

К. Ц. ГЛАВАЦКИЙ, В. Н. БОГОМАЗ (ДИИТ)

НАПРАВЛЕНИЯ МОДЕРНИЗАЦИИ КАТКОВ СТАТИЧЕСКОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ ОСНОВАНИЯ ПУТИ

Наведена методика визначення режимів роботи катка з віброконтуром у вигляді комплекту дебалансів.

Приведена методика определения режимов работы катка с виброконтуром в виде комплекта дебалансов.

A method is resulted of decision of the modes of operations of skating rink with the vibration contour as a complete set of eccentrically located the masses.

Постановка проблемы. Устойчивость таких земляных сооружений, как грунтовые насыпи дорожного полотна, дамбы и плотины, во многом определяется тщательностью уплотнения их грунтов. От этого зависит и долговечность возведенных на них инженерных сооружений – зданий, автомобильных дорог и аэродромов, верхнего строения железнодорожного пути. Поэтому операция уплотнения грунтового основания в общем технологическом процессе его строительства является наиболее важной и ответственной. Усовершенствование покрытия современных автомобильных дорог допускает лишь весьма малые деформации грунтов земляного полотна, так как в противном случае они разрушаются. Поэтому очень интенсивно на протяжении всей истории развития строительного производства развивались грунтоуплотняющие машины. Но машины работают эффективно лишь в том случае, если при их проектировании учтены физико-механические свойства уплотняемых грунтов.

Анализ последних исследований. Насыпи и другие инженерные земляные сооружения возводятся из грунтов, естественный состав которых в процессе их разработки уже был нарушен землеройно-транспортными машинами. Под воздействием рабочих органов этих машин масса грунта распадается на отдельные комья. Целью уплотнения является получение плотной и прочной структуры грунта, способной без значительных деформаций выдерживать нагрузки и быть в достаточной мере устойчивой к воздействию таких погодно-климатических факторов, как отрицательная температура и влага. В зависимости от вышеперечисленных параметров грунта необходимо проводить различные по содержанию работы и подбирать виды машин с различными требованиями к их конструкции и технологическим возможностям. Поэтому, в настоящее время парк машин

для уплотнения грунтов состоит из различных типов, отличающихся не только конструкцией, но и принципом работы.

По принципу воздействия на уплотняемые грунты машины разделяются на катки, трамбующие машины, вибрационные машины и комбинированные.

При уплотнении грунтов катками давление на грунт производится через колеса и различные виды вальцов (гладкие, кулачковые, сегментные, решетчатые) под действием силы тяжести машин. Эти катки относятся к числу наиболее производительных и вместе с тем дешевых средств уплотнения грунтов. Они пригодны для уплотнения, как связных, так и несвязных грунтов, но их большим недостатком являются весьма ограниченные толщины слоев, которые обычно не превышают 0,20...0,25 м.

Трамбующие машины основаны на ударном действии их рабочих органов (плиты и молоты) на поверхность грунта. При этом рабочий орган падает на грунт, передавая ему за короткий промежуток времени большую часть кинетической энергии. Трамбующие машины универсальны не только потому, что они пригодны для уплотнения связных и несвязных грунтов, но и ввиду возможности их применения в условиях зимнего строительства, а также в слоях больших толщин, достигающих 0,6...0,8 м.

Вибрационные машины по конструктивному исполнению разделяют на виброплиты и виброкатки. Они, совершая колебательные движения, вводят в состояние колебаний уплотняемые ими объемы грунта. При уплотнении вибрационными машинами в грунтах происходят тиксотропные превращения, которые меняют структуру грунта. Преимуществом данного класса машин является относительно малая материалоемкость и возможность при том же уплотняющем эффекте снизить вес катка и, как следствие, потребляемую мощность.

В строительстве часто возникает необходимость в уплотнении грунтов различных составов, находящихся при различных погодноклиматических условиях, когда необходимо использовать машины различного действия.

Цель работы – увеличение эффективности использования грунтоуплотняющих машин в технологическом процессе строительства (в свете современного стремления к энергосбережению эта проблема актуальна).

Основной материал. Для интенсификации работы катка грунтоуплотняющих машин с гладким вальцом целесообразно разместить внутри вальца виброконтур, например, в виде комплекта дебалансов с зубчатым внутренним зацеплением и механизмы их привода. Он сможет обеспечить «массирующее» действие на грунт при движении рабочего органа с целью увеличения времени выхода жидкой и газообразной фазы и генерирование благоприятных волновых процессов в грунте.

Рассмотрим элементарную часть такого контура, состоящего из установленного внутри вальца 1 малого зубчатого колеса со смещенным центром тяжести 3, закрепленного на водиле 4, вращающемся вокруг продольной оси вальца 5. Колесо 3 находится в зацеплении с зубчатым венцом 2, жестко закрепленным на внутренней поверхности вальца 1 (рис. 1).

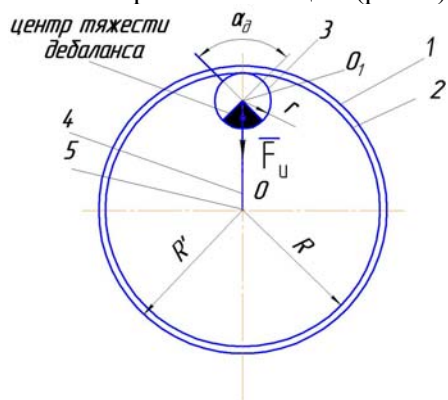


Рис. 1. Схема катка:

1 – внешняя поверхность вальца; 2 – внутренняя поверхность вальца с зубчатым венцом; 3 – дебаланс с зубчатым зацеплением; 4 – водило; 5 – продольная ось вальца)

Задача состоит в том, чтобы определить угол поворота центра эксцентрика относительно вертикальной оси, проходящей через ось вращения малого зубчатого колеса, что позволит определить направление силы инерции. Для решения данной задачи примем некоторые исходные данные: R – радиус делительной окружности зубчатого венца, м; r – радиус делительной окружности малого зубчатого колеса, м; R^* – внешний

радиус вальца, м; r^* – расстояние от центра тяжести дебаланса (точка C) до геометрического его центра (точка B); ω_k – угловая скорость вращения вальца, c^{-1} ; ω_b – угловая скорость вращения водила вокруг оси вальца, c^{-1} .

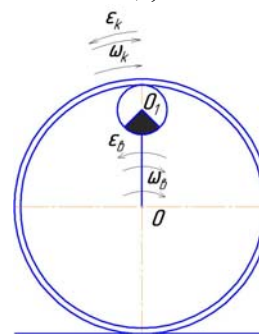


Рис. 2. Схема направлений движения катка

Рассмотрим случаи вращения водила в сторону движения катка (рис. 2).

1. Простейший случай, когда каток движется с угловой скоростью ω_k , а водило неподвижно, т.е. $\omega_b = 0$; тогда угол поворота центра эксцентрика относительно вертикальной оси:

$$\psi(t) = \frac{180 \cdot U_1 \cdot \omega_k \cdot t}{\pi},$$

где $U_1 = \frac{R}{r}$ – передаточное число в зубчатом зацеплении при вращении вальца; t – момент времени, с.

Результат вычисления получим в градусах. Если $\psi(t) > 360^\circ$, то необходимо от результата отнять целое число периодов вращения колеса. Например, $U_1 = 40$; $\omega_k = 2 \text{ c}^{-1}$; $t = 2 \text{ с}$. Угол поворота центра тяжести дебаланса относительно вертикальной оси по (1):

$$\psi(t) = \frac{360 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 40}{2 \cdot \pi} = 9171^\circ - 25 \cdot 360^\circ = 171^\circ.$$

2. Следующий вариант, когда $\omega_b = \omega_k$; тогда угол поворота центра тяжести дебаланса относительно вертикальной оси:

$$\psi(t) = \frac{180 \cdot \omega_k \cdot t}{\pi}.$$

Алгоритм получения результата в последующих случаях аналогичен предыдущим.

3. Случай, когда $\omega_b > \omega_k$; тогда угол поворота центра тяжести дебаланса относительно вертикальной оси:

$$\psi(t) = 180 \cdot \frac{\omega_k \cdot t - U_2 \cdot (\omega_b - \omega_k) \cdot t}{\pi}, \quad (1)$$

где $U_2 = \frac{R-r}{r}$ – передаточное число в зубчатом зацеплении при вращении водила.

В этом случае результат вычисления угла может оказаться отрицательным; тогда это означает, что дебаланс повернулся в направлении, противоположном движению катка относительно вертикальной прямой, проходящей через центр малого зубчатого колеса, (т. е. против часовой стрелки).

4. Случай, когда $\omega_b < \omega_k$; тогда угол поворота центра тяжести дебаланса относительно вертикальной оси:

$$\psi(t) = 180 \cdot \frac{\omega_b \cdot t + U_1 \cdot (\omega_k - \omega_b) \cdot t}{\pi} \quad (2)$$

Если же водило вращать в сторону, противоположную направлению движения катка, то угол поворота центра тяжести дебаланса относительно вертикальной оси:

$$\psi(t) = 180 \cdot \frac{U_1 \cdot \omega_k \cdot t + U_2 \cdot \omega_b \cdot t}{\pi}$$

Ранее были рассмотрены случаи, когда каток двигался равномерно, причем, в начале отсчета времени малое зубчатое колесо имело постоянную скорость и находилось в крайнем верхнем положении так, что смещенный центр тяжести дебаланса находился на вертикальной оси снизу от центра колеса – точки O_1 , (см. рис. 1).

Учтем начальные положения водила γ_0 и центра тяжести дебаланса ψ , отсчитываемые от вертикали по часовой стрелке. Движение катка и водила равноускоренное или равнозамедленное с угловыми ускорениями, соответственно ε_k и ε_b .

Для учета угловых ускорений ε_k и ε_b рассмотрим несколько вариантов относительного движения катка и дебаланса.

1. Простейший случай, когда каток движется с угловой скоростью ω_k , а водило неподвижно, т. е. $\omega_{0b} = 0$, тогда угол поворота центра эксцентрика относительно вертикальной оси:

$$\psi(t) = \psi_0 + \frac{180 \cdot U_1 \cdot \left(\omega_{0k} \pm \frac{\varepsilon_k \cdot t}{2} \right) \cdot t}{\pi}, \quad (3)$$

где $U_1 = \frac{R}{r}$ – передаточное число в зубчатом зацеплении при вращении вальца; t – момент времени.

Знак \pm в (3) означает, что движение может быть равноускоренным и равнозамедленным.

При этом угол поворота водила остается неизменным $\gamma = \gamma_0$. Результат вычисления получим в градусах. Если $\psi(t) > 360^\circ$, то необходимо от результата отнять целое число периодов вращения колеса.

2. Вариант, когда $\omega_{0b} = \omega_{0k}$; угол поворота центра тяжести дебаланса относительно вертикальной оси:

$$\psi(t) = \psi_0 + \frac{180 \cdot \left(\omega_{0b} \pm \frac{\varepsilon_b \cdot t}{2} \right) \cdot t}{\pi}$$

Алгоритм получения результата в последующих случаях аналогичен предыдущему.

При этом, угол поворота водила во всех случаях его движения:

$$\gamma(t) = \gamma_0 + \frac{180 \cdot \left(\omega_{0b} \pm \frac{\varepsilon_b \cdot t}{2} \right) \cdot t}{\pi}$$

3. Случай, когда $\omega_b > \omega_k$; тогда угол поворота центра тяжести дебаланса относительно вертикальной оси:

$$\psi(t) = \psi_0 + 180 \cdot \frac{\left(\omega_{0k} \pm \frac{\varepsilon_k \cdot t}{2} \right) \cdot t \cdot (1 + U_2)}{\pi} - 180 \cdot \frac{\left(\omega_{0b} \pm \frac{\varepsilon_b \cdot t}{2} \right) \cdot t \cdot U_2}{\pi},$$

где $U_2 = \frac{R-r}{r}$ – передаточное число в зубчатом зацеплении при вращении водила.

В этом случае результат вычисления угла может оказаться отрицательным. Тогда это означает, что дебаланс повернулся в направлении, противоположном движению катка относительно вертикальной прямой, проходящей через центр малого зубчатого колеса (т.е. против часовой стрелки).

4. Случай, когда $\omega_{0b} < \omega_{0k}$; тогда угол поворота центра тяжести дебаланса относительно вертикальной оси:

$$\psi(t) = \psi_0 + 180 \cdot \frac{\left(\omega_{0b} \pm \frac{\varepsilon_b \cdot t}{2} \right) \cdot t \cdot (1 - U_1)}{\pi} + 180 \cdot \frac{\left(\omega_{0k} \pm \frac{\varepsilon_k \cdot t}{2} \right) \cdot t \cdot U_1}{\pi}$$

Если же водило вращать в сторону, противоположную направлению движения катка, то угол поворота центра тяжести дебаланса относительно вертикальной оси:

$$\psi(t) = \psi_0 + 180 \cdot \left(\frac{\omega \pm \frac{\varepsilon \cdot t}{2}}{\pi} \cdot t \cdot U + \frac{\left(\omega \pm \frac{\varepsilon \cdot t}{2} \right) \cdot t \cdot U}{\pi} \right)$$

Все рассмотренные случаи относятся к относительно стабильным, т. е. характер движения малого зубчатого колеса не меняется, что позволяло нам в каждом конкретном случае использовать только одну из пяти вышеприведенных формул, ограничивая при этом диапазон изменения соответствующих угловых скоростей и ускорений.

Но не исключено, что при работе этого контура необходимо будет менять характер движения малого зубчатого колеса. Алгоритм расчета угла ψ при изменении характера движения малого зубчатого колеса приведен ниже.

Допустим, что $\omega_{0в} > \omega_{0к}$ и $\varepsilon_к > \varepsilon_в$, тогда в определенный момент времени получится, что $\omega_в < \omega_к$. В этом случае использовать одну из пяти приведенных зависимостей для определения окончательного угла ψ нельзя.

Время, в течение которого будет иметь место $\omega_{0в} = \omega_{0к}$:

$$t = \frac{\omega_{0к} - \omega_{0в}}{\varepsilon_в - \varepsilon_к}$$

Тогда зависимость для определения угла поворота центра тяжести дебаланса относительно его вертикальной оси при изменении характера движения малого зубчатого колеса примет вид (для упрощения воспользуемся подстановкой $x = \omega_{0к} \pm \frac{\varepsilon_к \cdot t}{2}$; $y = \omega_{0в} \pm \frac{\varepsilon_в \cdot t}{2}$):

$$\psi(t) = \begin{cases} \psi_0 + 180 \cdot \frac{x \cdot t \cdot (1 + U_2) - y \cdot t \cdot U_2}{\pi}, & t < \frac{\omega_{0к} - \omega_{0в}}{\varepsilon_в - \varepsilon_к}; \\ \psi_0 + 180 \cdot \frac{y \cdot t \cdot (1 - U_1) + x \cdot t \cdot U_1}{\pi}, & t > \frac{\omega_{0к} - \omega_{0в}}{\varepsilon_в - \varepsilon_к}. \end{cases}$$

Для планирования работы данного вальца с виброконтуром необходимо определить величину и направление силы инерции, порождаемой вращением дебаланса, в любой момент времени при известном режиме его работы.

Для определения аналитических зависимостей ускорения центра тяжести дебаланса от угловых скоростей и ускорений водила и вальца в целом и геометрических параметров вальца и виброконтура рассмотрим схему (рис. 3).

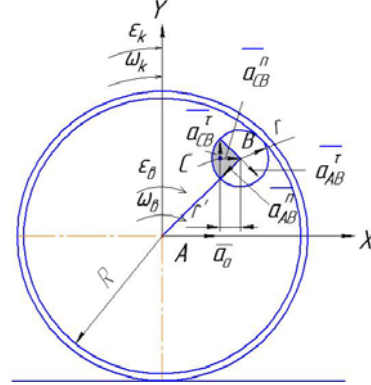


Рис. 3. Расчетная схема для определения ускорений (нормального и касательного) центра тяжести дебаланса

Проекции ускорений центра тяжести дебаланса (точка C) на координатные оси X и Y имеют вид: на ось X:

$$-a_C^tau \cdot \cos \psi + a_C^n \cdot \sin \psi = a_o - a_{AB}^n \cdot \sin \gamma + a_{AB}^tau \cdot \cos \gamma + a_{BC}^n \cdot \sin \psi - a_{BC}^tau \cdot \cos \psi,$$

на ось Y:

$$a_C^tau \cdot \sin \psi + a_C^n \cdot \cos \psi = -a_{AB}^n \cdot \cos \gamma - a_{AB}^tau \cdot \sin \gamma + a_{BC}^n \cdot \cos \psi + a_{BC}^tau \cdot \sin \psi,$$

где a_C^tau, a_C^n – нормальное и тангенциальное ускорения центра тяжести дебаланса (сонаправлены с векторами a_{BC}^tau, a_{BC}^n , соответственно), m/c^2 ; $a_o = \varepsilon_к \cdot R'$ – ускорение центра вальца (точка A), m/c^2 ; $a_{AB}^n = \omega_к^2 \cdot (R - r)$ – нормальная составляющая вектора ускорения точки B, m/c^2 ; $a_{AB}^tau = \varepsilon_в \cdot (R - r)$ – тангенциальная составляющая вектора ускорения точки B, m/c^2 ; $a_{BC}^n = \omega_{BC}^2 \cdot r'$ – нормальная составляющая вектора ускорения в точке C, обусловленная ее удалением от точки B, m/c^2 ;

$a_{BC}^tau = \varepsilon_{BC} \cdot r' = \frac{a_{AB}^tau}{r} \cdot r'$ – тангенциальная составляющая вектора ускорения в точке C, обусловленная ее удалением от точки B, m/c^2 ; ψ – угол поворота центра тяжести дебаланса (точка C), который отсчитывается от отрицательного направления оси Y по часовой стрелке; γ – угол поворота водила, который отсчитывается от положительного направления оси Y по часовой стрелке.

Таким образом, с помощью приведенных выше зависимостей можно в любой момент времени определить направление относительно выбранной системы координат и абсолютную величину составляющих (нормальную и тангенциальную) вектора ускорения центра тяжести дебаланса, задаваясь предварительно геометрическими параметрами вальца (R ; r ; r' ; R') и режимом его работы (ε_B ; ω_K ; ω_B ; ε_K).

По определенным направлениям и величинам составляющих ускорения центра тяжести дебаланса найдем проекции вектора силы инерции на координатные оси, возникающей от его вращения, используя зависимости:

$$F_{ин}^x = -m_d \cdot (-a_C^x \cdot \cos \psi + a_C^y \cdot \sin \psi), \quad (4)$$

$$F_{ин}^y = -m_d \cdot (a_C^x \cdot \sin \psi + a_C^y \cdot \cos \psi), \quad (5)$$

где $F_{ин}^x$, $F_{ин}^y$ – проекции вектора силы инерции на координатные оси X и Y соответственно, Н; m_d – масса дебаланса, кг.

Знак « \leftarrow » в формулах (1), (2) объясняется тем, что сила инерции противоположно направлена вектору порождающего ее ускорения.

При исследовании динамики работы вальца с виброконтуром важной характеристикой будет момент относительно нижней точки касания вальца с уплотняемым материалом, созданный силой инерции вращающегося дебаланса. Предварительно примем, что поверхность уплотняемого материала горизонтальна, поэтому нижняя точка касания вальца с уплотняемым материалом будет лежать на вертикальной оси симметрии вальца.

Для определения момента силы инерции относительно нижней точки касания вальца с уплотняемым материалом (точка K) в любой момент времени, зная направления и абсолютные величины проекций силы инерции на координатные оси X и Y , необходимо знать плечи приложения этих сил в любой момент времени. Для их определения составлена расчетная схема, когда в вальце один дебаланс (рис. 4).

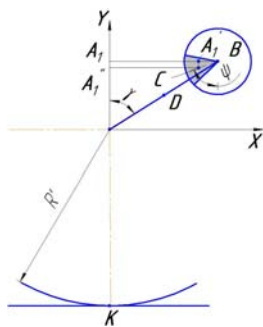


Рис. 4. Расчетная схема для определения длин плеч приложения проекций силы инерции

Исходя из расчетной схемы длина плеча для горизонтальной составляющей силы инерции:

$$A_1^n K = R \cdot \cos \gamma + R' - r' \cdot \cos \psi.$$

Длина плеча для вертикальной составляющей силы инерции:

$$A_1 A_1' = R \cdot \sin \gamma - r' \cdot \sin \psi.$$

Величина $A_1 A_1'$ может быть отрицательной, звено водила находится в левой половине вальца.

Углы γ и ψ определяются по ранее полученным авторами формулам, в зависимости от режима работы вальца и виброконтура.

$$M_d = F_{ин}^y \cdot A_1 A_1' - F_{ин}^x \cdot A_1^n K.$$

Таким образом, момент силы инерции одного дебаланса относительно нижней точки касания вальца с уплотняемым материалом:

Все предыдущие зависимости были выведены для вальца с одним дебалансом. Для общности рассмотрим вариант конструкции, когда в одном поперечном сечении вальца находится n одинаковых дебалансов.

Допустимое количество дебалансов в одном поперечном сечении вальца, исходя из конструктивных соображений, должно удовлетворять условию:

$$n \leq \frac{2 \cdot \pi \cdot (R - r)}{d_d + \Delta},$$

где d_d – внешний диаметр дебаланса, м; $\Delta = 15 \dots 30$ – зазор между соседними дебалансами, мм.

Угол между соседними звеньями водила:

$$\lambda = \frac{360^\circ}{n}.$$

Угол поворота i – ого звена водила:

$$\gamma_i = \gamma_{01} + \gamma_1 + \lambda \cdot i, \quad (i = \overline{2, n}),$$

где γ_{01} – начальный угол поворота 1 – ого звена водила при $t = 0$; γ_1 – угол поворота 1 – ого звена в данный момент времени t .

При этом будем иметь ввиду, что начальный угол поворота i – ого звена водила при $t = 0$:

$$\gamma_i = \gamma_{01} + \lambda \cdot i, \quad (i = \overline{2, n}).$$

Тогда длина плеча для горизонтальной составляющей силы инерции i – ого звена водила:

$$A_i^n K = R \cdot \cos(\gamma_1 + \lambda \cdot i) + R' - r' \cdot \cos \psi_i,$$

а длина плеча для вертикальной составляющей силы инерции i – ого звена водила:

$$A_i A_i' = R \cdot \sin(\gamma_1 + \lambda \cdot i) - r' \cdot \sin \psi_i.$$

При этом возможность того, что дебаланс каждого звена водила имел какой-то заданный начальный угол поворота центра тяжести ψ_{0i} , определяется зависимостью $\psi_i = \psi_i(t)$.

Таким образом, сумма моментов сил инерции n дебалансов относительно нижней точки касания вальца с уплотняемым материалом:

$$\sum_{i=1}^n M_{di} = \sum_{i=1}^n F_{ини}^y \cdot A_i A_i' - \sum_{i=1}^n F_{ини}^x \cdot A_i^n K,$$

где i – порядковый номер дебаланса (отсчет по часовой стрелке); n – количество дебалансов в одном поперечном сечении вальца; $F_{ини}^y$ и $F_{ини}^x$ – проекции сил инерции на соответствующие координатные оси i – ого дебаланса.

На суммарную горизонтальную составляющую сил инерции следует наложить ограничение из условия отсутствия проскальзывания вальца по уплотняемому материалу:

$$\sum_{i=1}^n F_{ини}^x \leq F_{сц},$$

где $F_{сц} = \varphi_{сц} \cdot G_{сц}$ – сила сцепления вальца с уплотняемым материалом, Н; $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления; $G_{сц}$ – вес вальца, Н.

В вышеприведенных расчетах не были учтены силы инерции от звеньев водила, которые рассчитываются по формулам (4) и (5) с учетом, что центр тяжести звена водила лежит на его геометрической середине D (см. рис. 3):

$$F_{звi}^r = m_{зв} \cdot \varepsilon_B \cdot \frac{(R-r)}{2}, \quad F_{звi}^n = m_{зв} \cdot \omega_B^2 \cdot \frac{(R-r)}{2},$$

где $m_{зв}$ – масса звена водила, кг.

Проекции сил инерции от i – ого звена водила на координатные оси:

$$F_{звi}^x = -F_{звi}^n \cdot \sin \gamma_i + F_{звi}^r \cdot \cos \gamma_i,$$

$$F_{звi}^y = -F_{звi}^n \cdot \cos \gamma_i - F_{звi}^r \cdot \sin \gamma_i.$$

Плечи проекций сил инерции относительно нижней точки касания вальца с уплотняемым материалом (точка K) в любой момент времени определяются из зависимостей:

$$AD_i^y = \frac{(R-r)}{2} \cdot \sin \gamma_i, \quad (6)$$

$$AD_i^x = \frac{(R-r)}{2} \cdot \cos \gamma_i + R'. \quad (7)$$

Верхние индексы в формуле (3) означают ось проекцию сил инерции.

Сумма моментов сил инерции звеньев водила относительно нижней точки касания вальца с уплотняемым материалом (точка K) в любой момент времени:

$$\sum_{i=1}^n M_{вi} = \sum_{i=1}^n F_{звi}^y \cdot AD_i^y - \sum_{i=1}^n F_{звi}^x \cdot AD_i^x.$$

При этом следует заметить, что величина AD_i^y может быть отрицательной, когда звено водила находится в левой половине вальца.

Суммарный момент сил инерции дебалансов и звеньев водила:

$$M_{сум} = \sum_{i=1}^n M_{di} + \sum_{i=1}^n M_{вi}.$$

Сумма проекций всех сил инерции на ось X :

$$\sum X = \sum_{i=1}^n F_{ини}^x + \sum_{i=1}^n F_{звi}^x.$$

Сумма проекций всех сил инерции на ось Y :

$$\sum Y = \sum_{i=1}^n F_{ини}^y + \sum_{i=1}^n F_{звi}^y.$$

Если $\sum Y < 0$, то суммарная сила инерции действует вертикально вниз. Если $\sum X < 0$, суммарная сила инерции действует противоположно направлению движения вальца. Исходя из вышеприведенных данных, можно рекомендовать необходимые, в конкретных условиях, режимы работы виброконтура. В последующих работах планируется разработать оптимальные режимы работы приведенного виброконтура, при которых суммарная сила инерции будет направлена в определенную сторону в любой момент времени и, кроме того, рассмотреть случай выполнения дебалансного контура независимым от вращения вальца катка в виде отдельного модуля с дистанционным управлением посредством электропривода.

Выводы и перспективы исследований.

Предложена конструкция виброконтура для интенсификации работы уплотняющих машин каткового типа; аналитические зависимости для определения: направлений и абсолютных величин сил инерции каждого дебаланса в любой момент времени при известном режиме работы; суммы моментов сил инерции дебалансов относительно нижней точки касания вальца с уплотняемым материалом (точка K) в любой момент времени без сил инерций от звеньев водила и с их учетом; сумм проекций всех сил инерции на координатные оси X и Y . Будут разрабатываться принципиальные схемы виброконтуров.

Надійшла до редколегії 15.03.07.