



УДК 625.768.5

© Г. Г. Воскресенский, 2010

## ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРОСКАЛЫВАТЕЛЯ УПЛОТНЕННОГО СНЕГА

*Воскресенский Г. Г.* – канд. техн. наук, доц. кафедры «Транспортно-технологические системы в строительстве и горном деле», тел.: (4212) 37-52-02 (ТОГУ)

Рассмотрена математическая модель гидровибрационного скалывателя уплотненного снега на покрытиях автомобильных дорог с гидропульсатором шестеренного типа и получены численные решения перемещения режущей кромки ножа и давления в гидросистеме. Приведены результаты экспериментальных исследований опытного образца рабочего оборудования.

The mathematical model of a hydrovibrational snow splitter for automotive roads with a gear-type hydropulsator is considered. Numerical solutions to the motion of a knife's cutting edge and to the pressure in the hydrosystem are given. Experimental investigation results for a prototype are provided.

*Ключевые слова:* виброскалыватель уплотненного снега, гидропульсатор, амплитудно-частотные характеристики, экспериментальные исследования.

Проблема разрушения уплотненного снега на покрытиях автомобильных дорог и тротуарах, других транспортных сооружениях для климатических условий нашей страны имеет большое значение. Недостаточное количество снегоуборочной техники и высокая интенсивность снегопадов являются основными причинами образования уплотненного снега на автомобильных дорогах.

В настоящее время для разрушения уплотненного снега в значительных объемах используются различные химические реагенты. Поскольку их отрицательное влияние на окружающую среду довольно велико, представляет интерес разработка эффективных способов механического разрушения уплотненного снега на основе высокочастотных импульсных воздействий. В ТОГУ разработаны несколько новых конструкций рабочего оборудования для разрушения уплотненного снега.

Гидровибрационный скалыватель уплотненного снега по а.с. СССР №1532643 можно представить в виде одномассной динамической модели при допущении, что основная вибромасса существенно превышает массу ножа (рис. 1).

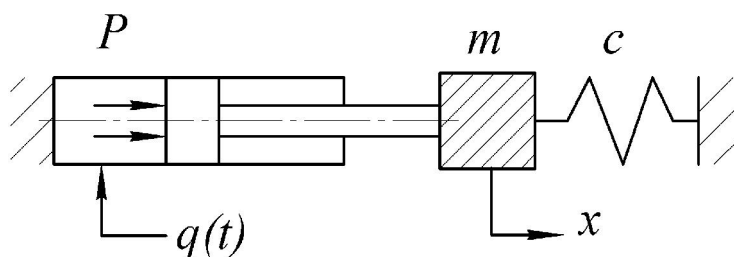


Рис. 1. Расчетная схема одномассового гидровибрационного скалывателя

Уравнение сил, действующих на массу, можно представить

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + cx = pF, \quad (1)$$

где  $m$  – приведенная масса ножа скалывателя;  $k$  – коэффициент вязкого трения;  $c$  – жесткость пружины;  $p$  – давление в гидротолкателе;  $F$  – площадь гидротолкателя.

Для формирования гидравлического импульса рабочей жидкости предложен новый тип насосного гидропульсатора по пат. РФ № 2162030 (рис. 2).

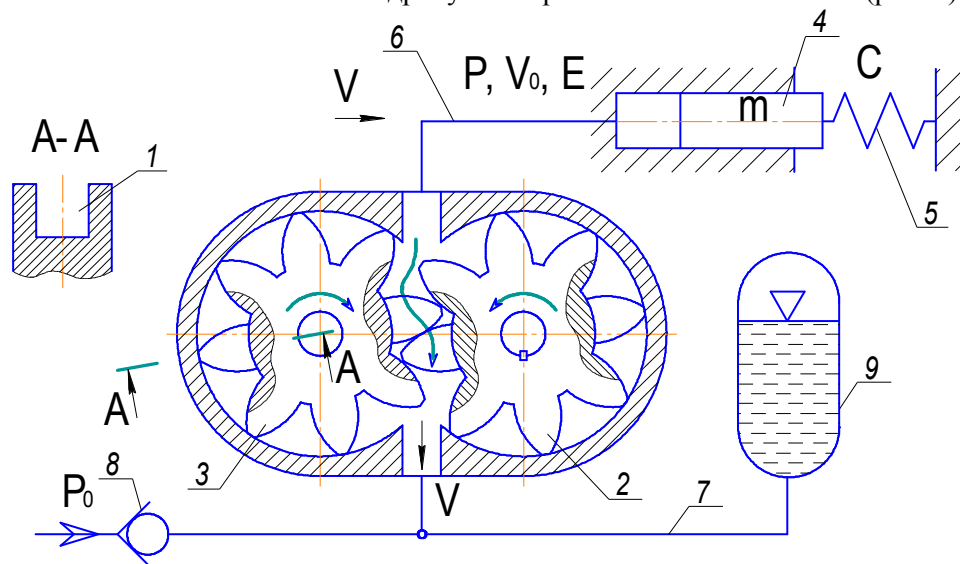


Рис. 2. Расчетная схема гидропульсатора шестеренного типа

Особенностью гидропульсатора шестеренного типа является вырез в контактирующих зубьях окон 1 с целью сохранения кинематических связей между шестернями 2, 3. При вращении шестерен с полными зубьями происходит всасывание рабочей жидкости и ее нагнетание в рабочую полость гидротолкателя 4. Под действием силы упругости пружины 5 давление на выходе гидронасоса-пульсатора растет. В момент взаимодействия зубьев с окнами полость нагнетания 6 гидротолкателя 4 сообщается с полостью всасывания 7



гидронасоса и под действием сжатой пружины 5, шток гидротолкателя 4 перемещается в первоначальное положение, вытесняя рабочую жидкость во всасывающую магистраль. Процесс перетекания рабочей жидкости из нагнетательной магистрали во всасывающую прекращается в период, когда начинают взаимодействовать обычные зубья и рабочая жидкость вновь начинает нагнетаться в рабочую магистраль гидротолкателя.

Заполнение всасывающей магистрали и подпитка возможных утечек в гидротолкателе 4 осуществляется через обратный клапан 8 под давлением  $p_0 = 0,3 \dots 0,5$  МПа. Такое давление обеспечивает лучшие условия всасывания рабочей жидкости насосом пульсатора. Гидропневмоаккумулятор 9 служит в качестве емкости и заполняется объемом рабочей жидкости, поступающей из напорной магистрали при контактировании зубьев с окнами.

Идеализированный график подачи объема рабочей жидкости представлен на рис. 3.

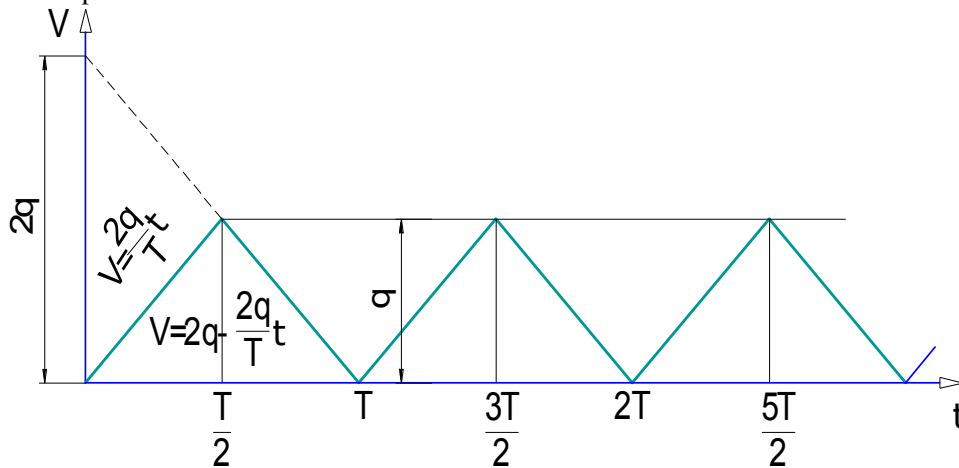


Рис. 3. График подачи рабочей жидкости

Объем подаваемой жидкости  $q(t)$  можно представить в виде ряда Фурье

$$q(t) = q_0 (a_0 - a_1 \cos \omega t - a_2 \cos 3\omega t), \quad (2)$$

где  $q_0 = q_n \left( \frac{z_n - 2z_1}{z_n} \right)$  – объем подаваемой жидкости;  $z_n$  – число

зубьев шестерни;  $z_1$  – число зубьев с проточками;  $q_n$  – удельная производи-

тельность насоса;  $a_0, a_1, a_2$  – коэффициенты ряда Фурье;  $\omega = \frac{2\pi}{T}$  – частота подаваемых импульсов;  $T$  – период колебаний.

Для равномерной импульсной функции (рис. 3) коэффициенты ряда Фурье составили  $a_0 = 0,5$ ,  $a_1 = 0,405$ ,  $a_2 = 0,045$ .

Уравнение объема подаваемой жидкости в гидротолкатель с учетом ее сжимаемости представим

$$q_0(a_0 - a_1 \cos \omega t - a_2 \cos 3\omega t) = xF + \frac{V_0}{E} p, \quad (3)$$

где  $V_0$  – объем рабочей жидкости в гидротолкателе, трубопроводах и камере гидропульсатора;  $E$  – модуль упругости рабочей жидкости.

После преобразований уравнений (1, 2) получим

$$\lambda_0^2 x + 2hx = A_0 - A_1 \cos \omega t - A_2 \cos 3\omega t, \quad (4)$$

$$\text{где } 2h = \frac{k}{m}; \quad \lambda_0^2 = \left(c + \frac{EF^2}{V_0}\right) \frac{1}{m}; \quad A_0 = a_0 \frac{EF}{V_0 m} q_0; \quad A_1 = a_1 \frac{EF}{V_0 m} q_0;$$

$$A_2 = a_2 \frac{EF}{V_0 m} q_0.$$

Решение (3) найдем

$$x(t) = \frac{A_0}{\lambda_0^2} - \frac{A_1(\lambda_0^2 - \omega^2)}{\left[(\lambda_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2\right]} \cos \omega t - \frac{A_1 2h\omega}{\left[(\lambda_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2\right]} \sin \omega t - \frac{A_2(\lambda_0^2 - 9\omega^2)}{\left[(\lambda_0^2 - 9\omega^2)^2 + 36h^2\omega^2\right]} \cos 3\omega t - \frac{A_2 6h\omega}{\left[(\lambda_0^2 - 9\omega^2)^2 + 36h^2\omega^2\right]} \sin 3\omega t. \quad (5)$$

Скорость перемещения  $\dot{x}(t)$

$$\dot{x}(t) = \frac{A_1 \omega (\lambda_0^2 - \omega^2)}{\left[(\lambda_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2\right]} \sin \omega t - \frac{A_1 2h\omega^2 \cos \omega t}{\left[(\lambda_0^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2\right]} + \frac{A_2 (\lambda_0^2 - 9\omega^2) 3\omega \sin 3\omega t}{\left[(\lambda_0^2 - 9\omega^2)^2 + 36h^2\omega^2\right]} - \frac{A_2 18h\omega^2}{\left[(\lambda_0^2 - 9\omega^2)^2 + 36h^2\omega^2\right]} \cos 3\omega t. \quad (6)$$

Давление в гидросистеме можно выразить

$$P = a_0 q_0 \frac{E}{V_0} - a_1 q_0 \frac{E \cdot \cos \omega t}{V_0} - a_2 q_0 \frac{E \cdot \cos 3\omega t}{V_0} - \frac{EF}{V_0} x(t) \quad (7)$$

В результате расчетов получены графики движения ножа и давления в гидроприводе (рис. 4, а, б) для параметров системы:  $C=100$  кг/см;  $2h=10$  кг·с/см;  $m=0,005$  кг·с<sup>2</sup>/см;  $E=5000$  кг/см<sup>2</sup>;  $F=5,1$  см<sup>2</sup>;  $q_0=12,5$  см<sup>3</sup>/об;  $V_0=250$  см<sup>3</sup>.

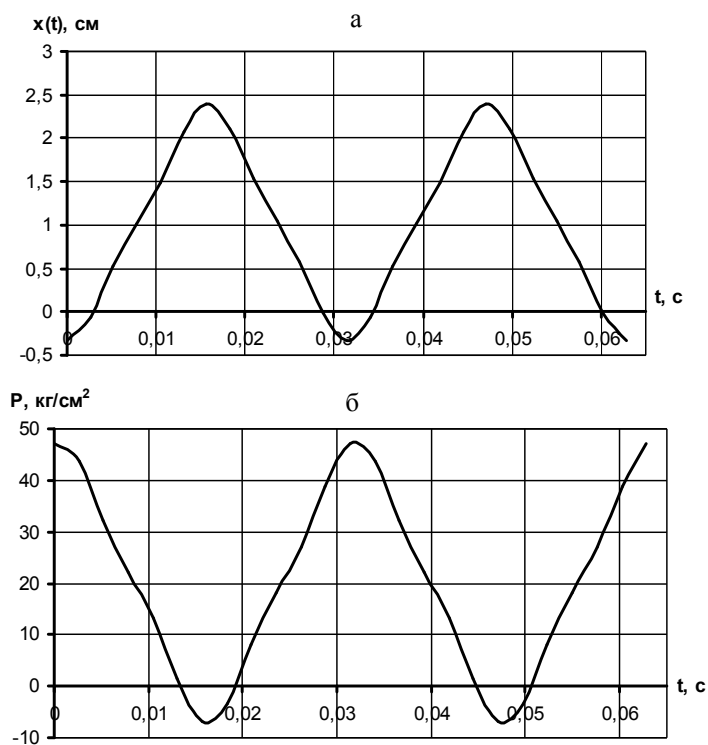


Рис. 4. Графики перемещений ножа (а) и давления в гидросистеме (б) при частоте колебаний  $\omega=200$  рад/с.

Из графиков  $x(t)$ ,  $p(t)$  следует, что гидропульсатор обеспечивает устойчивые колебания режущей кромки на частотном диапазоне от 50 рад/с до 400 рад/с. На частоте  $\omega=352$  рад/с наблюдается резонансное увеличение амплитуды колебаний и давления в гидросистеме (рис. 5, а, б).

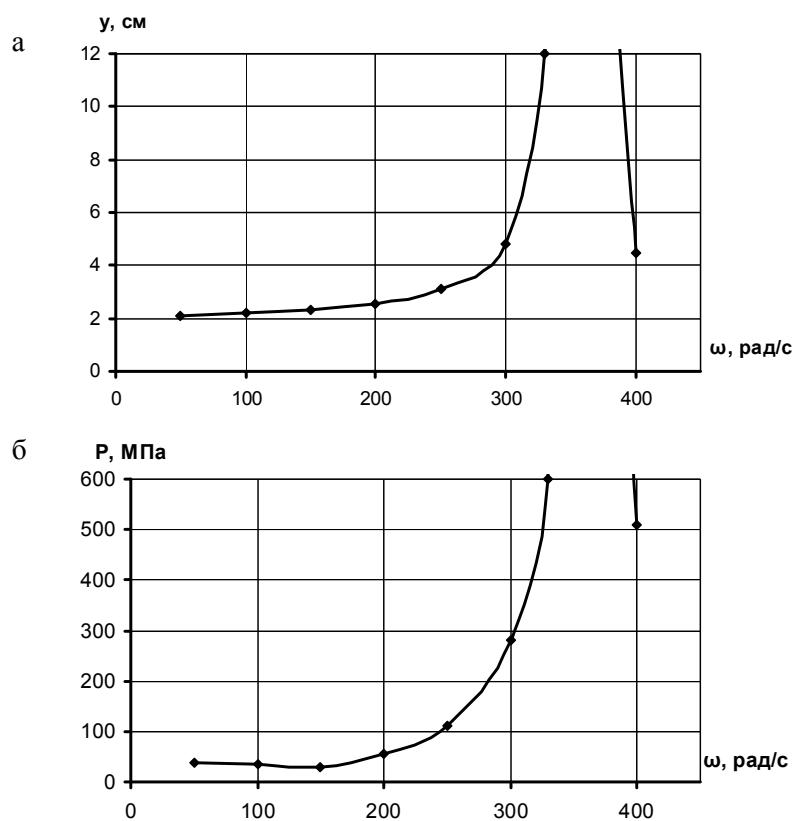


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики перемещения (а) и давление в гидросистеме (б)

С целью оценки адекватности расчетной модели и полученных результатов численных расчетов были проведены стендовые испытания в лабораторных условиях опытного образца рабочего оборудования виброскальвателя уплотненного снега с наклонными колебаниями ножа.

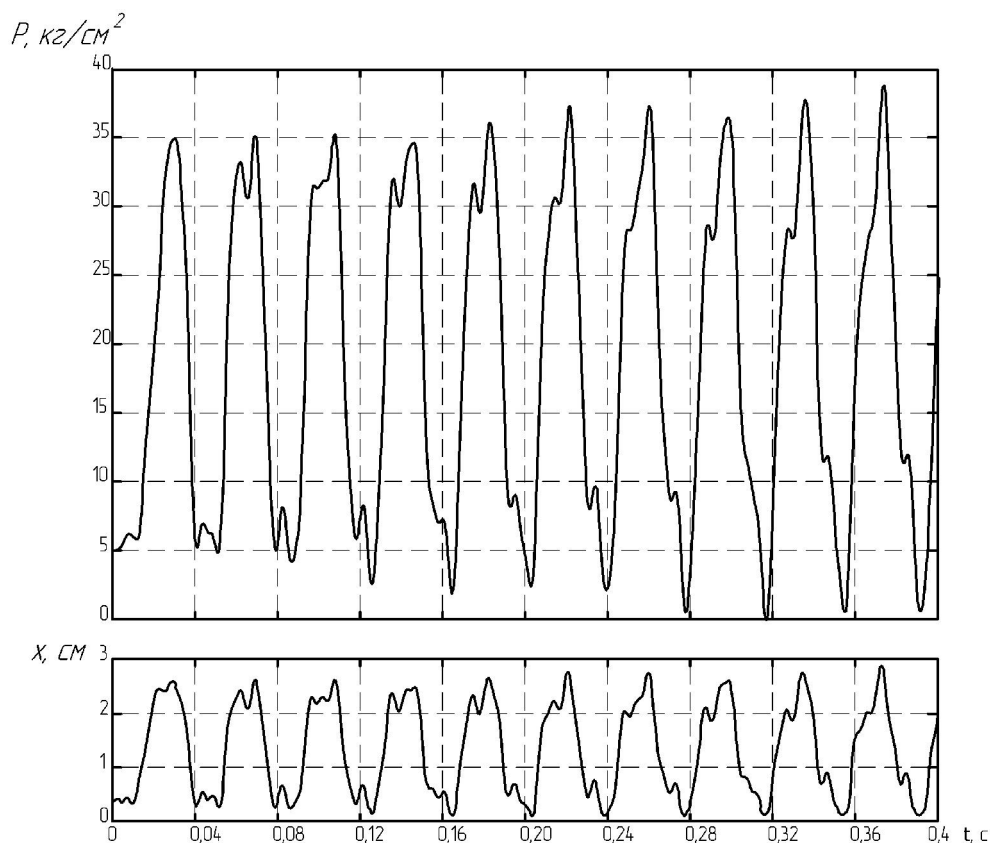


Рис. 6. Экспериментальная осциллограмма давления в гидросистеме и перемещения штока гидротолкателя,  $\omega=168$  рад/с

Опытный образец обладал следующими параметрами:

$$E = 5000 \text{ кг/см}^2; F = 5,1 \text{ см}^2; q_0 = 12,5 \text{ см}^3/\text{об}; 2h = 10 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{см}}; C = 100 \text{ кг/см};$$

$$V_0 = 250 \text{ см}^3; m = 5 \text{ кг}; P_0 = 0, x_0 = 0.$$

Стендовые испытания проводились на опытном образце рабочего оборудования, установленного на базовом тракторе ДТ-75М. Экспериментальные осциллограммы перемещений ножа и давления в гидросистеме представлены на рис. 6.

Частота колебаний постепенно увеличивалась путем изменения частоты вращения гидромотора привода гидропульсатора.

Численное значение частоты вращения гидромотора и частоты колебаний гидротолкателей определялась по осциллограммам. Предельная частота  $\omega = 240$  рад/с была ограничена характеристиками гидросистемы опытного образца.

Экспериментально установлено, что с увеличением частоты колебаний перемещение гидротолкателей возрастает в 1,34 раза, а давление в 1,9 раза. С

учетом максимальных значений перемещений и давления построены амплитудно-частотные характеристики (рис. 7).

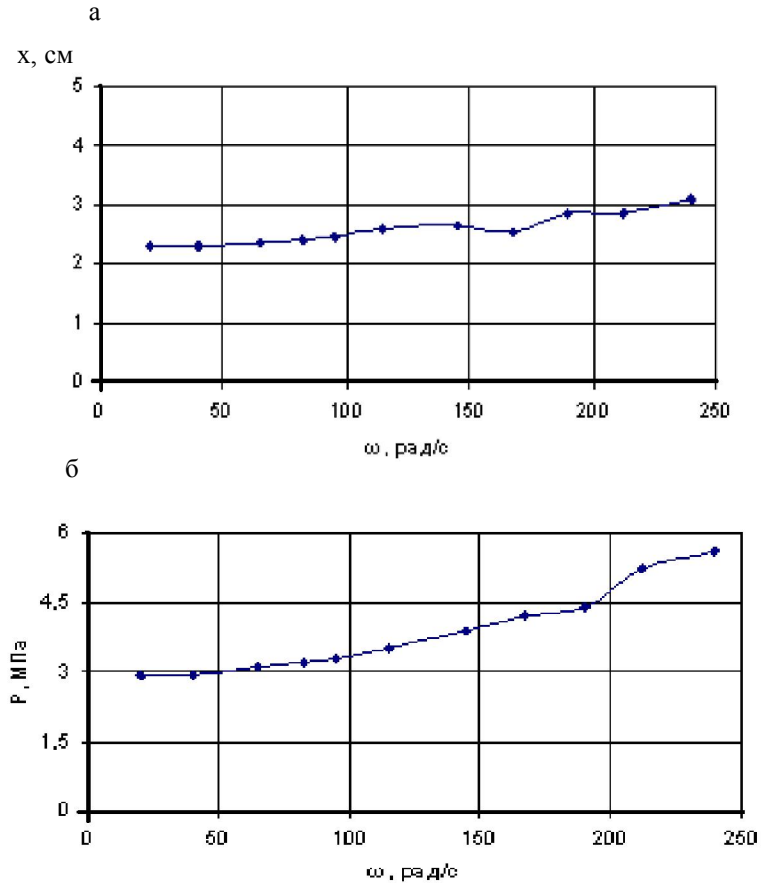


Рис. 7. Амплитудно-частотные характеристики гидротолкателя (а) и давления в гидросистеме (б)

Увеличение частоты колебаний вызывает повышение инерционных сил приводит к увеличению перемещений штока гидротолкателя и давления в гидросистеме. Анализ результатов экспериментов и расчетных значений  $x(t)$ ,  $P(t)$ , а также амплитудно-частотных характеристик показывает, что разработанная математическая модель достаточно достоверно описывает рабочие процессы движения штоков гидротолкателей, а погрешность экспериментов в сравнении с численными расчетами не превышает 15% для отдельных частот.