковые лопатки испытывают меньшие нагрузки и реже выходят из строя, а наиболее частой замене подвергаются месильные лопатки. Следовательно, необходимо определить, какая точность их изготовления не приведет к разбалансировке рабочего вала, выходящей за пределы, рекомендуемые ГОСТом.

Поскольку к разбалансировке может привести только отклонение в большую сторону [21],

то отклонение в меньшую сторону далее рассматриваться не будет.

Удельный дисбаланс определялся исходя из выражения (8) в соответствии с угловой скоростью рабочего вала. Полученное значение удельного дисбаланса является допустимым отклонением от существующего расстояния до центра масс скребковой лопатки в большую сторону. Результаты расчетов изменения расстояния до центра масс скребковой лопатки приведены в табл. 2.

Ожидаемые максимальные значения скалярных величин векторов корректирующих дисбалансов (табл. 3) определялись по графической зависимости, приведенной на рис. 4, для каждого квалитета.

Скребокковая лопатка, установленная в двухвальном смесителе непрерывного действия, имеет массу 29944,964 г, а расстояние до центра масс – 16,135 мм (значения получены в программе КОМПАС 3D).

При известных параметрах скребковой лопатки и значениях максимально допустимых отклонений расстояний до центра масс определялись максимально допустимые значения корректирующих дисбалансов, а по табл. 3 и 4 определялся квалитет точности изготовления месильных лопаток, который позволит получить необходимое значение корректирующего дисбаланса.

Таблица 3

Значения корректирующих дисбалансов при различной точности изготовления ротора

Квалитеты	Ожидаемые отклонения от номинального дисбаланса, %	Численное значение корректирующего дисбаланса с учетом отклонения, г·мм	$e\omega$ [5] для четвертого класса точности балансировки
0	0	47 517	6,3
IT 10	0,9	47 945	6,3
IT 11	1,1	48 040	6,3
IT 12	1,4	48 182	6,3
IT 13	2,8	48 847	6,3
IT 14	4,7	49 750	6,3
IT 15	8,2	51 413	6,3
IT 16	12,1	53 267	6,3
IT 17	25,1	59 447	6,3
IT 18	75,0	83 157	6,3

Рекомендуемая точность изготовления элементов ротора в зависимости от его скоростных характеристик

Параметры	Скоростные характеристики ротора (частота вращения), мин ⁻¹				
	74,6	80	90	100	120
Угловая скорость ротора ω , с ⁻¹	7,808	8,373	9,420	10,467	12,560
Удельный дисбаланс e , мм	0,808	0,752	0,669	0,602	0,502
Максимально допустимое расстояние до центра масс корректирующих дисбалансов (скребковых лопаток), мм	16,943	16,887	16,804	16,737	16,637
Предельно допустимые значения корректирующих дисбалансов (соответствующие ГОСТ 22061-76), г·мм	До 49 897	До 49 732	До 49 487	До 49 290	До 48 996
Рекомендуемая точность выполнения лопаток (квалитет) в соответствии с табл. 3	IT 14	IT 13	IT 13	IT 13	IT 13

В случае выхода из строя и замены всего рабочего вала необходимо изготовить его элементы и занести их геометрические характеристики в паспорт деталей. В соответствии с этими данными и с помощью 3D-моделирования в программном продукте Компас определить инерционно-массовые характеристики проектируемой конструкции (масса и расстояние до центра масс). Затем в соответствии с предлагаемой выше методикой и фактическими значениями характеристик элементов вала выбираются две плоскости приведения и определяются величины и направления векторов корректирующих дисбалансов с помощью графического метода построения моментных многоугольников. В качестве корректирующих дисбалансов используются скребковые лопатки. Используя уравнение положения центров масс

$$R = \frac{\sum m_i r_i}{\sum m_i}, \quad (9)$$

где m_i – масса i -го элемента скребковой лопатки; r_i – радиус-вектор, задающий положение центра масс i -го элемента скребковой лопатки, получили значение инерционно-массовых характеристик для скребковой лопатки как конструкции, состоящей из двух элементов. В системе Компас 3D моделируется каждый из этих элементов в отдельности и вся лопатка в целом в зависимости от полученных расчетных данных для достижения необходимых значений корректирующих дисбалансов.

Выводы

1. Установлено, что для полной уравновешенности рабочего вала смесителя при номинальных значениях инерционно-массовых характеристик его элементов (масса и расстояние до центра масс) необходимо установить углы разворота скребковых лопаток относительно оси у на углы $\varphi_{kA} = 137^\circ$ и $\varphi_{kB} = 134^\circ$ соответственно, а геометрические и инерционно-массовые характеристики изменить таким образом, что $D_{cA} = D_{cB} = D_{kA} = D_{kB} = 47516,9$ мм·г.

2. Получены минимальные и максимальные значения дисбалансов неуравновешенных масс в соответствии с квалитетами. Так, при IT6 минимальное значение составляет 67062,74 г·мм, максимальное – 67122,40 г·мм, а при IT18 минимальное значение – 50822,26 г·мм, максимальное – 83362,88 г·мм.

3. Получены графики ожидаемых отклонений значений корректирующих дисбалансов от их номинальных значений в зависимости от точности изготовления элементов месильного вала. При низкой точности изготовления элементов рабочего вала (IT 18) ожидаемые отклонения корректирующих дисбалансов от номинальных значений могут достигать 75 %.

4. Определены квалитеты точности изготовления месильных лопаток для различных угловых скоростей вращения рабочего вала: при угловой скорости вращения $\omega = 7,808$ с⁻¹ – квалитет IT 14; от $\omega = 8,373$ с⁻¹ до $\omega = 12,560$ с⁻¹ – квалитет IT 13.

Список литературы

1. Balancing a high-speed rotor on a balancing machine / Yu.M. Grekov, I.I. Radchik, E.S. Trunin, O.V. Bol'shakov // *Power Technology and Engineering*. – 2015. – Vol. 49, iss. 1. – P. 57–60. – doi: 10.1007/s10749-015-0574-6.
2. Darlow M.S. Balancing of high-speed machinery. – New York: Springer-Verlag, 1989. – 185 p. – ISBN 978-1-4612-8194-8. – doi: 10.1007/978-1-4612-3656-6.
3. Определение основных параметров технологического оборудования / Ю.И. Подгорный, Т.Г. Мартынова, В.Ю. Скиба, В.Н. Пушнин, Н.В. Вахрушев, Д.Ю. Корнев, Е.К. Зайцев // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. – 2013. – № 3 (60). – С. 68–73.
4. Dynamics of rotating machines / M.I. Friswell, J.E.T. Penny, S.D. Garvey, A.W. Lees. – Cambridge: Cambridge University Press, 2010. – 544 p. – ISBN 978-0-5218-5016-2.
5. Wang Q., Wang F. A new vibration mechanism of balancing machine for satellite-borne spinning rotors // *Chinese Journal of Aeronautics*. – 2014. – Vol. 27, iss. 5. – P. 1318–1326. – doi: 10.1016/j.cja.2014.08.001.
6. Balancing of machinery with a flexible variable-speed rotor / F. Sève, M.A. Andrianoely, A. Berlioz, R. Dufour, M. Charreyron // *Journal of Sound and Vibration*. – 2003. – Vol. 264, iss. 2. – P. 287–302. – doi: 10.1016/S0022-460X(02)01173-2.
7. Actual problems and decisions in machine building / ed. by V.Yu. Skeebea. – Pfaffikon: Trans Tech Publ., 2015. – 344 p. – (Applied Mechanics and Materials; vol. 788). – ISBN 978-3-03835-551-9. – doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.788.
8. Актуальные проблемы в машиностроении / под ред. В.Ю. Скибы. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2014. – 588 с. – ISBN 978-5-7782-2410-0.
9. Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics / ed. by P. Pennacchi. – Cham: Springer International Publ., 2015. – 2294 p. – (Mechanisms and Machine Science; vol. 21). – ISBN 978-3-319-06589-2. – doi: 10.1007/978-3-319-06590-8_2.
10. Ключников А.В. Способ контроля качества функционирования стенда для определения характеристик асимметрии масс осесимметричных роторов // *Труды международного симпозиума Надежность и качество*. – 2010. – Т. 2. – С. 12–14.
11. Румянцев В.В., Сидоров А.А., Шабанов А.Ю. Динамика двигателей. – СПб.: Изд-во СПбПУ, 2012. – 247 с. – ISBN 978-5-7422-3580-4.
12. Выбор конструктивных параметров несущих систем машин с учетом технологической нагрузки / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, О.В. Максимчук, Д.В. Лобанов, В.Р. Глейм, А.К. Жигулев, О.В. Саха // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. – 2015. – № 4 (69). – С. 51–60. – doi: 10.17212/1994-6309-2015-4-51-60.
13. Моделирование несущих систем технологических машин / Ю.И. Подгорный, В.Ю. Скиба, А.В. Кириллов, В.Н. Пушнин, И.А. Ерохин, Д.Ю. Корнев // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. – 2014. – № 2 (63). – С. 91–99.
14. Уравновешивание роторов технологических машин / Ю.И. Подгорный, Т.Г. Мартынова, А.Н. Бредихина, А.С. Косилов, Н.С. Печоркина // *Актуальные проблемы в машиностроении*. – 2015. – № 2. – С. 256–262.
15. Li X., Zheng L., Liu Z. Balancing of flexible rotors without trial weights based on finite element modal analysis // *Journal of Vibration and Control*. – 2013. – Vol. 19, iss. 3. – P. 461–470. – doi: 10.1177/1077546311433916.
16. Khulief Y.A., Mohiuddin M.A., El-Gebeily M. A new method for field-balancing of high-speed flexible rotors without trial weights // *International Journal of Rotating Machinery*. – 2014. – Vol. 2014, art. 603241. – 11 p. – doi: 10.1155/2014/603241.
17. Гусаров А.А. Балансировка роторов машин. В 2 кн. Кн. 1 / Ин-т машиноведения им. А.А. Благоворова. – М.: Наука, 2004. – 267 с.
18. Подгорный Ю.И., Мартынова Т.Г., Войнова Е.В. Уравновешивание рабочего вала смесителя непрерывного действия // *Проблемы повышения эффективности металлообработки в промышленности на современном этапе: материалы 8-й Всероссийской научно-технической конференции*. – Новосибирск, 2010. – С. 127–129.
19. Kellenberger W. Should a flexible rotor be balanced in N or (N + 2) planes? // *Journal of Engineering for Industry*. – 1972. – Vol. 94, iss. 2. – P. 548–560.
20. Подгорный Ю.И. Влияние точности изготовления месильных лопаток на уравновешенность рабочего вала смесителя непрерывного действия / Ю.И. Подгорный, Т.Г. Мартынова // *Научный вестник НГТУ*. – 2010. – № 3 (40). – С. 119–126.
21. ГОСТ 22061–76. Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. – М.: Стандартиформ, 1993. – 22 с.

OBRABOTKA METALLOV

(METAL WORKING AND MATERIAL SCIENCE)

N 2 (71), April – June 2016, Pages 41–50

The methods of technological machines' rotors balance

Podgornyy Yu. I.^{1,2}, D.Sc. (Engineering), Professor, e-mail: pjui@mail.ru**Martynova T.G.**¹, Ph.D. (Engineering), Associate Professor, e-mail: tatyana martynova1511@gmail.com**Skeeba V. Yu.**¹, Ph.D. (Engineering), Associate Professor, e-mail: skeeba_vadim@mail.ru**Lobanov D. V.**³, D.Sc. (Engineering), Professor, e-mail: mf_nauka@brstu.ru**Zhirova A.A.**¹, Master's Degree student, e-mail: zhirova.nastasya@mail.ru**Bredikhina A.N.**¹, Student, e-mail: nyura.bredikhina@yandex.ru**Kosilov A.S.**¹, Student, e-mail: kosilov_sanya@mail.ru**Pechorkina N.S.**¹, Student, e-mail: pechorkina94@yandex.ru¹Novosibirsk State Technical University, 20 Prospect K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation²Novosibirsk Technological Institute (branch) Moscow State University of Design and Technology, 35 Krasny prospect (5 Potaninskaya st.), Novosibirsk, 630099, Russian Federation³Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, 665709, Russian Federation

Abstract

Purpose: The rotors of technological machines, including low-speed ones, which are fairly long, need to be balanced. In this regard, the main task of the study is to develop a method for determining the values of correction imbalances, adjusting the rotors of technological machines. **Methods:** A method of balancing the rotor of the technological machine in the case of the actuating device of the two-shaft continuous mixer is presented. Within the system of three-dimensional modeling the values of the mass/inertia data of the rotor elements are obtained upon which the simulation model is built in the form of a rotor imbalance three dimensional system. On the basis of the developed model the obtained imbalance plans are reduced to two flat systems. The values of the correction imbalances are determined. The proposed method allows to determine the conditions of complete rotor balancing; obtain graphical and analytical percent dependence of the maximum and minimum variations of correction imbalances at various manufacturing accuracy of the main shaft elements with approximation reliability of 0,95 to 0,99.

Results: According to these data and using computer modeling it is recommended to determine the inertial mass characteristics of the designed structure. Then, in accordance with the proposed methodology and the actual figures of the shaft elements it is necessary to choose two reference planes in order to determine the vector values and directions of two-plane imbalance by means of a graphic method for torque polygon construction. Blade scrapers are used as correction imbalances.

Conclusions: The studies have revealed that when reducing manufacturing accuracy of the main shaft elements the expected deviation of correction imbalances increases and may reach 75 %. The grade of manufacturing accuracy of kneading blades for various angular shaft speeds.

Keywords

rotor balance, simulation model, adjusting disbalance, datum plane, balance

DOI: 10.17212/1994-6309-2016-2-41-50

References

1. Grekov Yu.M., Radchik I.I., Trunin E.S., Bol'shakov O.V. Balancing a high-speed rotor on a balancing machine. *Power Technology and Engineering*, 2015, vol. 49, iss. 1, pp. 57–60. doi: 10.1007/s10749-015-0574-6
2. Darlow M.S. *Balancing of high-speed machinery*. New York, Springer-Verlag, 1989. 185 p. ISBN 978-1-4612-8194-8. doi: 10.1007/978-1-4612-3656-6
3. Podgornyy Yu.I., Martynova T.G., Skeeba V.Yu., Pushnin V.N., Vakhrushev N.V., Kornev D.Yu., Zaitsev E.K. Opredelenie osnovnykh parametrov tekhnologicheskogo oborudovaniya [Determination of the main parameters of the processing equipment]. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty) – Metal Working and Material Science*, 2013, no. 3 (60), pp. 68–73.
4. Friswell M.I., Penny J.E.T., Garvey S.D., Lees A.W. *Dynamics of rotating machines*. Cambridge, Cambridge University Press, 2010. 544 p. ISBN 978-0-5218-5016-2

5. Wang Q., Wang F. A new vibration mechanism of balancing machine for satellite-borne spinning rotors. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2014, vol. 27, iss. 5, pp. 1318–1326. doi: 10.1016/j.cja.2014.08.001
6. Sève F., Andrianolo M.A., Berlioz A., Dufour R., Charreyron M. Balancing of machinery with a flexible variable-speed rotor. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, vol. 264, iss. 2, pp. 287–302. doi: 10.1016/S0022-460X(02)01173-2
7. Skeebe V.Yu., ed. *Actual problems and decisions in machine building. Applied mechanics and materials*. Vol. 788. Pfaffikon, Trans Tech Publ., 2015. 344 p. ISBN 978-3-03835-551-9. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.788
8. Skeebe V.Yu., ed. *Aktual'nye problemy v mashinostroenii* [Actual problems in machine building]. Novosibirsk, NSTU Publ., 2014. 588 p. ISBN 978-5-7782-2410-0.
9. Pennacchi P., ed. *Proceedings of the 9th IFTOMM International Conference on Rotor Dynamics. Mechanisms and Machine Science*. Vol. 21. Cham, Springer International Publ., 2015. 2294 p. ISBN 978-3-319-06589-2. doi: 10.1007/978-3-319-06590-8_2
10. Klyuchnikov A.V. Sposob kontrolya kachestva funktsionirovaniya stenda dlya opredeleniya kharakteristik asimetrii mass osesimmetrichnykh rotorov [Quality control method for the operation of the stand characterization mass axisymmetric rotor asymmetry]. *Trudy mezhdunarodnogo simpoziuma Nadezhnost' i kachestvo – Proceedings of the International Symposium Reliability and Quality*, 2010, vol. 2, pp. 12–14.
11. Rummyantsev V.V., Sidorov A.A., Shabanov A.Yu. *Dinamika dvigatelei* [Engine dynamics]. St. Petersburg, SPbSTU Publ., 2012. 247 p. ISBN 978-5-7422-3580-4
12. Podgorniy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Lobanov D.V., Gleim V.R., Zhigulev A.K., Sakha O.V. Vybor konstruktivnykh parametrov nesushchikh sistem mashin s uchetom tekhnologicheskoi nagruzki [Selection of form factors of machine carrying systems in reliance on the process duty]. *Obrabotka metall-ov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty) – Metal Working and Material Science*, 2015, no. 4 (69), pp. 51–60. doi: 10.17212/1994-6309-2015-4-51-60
13. Podgorniy Yu.I., Skeebe V.Yu., Kirillov A.V., Pushnin V.N., Erohin I.A., Kornev D.Yu. Modelirovanie nesushchikh sistem tekhnologicheskikh mashin [Modeling of the technological machines support systems]. *Obrabotka metall-ov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty) – Metal Working and Material Science*, 2014, no. 2 (63), pp. 91–99.
14. Podgorniy Yu.I., Martynova T.G., Bredikhina A.N., Kosilov A.S., Pechorkina N.S. Uravnoveshivanie rotorov tekhnologicheskikh mashin [Balancing of technological machine rotors]. *Aktual'nye problemy v mashinostroenii – Actual problems in machine building*, 2015, no. 2, pp. 256–262.
15. Li X., Zheng L., Liu Z. Balancing of flexible rotors without trial weights based on finite element modal analysis. *Journal of Vibration and Control*, 2013, vol. 19, iss. 3, pp. 461–470. doi: 10.1177/1077546311433916
16. Khulief Y.A., Mohiuddin M.A., El-Gebeily M. A new method for field-balancing of high-speed flexible rotors without trial weights. *International Journal of Rotating Machinery*, 2014, vol. 2014, art. 603241. 11 p. doi: 10.1155/2014/603241
17. Gusarov A.A. *Balansirovka rotorov mashin*. V 2 kn. Kn. 1 [Balancing rotors of machines. In 2 bk. Bk. 1]. Moscow, Nauka Publ., 2004. 267 p.
18. Podgorniy Yu.I., Martynova T.G., Voinova E.V. [Balancing of working shaft continuous mixer]. *Materialy 8-i vserossiiskoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii “Problemy povysheniya effektivnosti metalloobrabotki v promyshlennosti na sovremennom etape”* [Proceedings of the 8th All-Russian scientific and practical conference “Problems of increasing the efficiency in the metalworking industry at the present stage”]. Novosibirsk, 2010, pp. 127–129. (In Russian)
19. Kellenberger W. Should a flexible rotor be balanced in N or (N + 2) planes? *Journal of Engineering for Industry*, 1972, vol. 94, iss. 2, pp. 548–560.
20. Podgorniy Yu.I., Martynova T.G. Vliyanie tochnosti izgotovleniya mesil'nykh lopatok na uravnoveshennost' rabocheho vala smesitelya nepreryvnogo deistviya [Influence of accuracy of manufacturing kneading shovels on steadiness of a working shaft of the amalgamator of continuous action]. *Nauchnyi vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta – Science bulletin of the Novosibirsk state technical university*, 2010, no. 3 (40), pp. 119–126.
21. GOST 22061–76. *Mashiny i tekhnologicheskoe oborudovanie. Sistema klassov tochnosti balansirovki* [State Standard 22061–76. Machines and technological equipment. Balance quality grade system. General]. Moscow, Standartinform Publ., 1993. 22 p.

Article history:

Received 4 March 2016

Revised 5 April 2016

Accepted 15 May 2016