

УДК 666.97.033

С.В. Белокобыльский, Л.А. Мамаев, С.Н. Герасимов, В.С. Федоров\*, Р.М. Фарзалиев

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАГЛАЖИВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ДИСКОВОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ КРУГОВЫМ ДВИЖЕНИЕМ ЗАГЛАЖИВАЮЩЕГО ДИСКА**

*Рассмотрен дисковый рабочий орган с дополнительным круговым движением заглаживающего диска для использования в бетоноотделочных машинах. Определена заглаживающая способность данного рабочего органа. Определено оптимальное сочетание исходных конструктивных параметров, обеспечивающих заданные параметры обработки бетонных поверхностей.*

**Ключевые слова:** заглаживающая способность, обрабатываемая поверхность, рабочий орган, диск, бетон.

Многочисленные исследования [1, 2, 3] в области определения влияния заглаживающей способности на чистоту поверхности показали, что определенное качество поверхности обрабатываемого железобетонного изделия путем заглаживания достигается при определенной степени ее обработки. Степень обработки поверхности зависит от величины заглаживающей способности машины. Эффективность воздействия рабочего органа на заглаживаемую поверхность в основном определяется длиной линии, на протяжении которой рабочий орган воздействует на каждую точку (элементарную площадку) обрабатываемой поверхности (необходимо также учи-

тывать возникающие при этом силы трения). Длина этой линии и есть «заглаживающая способность рабочего органа» [2].

Рассмотрим дисковый рабочий орган (ДРО, рис. 1), у которого вращающийся со скоростью  $\omega_d$  диск, кроме поступательного продольного движения со скоростью  $v_3$ , совершает еще вокруг точки  $O$  круговое движение со скоростью  $\omega_{кр}$  [4].

Кинематика такого механизма будет иметь следующий вид.

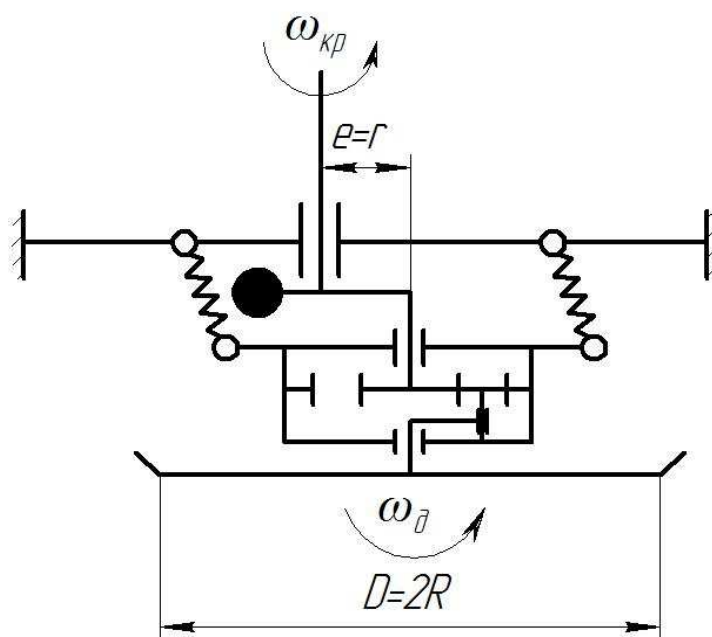


Рис. 1. Кинематическая схема ДРО.

\* - автор, с которым следует вести переписку.

Для данного рабочего органа (РО), когда  $R \gg r$ , линии, проходящие через элементарные площадки заглаживаемой поверхности, будут иметь вид, представленный на рис. 2, а эпюра полей скоростей, действующих на площадку, – на рис. 3.

Если движение диска совершается по радиусу  $r$ , значительно меньшему радиуса  $R$ , то в расчетах может быть принят фронт заглаживания, равный его диаметру. Рассмотрим движение рабочего органа, в котором заглаживающая способность точек диска (при  $R \gg r$ ) определяется для элементарных площадок  $\Delta S$ , проходящих через хорды заглаживающего диска.

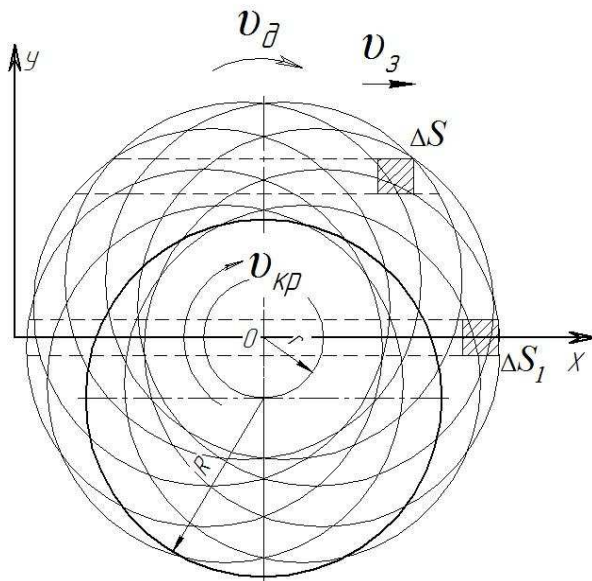


Рис. 2. Схема к определению заглаживающей способности ДРО.

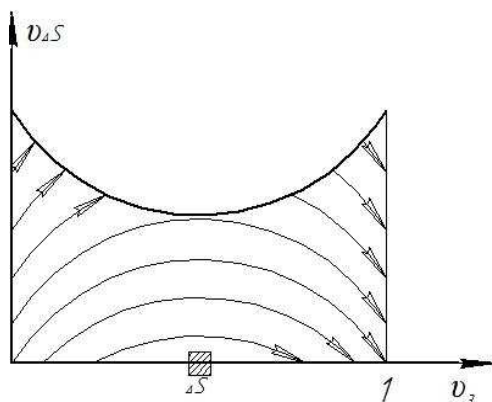


Рис. 3. Эпюра полей скоростей ДРО.

Подставив уравнения (5) в (1), получим:

Заглаживающая способность дисковых рабочих органов согласно [1, 2] в общем виде может быть определена:

$$S_{\text{Д}} = \int_{t_0}^t v dt, \quad (1)$$

причем

$$v = \frac{dS}{dt} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2}. \quad (2)$$

Согласно рис. 4, получим координаты точки  $M$  в подвижной системе

$$\begin{aligned} x &= v_3 t + r \sin \omega_{\text{кр}} t + R \sin \omega_{\text{д}} t, \\ y &= -r \cos \omega_{\text{кр}} t - R \cos \omega_{\text{д}} t. \end{aligned} \quad (3)$$

Продифференцировав уравнение (3), получим:

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= v_3 + r \cos \omega_{\text{кр}} t \omega_{\text{кр}} + R \cos \omega_{\text{д}} t \omega_{\text{д}}, \\ \frac{dy}{dt} &= r \sin \omega_{\text{кр}} t \omega_{\text{кр}} + R \sin \omega_{\text{д}} t \omega_{\text{д}} \end{aligned} \quad (4)$$

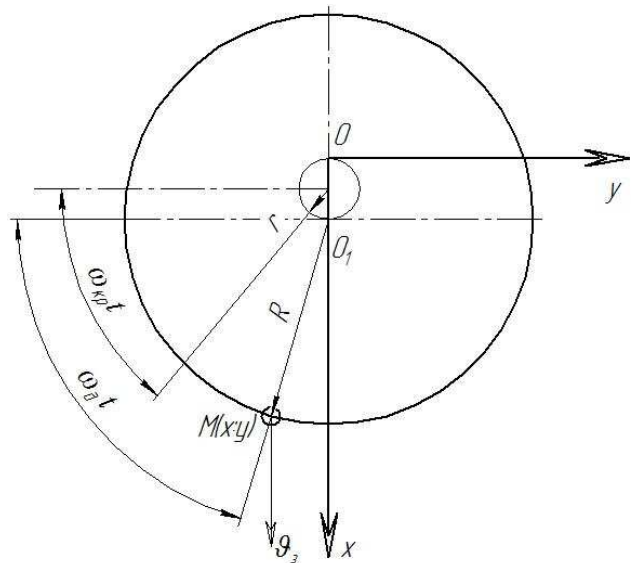


Рис. 4. Схема к определению заглаживающей способности ДРО.

Учитывая, что за один оборот диска вокруг точки  $O_1$  (рис. 4) рабочий орган совершит  $i$  оборотов вокруг точки  $O$ , получим  $\omega_{\text{д}} = i \omega_{\text{кр}} = i \omega$ , где  $i = \text{const}$ , и уравнение (4) примет следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= v_3 + r \cos i \omega t \omega + R \cos \omega t \omega, \\ \frac{dy}{dt} &= r \sin i \omega t \omega + R \sin \omega t \omega \end{aligned} \quad (5)$$

$$S_d = \int_{t_0}^t \sqrt{\begin{pmatrix} v_3^2 + r^2 \omega^2 \cos^2 \omega t + i^2 R^2 \omega^2 \cos^2 2\omega t + 2v_3 r \omega \cos \omega t + \\ + i^2 R v_3 \omega \cos 2\omega t + i^2 r R \omega^2 \cos \omega t \cdot \cos 2\omega t + r^2 \omega^2 \sin^2 \omega t + \\ + i^2 r R \omega^2 \sin \omega t \cdot \sin 2\omega t + i^2 R^2 \omega^2 \sin^2 2\omega t \end{pmatrix}} dt \quad (6)$$

Найдем подобные и объединим их

$$S_d = \int_{t_0}^t \sqrt{\begin{pmatrix} v_3^2 + r^2 \omega^2 (\cos^2 \omega t + \sin^2 \omega t) + i^2 R^2 \omega^2 (\cos^2 2\omega t + \sin^2 2\omega t) + \\ + 2v_3 r \omega \cos \omega t + i^2 R v_3 \omega \cos 2\omega t + \\ + i^2 r R \omega^2 (\cos \omega t \cdot \cos 2\omega t + \sin \omega t \cdot \sin 2\omega t) \end{pmatrix}} dt \quad (7)$$

После ряда тригонометрических преобразований, таких, как:

$\cos^2 \omega t + \sin^2 \omega t = 1$ ;  $\cos \omega t \cdot \cos 2\omega t + \sin \omega t \cdot \sin 2\omega t = \cos \omega t$ ;  $\cos^2 2\omega t + \sin^2 2\omega t = 1$ ,  
получим:

$$S_d = \int_{t_0}^t \sqrt{v_3^2 + r^2 \omega^2 + i^2 R^2 \omega^2 + (i^2 r R \omega^2 + 2v_3 r \omega) \cos \omega t + i^2 R v_3 \omega \cos 2\omega t} dt \quad (8)$$

Для удобства использования обозначим:

$$a = v_3^2 + r^2 \omega^2 + i^2 R^2 \omega^2;$$

$$b = i^2 r R \omega^2 + 2v_3 r \omega; \quad c = i^2 v_3 R \omega.$$

Тогда уравнение (8) примет вид:

$$S_d = \int_{t_0}^t \sqrt{a + b \cos \omega t + c \cos 2\omega t} dt \quad (9)$$

Однако полученное уравнение для определения заглаживающей способности дисковых рабочих органов с дополнительным круговым движением заглаживающего диска трудно решается, поэтому оно было проинтегрировано с помощью программного обеспечения *Mathcad*, в результате чего получены данные, представленные в виде графиков (рис. 5 – 7).

Для определения зависимости заглаживающей способности РО от передаточного отношения  $i$ , учитывающего, во сколько раз число оборотов  $\omega_d$  меньше числа оборотов  $\omega_{кр}$ , были заданы следующие параметры рабочего органа:  $R = 0,15 \dots 0,75$  м;  $r = 0,005$  м;  $t_0 = 0$ ;  $t = 10$  с;  $\omega_d = 3$  с<sup>-1</sup>;  $v_3 = 0,1$  м/с.

Из графика (рис. 5) видно, что заглаживающая способность РО возрастает с увеличением передаточного отношения  $i$  и изменяется по следующему закону:

$$S_d(i) = 0.0898 + 2.477i, \quad (10)$$

где  $i$  – передаточное отношение, учитывающее, во сколько раз число оборотов  $\omega_d$

меньше числа оборотов  $\omega_{кр}$  от числа оборотов РО вокруг точки О (рис. 4), где  $\omega_d = i\omega_{кр} = i\omega$ .

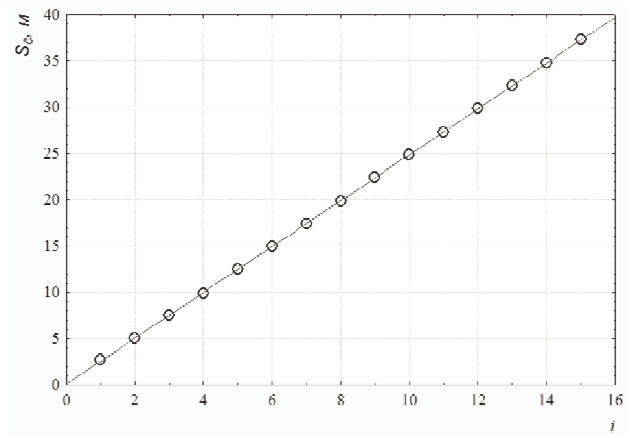


Рис. 5. Зависимость заглаживающей способности РО.

Оптимальное передаточное отношение  $i = (6 \dots 10)$ , при этих значениях получаем наилучшую заглаживающую способность, а дальнейшее увеличение передаточного отношения  $i$  приведет к большим динамическим нагрузкам на заглаживающие машины.

На графике (рис. 6) наблюдаем, что заглаживающая способность РО незначительно уменьшается с увеличением радиуса дополнительного кругового движения РО. Для определения этой зависимости были заданы

следующие параметры рабочего органа:  $R=0,5$  м;  $t_0=0$ ;  $t=10$  с;  $\omega_d=3$  с<sup>-1</sup>;  $v_3=0,1$  м/с;  $i=10$ .

Из графика (рис. 6) можно сделать вывод, что оптимальный радиус дополнительного кругового движения, при котором достигается максимальная заглаживающая способность, будет лежать в пределах  $r = (0,0025...0,005)$  метра. Зависимость будет выглядеть следующим образом:

$$S_d(r) = 149,89 - 6,68 \cdot r, \quad (11)$$

где  $r$  – радиус дополнительного кругового движения РО.

При дальнейшем увеличении  $r$  будут возникать дополнительные динамические нагрузки на заглаживающие машины.

На графике (рис. 7) изображена зависимость заглаживающей способности РО от радиуса заглаживающего диска  $R$ . Были заданы следующие параметры рабочего органа:  $R=0,15...0,75$  м;  $r=0,005$  м;  $t_0=0$ ;  $t=10$  с;  $\omega_d=3$  с<sup>-1</sup>;  $v_3=0,1$  м/с,  $i=10$ .

Из графика (рис. 7) видно, что заглаживающая способность  $S_d$  увеличивается с увеличением радиуса диска  $R$  и лежит в пределах  $R = (0,15...0,75)$ . Увеличение радиуса заглаживающего диска приведет к разбрызгиванию бетонной смеси на крайних точках радиуса, из-за высоких скоростей этих точек.

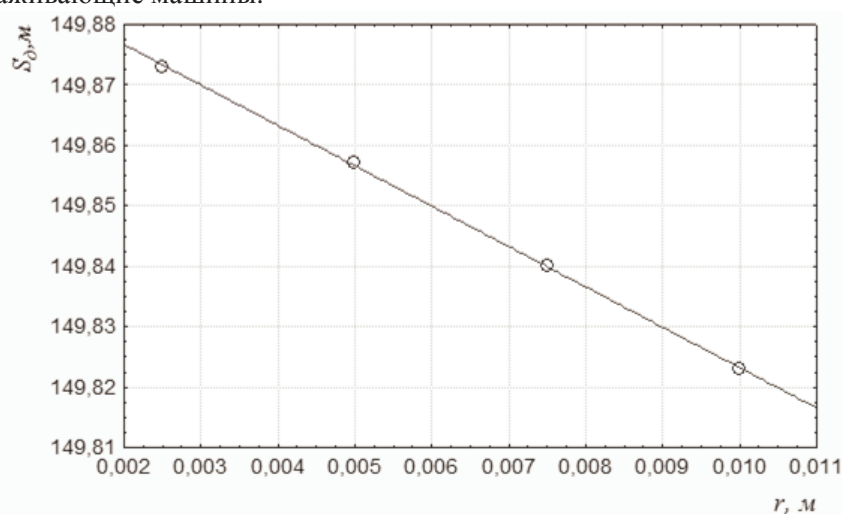


Рис. 6. Зависимость заглаживающей способности РО от радиуса  $r$ .

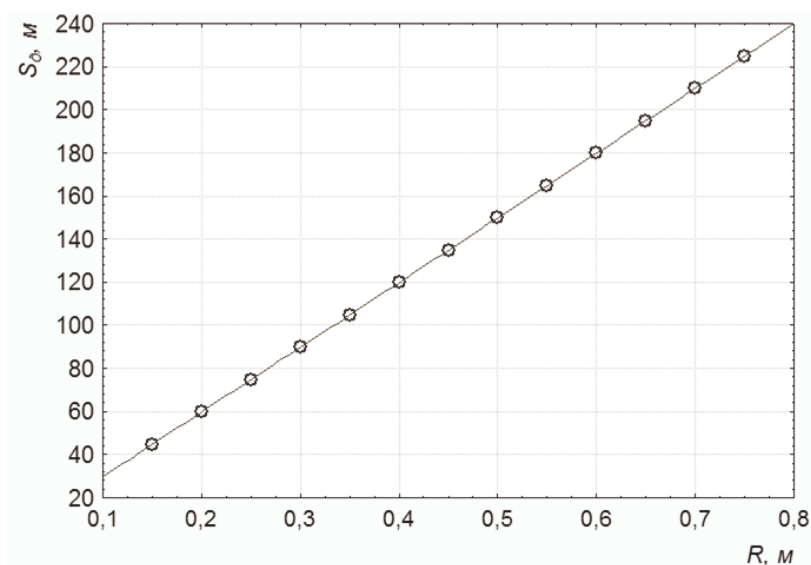


Рис. 7. Зависимость заглаживающей способности РО от радиуса заглаживающего диска  $R$ .

Зависимость заглаживающей способности РО от радиуса заглаживающего диска  $R$  описана следующей зависимостью:

$$S_d(R) = -0.1937 + 300.0835R \quad (12)$$

Согласно [1, 2], эксплуатация заглаживающих дисков больших диаметров, изготовленных из различных материалов, показала экономическую нецелесообразность, вызванную сложностью изготовления таких дисков, быстрым износом данных дисков.

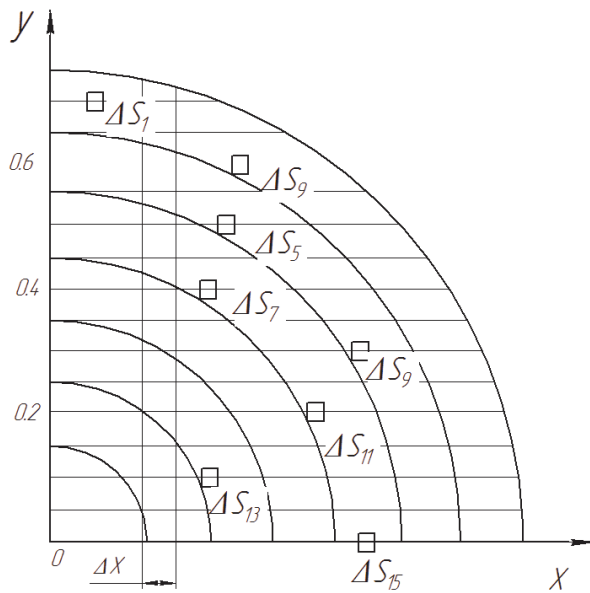


Рис. 8. Движение элементарной площадки  $\Delta S$ , находящейся в зонах изменяющихся скоростей.

Представленные графики справедливы для тех случаев, когда точка  $M(x, y)$  поверхности диска, расположенная на расстоянии  $R_i$  от его центра, воздействует в течение интервала времени  $t_0 - t$  на заглаживаемую поверхность, причем для каждого диска (рис. 7) определена максимальная заглаживающая способность. При этом элементарная площадка  $\Delta S$  движется по хордам диска и пересекает линии, находящиеся в зонах изменяющихся скоростей (рис. 8), поэтому среднее значение  $S$  будет отличаться от значений, представленных на графике (рис.7).

Для построения эпюры распределения заглаживающей способности рабочего органа по ширине заглаживаемой полосы возможно принять допущение [1, 2], что длина линии контакта точек рабочего органа с заглаживаемой поверхностью пропорциональна хорде с

учетом напряженности полей скоростей, пересекаемых площадками  $\Delta S$ , т. е. с учетом скоростей точек  $M(x, y)$ , пересекающих площадки  $\Delta S$  за время их движения по хордам.

При принятых предположениях были определены средние значения  $S$  для каждой хорды с интервалом  $0.05R$ , при этом точки на хордах брались с интервалом  $\Delta X$ , равным по абсолютной величине  $0.05R$ . По данным расчетов была построена эпюра распределения величины  $S_d$  (рис. 9).

Как видно из эпюр, максимального значения  $S$  достигает в интервале  $R = (0,8...1)$ , затем  $S$  плавно снижается и при  $R = 0$ ,  $S_d^{\min} = 0.5S_d^{\max}$ .

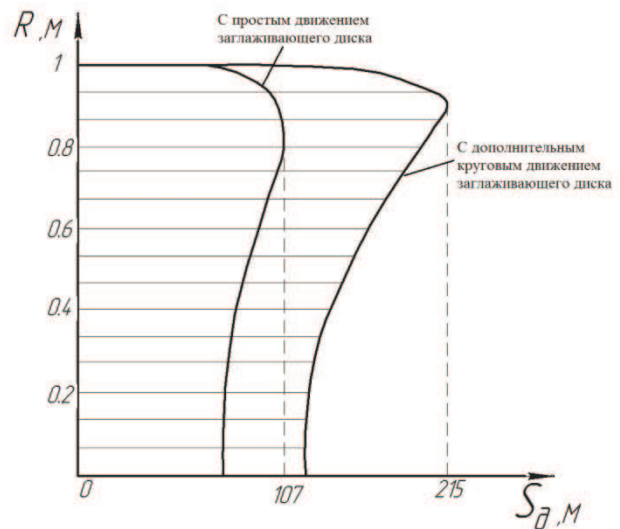


Рис. 9. Эпюра распределение величины  $S_d$ .

Плавность изменения значений  $S$ , а также сравнительно небольшой перепад в их численных значениях, позволяет сделать вывод о том, что рабочие органы с таким видом движения могут быть использованы для отделки бетонных поверхностей.

*Литература*

1. Болотный А.В. Заглаживание бетонных поверхностей. Л.: Стройиздат, Ленингр. отдн., 1979. 128 с.
2. Болотный А.В. Теория и процессы заглаживания: дис. ... д-ра техн. наук. Л., 1974. 289 с., ил.
3. Мамаев Л.А. Методология совершенствования теории взаимодействия рабочих органов бетоноотделочных машин с поверхно-

стью обрабатываемых сред: дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 2007. 360 с.

4. Дисковый рабочий орган заглаживающей машины с дополнительным круговым

движением заглаживающего диска: пат. 2404050 Рос. Федерация. № 2009119950/03; заявл. 26.05.2009; опубл. 20.11.2010, Бюл. № 17. 4 с.

УДК 629.114.2:629.11.013

А.А. Климов, А.В. Стручков\*

### РЕГРЕССИОННЫЙ АНАЛИЗ ВЕРОЯТНОСТНО-СТАТИСТИЧЕСКИХ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БУЛЬДОЗЕРНОГО АГРЕГАТА

Приведен регрессионный анализ вероятностно-статистических закономерностей изменения выходных показателей бульдозерного агрегата как динамической системы, полученных в результате сравнительных экспериментальных исследований динамической нагруженности трансмиссионных систем двух типов: механической и гидромеханической. Рассмотрены такие выходные показатели, как частоты вращения коленчатого вала двигателя (турбинного вала ГТР), действительная скорость бульдозирования, буксование движителя, тягово-динамический КПД, крюковая мощность и техническая производительность.

**Ключевые слова:** бульдозерный агрегат, регрессионный анализ, энергонасыщенность, гидромеханическая трансмиссия, механическая трансмиссия, коэффициент буксования, коэффициент корреляции, коэффициент вариации.

В работе [1] нами описывались конструкция и назначение экспериментального бульдозерного агрегата. К его выходным показателям как динамической системы можно отнести частоту вращения коленчатого вала двигателя (турбинного вала ГТР), действительную скорость бульдозирования, буксова-

ние движителя, тягово-динамический КПД, крюковую мощность и техническую производительность.

На рис. 1 показана зависимость средней по передачам скорости бульдозирования от уровня энергонасыщенности.

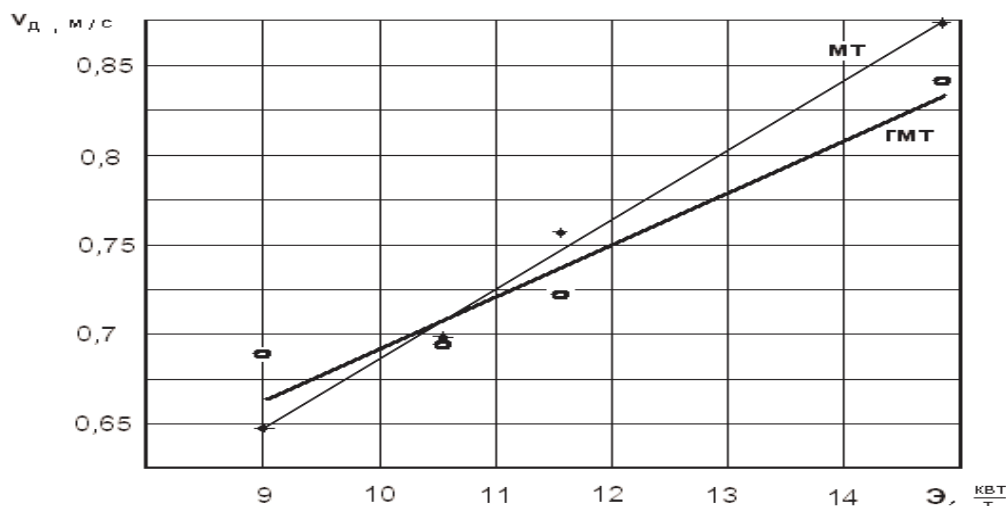


Рис. 1. Зависимость средней по передачам скорости бульдозирования от уровня энергонасыщенности.

\* - автор, с которым следует вести переписку.