

Обоснование конструктивно-режимных параметров вибровозбудителя в виде секторного дебаланса

С.Н. Дроздов, к.т.н., А.А. Сорокин, к.т.н., А.А. Петров, к.т.н., А.Е. Коваленко, к.т.н., И.В. Трофимов, аспирант, И.Д. Найманов, аспирант, ФГБОУ ВО Оренбургский ГАУ

В современной технике широко используются вибрационные и импульсные методы интенсификации технологических процессов. Преимущество её состоит в том, что, концентрируя энергию во времени, она даёт возможность расходовать её более рационально и эффективно, поэтому вибрационные машины, как правило, не только более экономичны, но и позволяют осуществлять такие технологические операции, которые невозможно выполнить машинами с постоянно действующими усилиями [1].

Для придания машинам или рабочим органам колебательных движений устанавливается возбудитель колебаний – вибратор.

По принципу действия различают центробежные, инерционные и вибраторы ударного действия. В центробежных вибраторах возбуждающая сила создаётся за счёт вращения неуравновешенных масс. Возбуждающая сила инерционных вибраторов развивается в результате возвратно-поступательного движения масс. В вибраторах ударного типа возбуждающая сила возникает при соударении подвижных масс [2].

Материал и методы исследования. При проектировании вибрационных машин большое внимание отводится вибровозбудителю. Как показывает практика, наибольшее применение имеют вибровозбудители, выполненные в виде секторного дебаланса [1–6] (рис. 1). Выбор дебалансов основан на условии минимума веса дебаланса, момента инерции и потребляемой мощности при заданной возмущающей силе. Поэтому основная задача при проектировании секторного дебаланса – определение его конструктивно-режимных параметров.

Возмущающая сила при вращении дебаланса равна:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin \omega t, \quad (1)$$

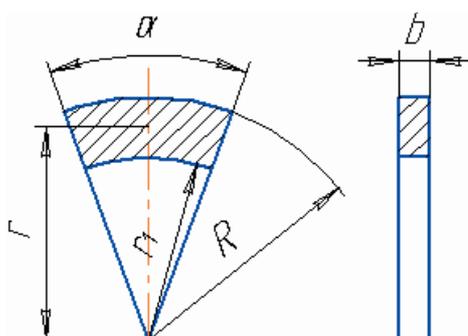


Рис. 1 – Схема секторного дебаланса

где m – масса дебаланса, кг;

r – расстояние центра масс дебаланса от точки вращения, м;

ω – угловая скорость вращения дебаланса, рад/с;

t – время, с.

Для расчёта массы дебаланса используем формулу:

$$m = V \cdot \rho, \quad (2)$$

где V – объём секторного дебаланса, м³;

ρ – плотность материала секторного дебаланса, кг/м³.

Для вычисления объёма секторного дебаланса применим формулу:

$$V = A \cdot b, \quad (3)$$

где A – площадь секторного дебаланса, м²;

b – ширина секторного дебаланса, м.

Площадь секторного дебаланса рассчитаем по формуле:

$$A = \frac{\alpha}{2} \cdot (R^2 - r_1^2), \quad (4)$$

где R – внешний радиус секторного дебаланса, м;

r_1 – внутренний радиус секторного дебаланса, м;

α – угол сектора секторного дебаланса, град.

Тогда получим:

$$m = \frac{\alpha}{2} \cdot (R^2 - r_1^2) \cdot b \cdot \rho. \quad (5)$$

Расстояние центра масс дебаланса от точки вращения вычислим по формуле:

$$r = \frac{4 \cdot (R^3 - r_1^3) \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{3 \cdot (R^2 - r_1^2) \cdot \alpha} \cdot 57,3^\circ. \quad (6)$$

Окончательно формула расчёта возмущающей силы при вращении дебаланса примет вид:

$$F = \frac{\alpha}{2} \cdot (R^2 - r_1^2) \cdot b \cdot \rho \cdot$$

$$\frac{4 \cdot (R^3 - r_1^3) \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{3 \cdot (R^2 - r_1^2) \cdot \alpha} \cdot 57,3^\circ \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t, \quad (7)$$

или

$$F = 38,2 \cdot b \cdot \rho \cdot (R^3 - r_1^3) \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t. \quad (8)$$

Мощность, затрачиваемую на вращение секторного дебаланса при установившемся движении ($\omega = \text{const}$), определим по формуле, предложенной В.А. Бауманом [5]:

$$N = f \cdot \frac{d}{2} \cdot m \cdot r \cdot \omega^3, \quad (9)$$

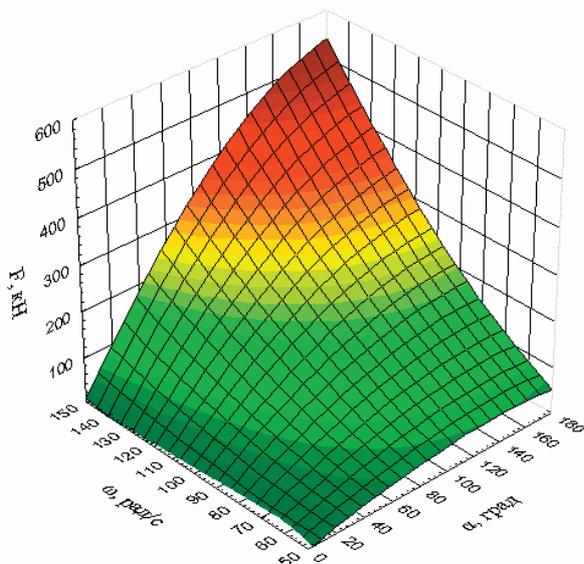


Рис. 1 – Поверхность отклика, характеризующая $F=f(\alpha, \omega)$ при $r_1=0$ м

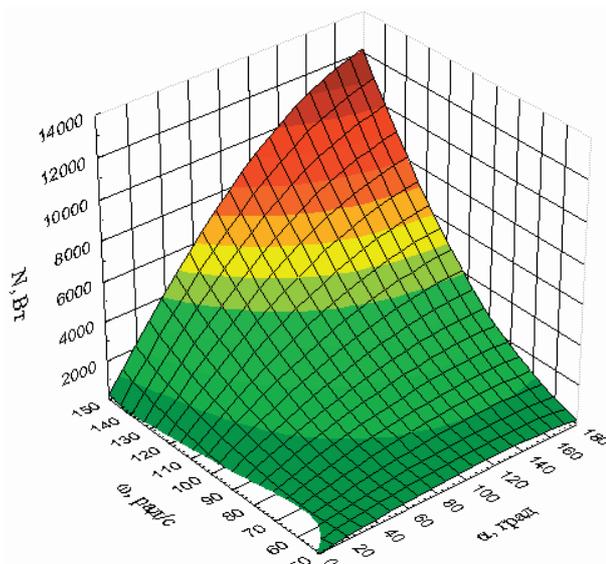


Рис. 2 – Поверхность отклика, характеризующая $N=f(\alpha, \omega)$ при $r_1=0$ м

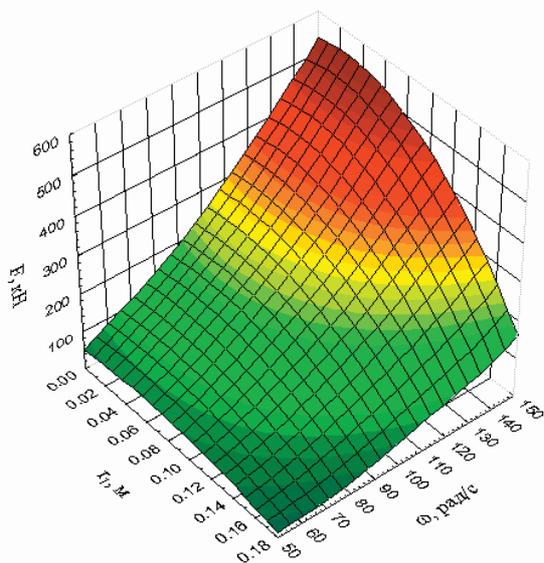


Рис. 3 – Поверхность отклика, характеризующая $F=f(r_1, \omega)$ при $\alpha=180^\circ$

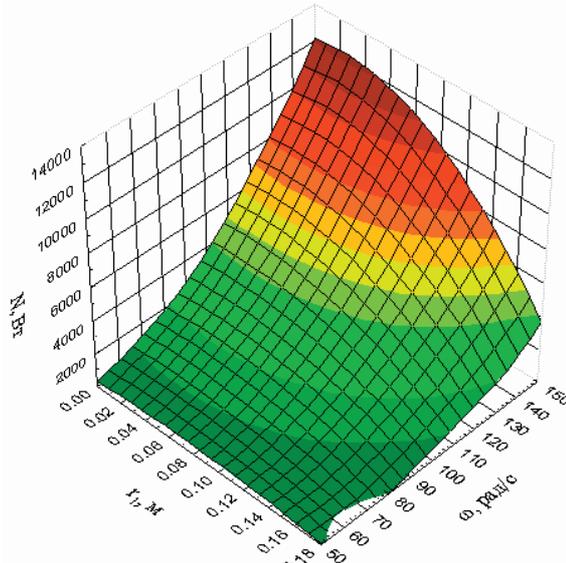


Рис. 4 – Поверхность отклика, характеризующая $N=f(r_1, \omega)$ при $\alpha=180^\circ$

где f – приведённый коэффициент трения в подшипнике качения, принимаем $f=0,01$;
 d – внутренний диаметр подшипника, на котором устанавливается секторный дебаланс. Принимаем $d=0,03$ м, тогда

$$N = 19,1 \cdot f \cdot d \cdot b \cdot \rho \cdot (R^3 - r_1^3) \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \omega^3. \quad (10)$$

Результаты исследования. На основании полученных формул (8) и (10) построим поверхности отклика $F=f(\alpha, \omega)$, $N=f(\alpha, \omega)$ при $r_1=\text{const}$ и $F=f(r_1, \omega)$, $N=f(r_1, \omega)$ при $\alpha=\text{const}$ (рис. 1–4).

Анализ поверхности отклика (рис. 1, 3) показывает, что секторный дебаланс имеет наибольшую возмущающую силу при r_1 близкой к нулю и угле α сектора секторного дебаланса, равном 180° (для анализа конструктивно приняли $R=0,2$ м, $b=0,01$ м, $\rho=7800$ кг/м³). Однако в случае, когда $r_1=0$, де-

баланс будет иметь наибольшую массу, а значит, и момент инерции, что не соответствует нашему критерию оптимизации. Аналогичную зависимость мы можем увидеть и по поверхности отклика (рис. 2, 4), характеризующей затраты мощности на вращение секторного дебаланса.

В то же время существенный прирост возмущающей силы F наблюдается при изменении α (рис. 1). В результате можно сделать вывод, что конструктивные параметры секторного дебаланса должны стремиться к условию $0,9 \leq \frac{r_1}{R} < 1$ и $\alpha=180^\circ$. Условие верно при любых принятых конструктивных параметрах секторного дебаланса.

Для определения влияния режимных параметров секторного дебаланса на возмущающую силу и затраты мощности построим зависимость $F=f(\omega)$ и $N=f(\omega)$ (рис. 5).

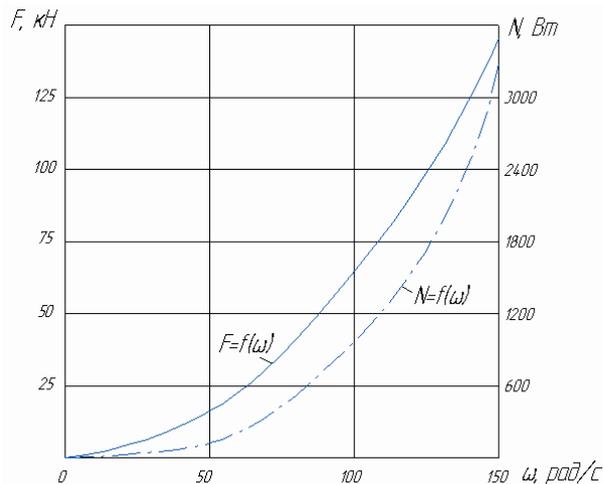


Рис. 5 – Зависимость возмущающей силы от секторного дебаланса и затрат мощности на поддержание колебаний от угловой скорости секторного дебаланса при $r_1 = 0,18$ м и $\alpha = 180^\circ$

Выводы. Как показывают исследования, рекомендуемая частота колебаний секторного дебаланса должна находиться в диапазоне 50–70 Гц. Дальнейшее увеличение частоты ограничивается техническими возможностями создания надёжной и долговечной конструкции вибратора и машины, на которую устанавливается вибровозбудитель.

Частота колебаний и угловая скорость вращения связаны зависимостью:

$$\omega = 2\pi\nu, \quad (11)$$

где ν – частота колебаний секторного дебаланса, Гц.

Соответственно максимальная угловая скорость секторного дебаланса может находиться в диапазоне 314–439 рад/с.

В начальный момент при росте возмущающей силы наблюдается незначительный прирост мощности. Когда $\omega = 140–145$ рад/с, кривая мощности сближается с линией возмущающей силы, тем самым увеличивая затраты мощности на поддержание колебаний, причём прирост возмущающей силы от секторного дебаланса снижается.

Поэтому оптимальное значение угловой скорости секторного дебаланса в зависимости от постоянных значений геометрических параметров дебаланса должно находиться в интервале 0–150 рад/с.

Литература

1. Дубровский А.А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве: книга предназначена для инженеров-конструкторов и научных работников с.-х. машиностроения / под. общ. ред. А.А. Дубровского. М.: Машиностроение, 1968.
2. Хархута Н.Я. Дорожные машины: учебник для вузов // Теория, конструкция и расчёт. Изд. 2-е, доп. и перераб. Л.: Машиностроение, 1976.
3. Пат. №2415526 Российская Федерация, А01В35/32, А01В39/28. Почвообрабатывающий агрегат / Константинов М.М., Юхин Д.П., Дроздов С.Н.; заявл. 09.10.2009; опубл. 10.04.2011. Бюл. № 10.
4. Дроздов С.Н., Фролов Д.В. Устройство для повышения проходимости колёсных тракторов на транспортных работах // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2014. № 4 (48). С. 74–76.
5. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве: учебное пособие для студентов строительных и автомобильно-дорожных вузов. М.: Высшая школа, 1977. 255 с.
6. Константинов М.М., Дроздов С.Н., Кукаев Х.С. и др. Почвообрабатывающие орудия с источником направленных колебаний // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2015. № 3 (53). С. 87–89.