

Министерство образования и науки РФ  
Донской государственный технический университет  
Российский фонд фундаментальных исследований

# **Перспективные направления развития финишных методов обработки деталей; виброволновые технологии**

**Сборник трудов по материалам  
международного научного симпозиума  
технологов-машиностроителей**

(Ростов-на-Дону, 14-17 сентября 2016 г.)



Ростов-на-Дону  
2016

УДК 621.048  
П26

П26 Перспективные направления развития финишных методов обработки деталей; виброволновые технологии: сборник трудов по материалам международного научного симпозиума технологов-машиностроителей (Ростов-на-Дону, 14-17 сентября 2016г.). – Ростов н/Д: ДГТУ, 2016. - 284 с.  
ISBN 978-5-7890-1165-2

В сборник включены материалы международного научного симпозиума технологов- машиностроителей «Перспективные направления развития финишных методов обработки деталей; виброволновые технологии», отражающие научные и практические тенденции в области разработки и эффективного использования физико-химических и виброволновых процессов для решения технологических задач, направленных на повышение качества, производительности и конкурентоспособности продукции; изготовление высокотехнологичных изделий машиностроения .

Предназначен для научных работников, ИТР и специалистов в области металлообработки.

**Сборник издается при финансовой поддержке  
Российского фонда фундаментальных исследований  
(грант № 16-08-20533)**

УДК 621.048

**Адрес организационного комитета:**  
344000,г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина,1.ДГТУ,  
Кафедра «Технология машиностроения»  
НИИ «Вибротехнология», к.2-107  
Тел. (863)2738-513, 2738-360,  
E-mail: vibrotech@mail.ru ; va.lebidev@yandex.ru

ISBN 978-5-7890-1165-2

© ДГТУ, 2016

7. Нигматуллин Р.И. «Динамическое откольное разрушение в волнах разгрузки»//Н.Х.Ахмадеев, Р.И. Нигматуллин.ПМТФ, МГУ, 1981г.- с.121.

8. Ганиев Р.Ф.,Кобаско Н.Ф.,Фролов К.В. «Волновая технология в упрочнении материалов»М.И. центр н-т информации.М.изд. «Научно-технический прогресс в машиностроении, Вып. №18,1989.- с.72.

9. Сизов В.П., Мирошниченко И.П. Ударные волны в слоистых анизотропных цилиндрических системах/монография.Изд.: РВИРВ Ростов н/Д,2008.- с.243.

УДК 621.979

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УСИЛИЯ НА РАБОЧЕМ ОРГАНЕ ВИБРОПРЕССА С ГИДРОИМПУЛЬСНЫМ ПРИВОДОМ

Искович-Лотоцкий Р. Д., Иванчук Я. В., Веселовский Я. П.  
Винницкий национальный технический университет, Винница, Украина

Разработка единой методики проектирования вибропрессов типа ИВПМ [4, 5] вызывает необходимость нахождения пригодных для практического применения основных аналитических зависимостей для расчета силовых воздействий рабочего органа машины на объект обработки. Особенно сложным при математическом моделировании рабочих режимов вибропрессов является аналитическое описание усилия  $P(t)$  на его рабочем органе, создаваемое при периодическом изменении давления жидкости  $p_u$  в полости гидроцилиндра главного привода машины. Характер изменения этого давления будет соответствовать закономерности изменения силового воздействия  $P(t)$  на торец плунжера (площадь  $F_{пл}$ ) рабочего органа машины, так  $P(t) = p_u \cdot F_{пл}$ , а возможность его упрощенного аналитического описания позволит значительно упростить методику общего расчета параметров привода машины. Особенность формирования давления  $p_u$  определяется целым рядом факторов, в том числе схемой подключения клапана пульсатора 2, и требует дополнительного пояснения при помощи структурной схемы главного гидроимпульсного привода машины и графиков изменения давления в полостях гидроаккумулятора 1 и гидроцилиндра 3, приведенных на рисунке 1.

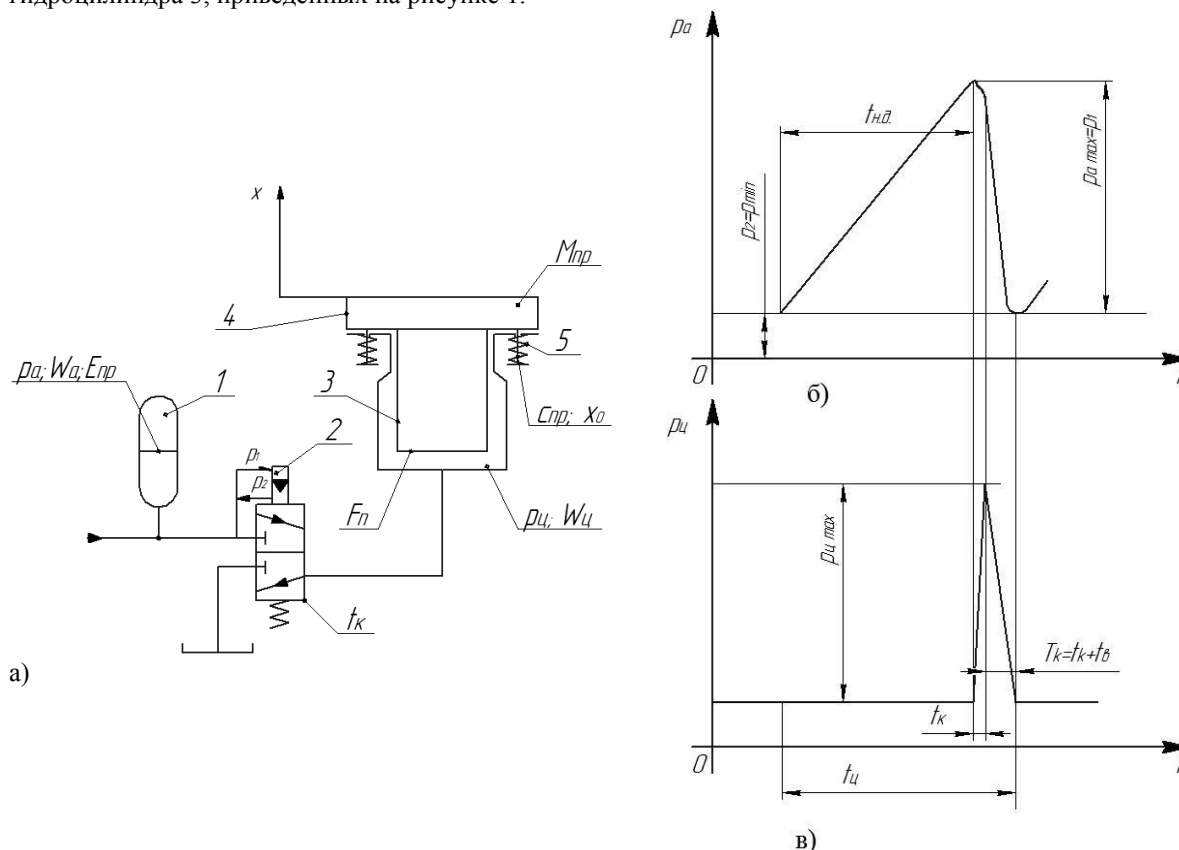


Рис. 1. Структурная схема гидроимпульсного привода вибропресса (а) и графики изменения давления в полостях одноциклового гидроаккумулятора (б) и гидроцилиндра (в)

В гидроимпульсном приводе с клапаном-пульсатором «на входе» энергия накапливается в одноциклового гидроаккумуляторе за счет поступления в него жидкости от насоса постоянной подачи  $Q_n$  и достижения в полости гидроаккумулятора давления  $p_a = p_1$ , соответствующего давлению настройки срабатывания клапана настройки срабатывания настройки срабатывания клапан-пульсатора. Величина маневрового объема гидроаккумулятора  $W_a$  определяет величину накопленной энергии  $E_n = 0,5 p_a \max W_a$ .

В случае чисто гидравлического аккумулятора, использующего принцип сжимаемости рабочей жидкости в замкнутом объеме, при увеличении давления  $E_n = 0,5 p_a^2 \max W_a$ , где  $W_0, \beta$  – начальный объем и приведенный коэффициент сжимаемости гидросистемы.

Для гидроимпульсного привода характерна минимальная длина соединительных трубопроводов и каналов и максимальная жесткость их стенок, что позволяет при расчетах принимать  $W_0$  равным объему полости гидроаккумулятора, а  $\beta_{np}$  – коэффициенту сжимаемости рабочей жидкости  $\beta_{np} \approx const$  [2]. Поэтому в качестве исходного параметра для расчета внешнего силового возмущающего воздействия можно использовать величину накопленной энергии, расходуемой на разгон рабочего органа 4 машины и сжатие элементов упругого возврата 5. Без учета потерь на дросселирование при условии мгновенного открытия запорного органа клапана-пульсатора это соотношение распределения энергии в замкнутой консервативной системе можно представить в виде:

$$E_n = \int M \dot{x} dx + \int c_{np} x dx = 0,5 (M \dot{x}^2 + c_{np} x^2) + C_0, \quad (1)$$

где  $x$  – координата положения органа машины массой  $M$ ;  $C_0$  – постоянная интегрирования, определяемая начальной деформацией элементов упругого возврата рабочего органа и приведенной жесткостью элементов упругого возврата  $c_{np}$  с учетом жесткости гидросистемы по линии клапан-пульсатор – полость рабочего гидроцилиндра ( $C_0 = 0,5 c_{np} x_0^2$ ).

Выражение (1) преобразуется к уравнению вида:

$$\dot{x}^2 + ax^2 = b, \quad (2)$$

в результате замен  $c_{np}/M = a$ ;  $E_n - c_{np} x_0^2 = E_x$ ;  $2E_x/M = b$  ( $E_x$  – энергия хода рабочего органа).

Выражение (2) преобразуется в дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными и имеет решение  $t = \frac{1}{\sqrt{a}} \arcsin \sqrt{\frac{a}{bx}}$ , определяющее амплитудные (максимальные) значения смещения, скорости и ускорения рабочего органа машины соответственно в виде:

$$x_{\max} = \sqrt{2E_x / c_{np}}; \quad \dot{x}_{\max} = \sqrt{2E_x / M}; \quad \ddot{x}_{\max} = (\sqrt{2E_x / c_{np}}) / M. \quad (3)$$

Используя принцип Д’Аламбера и пренебрегая силами трения, можно установить закономерность для определения величины максимального внешнего возмущающего усилия:

$$P_{H \max} + P_{Y \max} = P(t) = P_{Ц \max} F, \quad (4)$$

где  $P_{H \max}, P_{Y \max}$  – максимальные значения соответственно инерционной силы, действующей на рабочий орган машины, перемещающийся с ускорением, и упругой силы, определяемые по максимальной деформации элементов упругого возврата, соответствующей перемещению рабочего органа. Величины  $P_{H \max}$  и  $P_{Y \max}$  определяются по амплитудным значениям функций  $\ddot{x}(t)$  и  $x(t)$  из выражений (3):  $P_{H \max} = P_{Y \max} = \sqrt{2E_x c_{np}}$ .

Подставляя значения  $P_{H \max}$  и  $P_{Y \max}$  в формулу (4), получим значение максимального давления в полости гидроцилиндра:

$$p_{ц \max} = \frac{2}{F_{нз}} \sqrt{2E_x c_{np}}. \quad (5)$$

Как показали эксперименты, максимальное значение этого давления достигается в момент полного открытия основного распределительного органа клапана-пульсатора, т.е. за время, соответствующее  $t_k$ , а характер изменения кривой давления  $p_{ц} = p(t)$  на участке  $0 < t \leq t_k$  при  $n = \sqrt{2E_x c_{np}} / F_{нз}$ .

Представленная на рисунке 2 осциллограмма подтверждает корректность допущения о линейном характере изменения давления в полости гидроцилиндра и позволяет обосновать выбор оптимальных параметров привода, обеспечивающих устойчивый режим работы вибропресса, при котором давление в полости гидроцилиндра падает в момент после полной разрядки гидроаккумулятора и движения рабочего органа вибропресса под действием собственно колебаний.

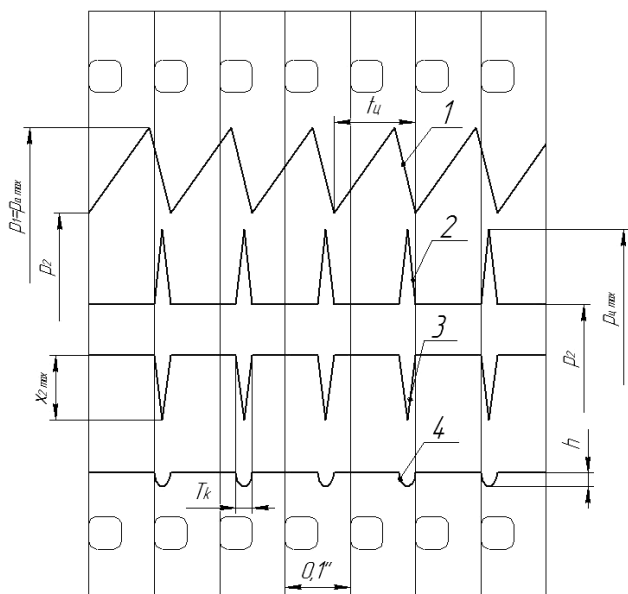
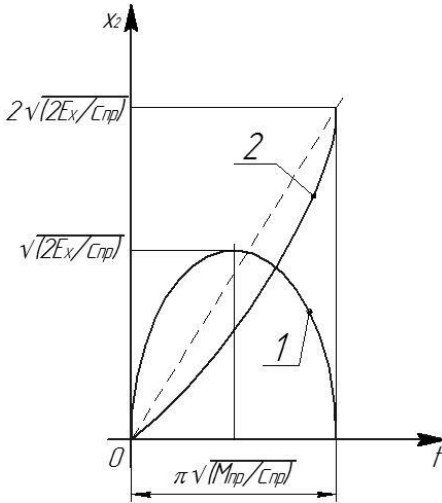


Рис. 2. Типовая осциллограмм изменения давления в полостях одноциклового гидроаккумулятора (1) и гидроцилиндра (2), перемещений рабочего органа вибропресса (3) и основного распределительного органа клапана-пульсатора (4)

Такое движение возможно, если система линейна и для нее справедлив принцип суперпозиции [1]. Поэтому выражение (1) может быть с некоторыми допущениями использовано для определения экстремальных значений параметров привода, а для нахождения действительного закона перемещения подпружиненного рабочего органа машины под действием линейной нагрузки  $(P_t)=nF_n t=kt$  (при  $0 < t \leq t_k$ ) следует пользоваться известной формулой [5]:



$$x = \frac{k}{c_{np}} t - \frac{k}{c_{np}} \sqrt{\frac{M}{c_{np}}} \sin \sqrt{\frac{c_{np}}{M}} t. \quad (5)$$

С учетом уравнений (4), (5) выражение (6) можно представить в виде  $x = \frac{2\sqrt{2}}{t_k} \left( \sqrt{\frac{E_x}{c_{np}}} t - \sqrt{\frac{E_x M}{c_{np}}} \sin \sqrt{\frac{c_{np}}{M}} t \right)$  и пояснить характер движения рабочего органа машины (рис. 3) в зависимости от  $t_k$ .

Рис. 3. График движения рабочего органа машины в зависимости от быстрогодействия клапана-пульсатора

Исследования показывают, что при  $t > \pi \sqrt{M / c_{np}}$  максимальное смещение рабочего органа достигается еще во время действия нагрузки, а при  $t < \pi \sqrt{M / c_{np}}$  — после ее действия. Устойчивое срабатывание клапана-пульсатора в автоматическом режиме обеспечивается при падении давления в полости гидроцилиндра от  $p_{u \max}$  до  $p_{u \min}$  в результате достижения рабочим органом максимального смещения после действия нагрузки. Это условие можно сформулировать по заполнению полости рабочего гидроцилиндра (кривая 1) от гидроаккумулятора и насоса за время  $t_k$  через проходное сечение клапана-пульсатора (кривая 2). Следовательно, максимальный объем полости гидроцилиндра  $W_u = F_{nl} x_{\max}$  должен быть меньше объема жидкости плотностью  $\rho$ , перенесенного через проходное сечение  $f_0$  клапана-пульсатора с коэффициентом расхода  $\mu$  за время  $t_k$ :

$$W_{\max} > Q_{\text{мгн}} t_k, \quad (7)$$

где мгновенная подача:

$$Q_{\text{мгн}} = \mu f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_a - p_u)}. \quad (8)$$

При уменьшении давления  $p_a$  в полости гидроаккумулятора на величину потерь  $\Delta p_{\text{ном}} \approx \text{const}$  и увеличении давления в полости гидроцилиндра от  $p_u = 0$  до  $p_u = p_{u \max}$  для случая  $p_a - \Delta p_{\text{ном}} = p_{u \max}$  выражение (8) с учетом формулы (5) может быть заменено выражением для определения среднего значения мгновенной подачи  $Q_{\text{мгн.ср}} = \mu f_0 \sqrt{p_{u \max} / \rho} = \mu f_0 \sqrt{2 / \rho F_{nl}} \sqrt{2 E_x c_{np}}$ .

Если учесть, что максимальное значение рабочего органа происходит за время  $t_1 \geq t_k$ , в течении которого насос привода также подает жидкость в полость гидроцилиндра, то условие (7) уточняется:  $W_{u \max} > Q_{\text{мгн.ср}} t_k + Q_H t_1$ .

Таким образом, время открытия запорного органа клапана-пульсатора  $t_k$  (или его быстрогодействие) должно выбираться в зависимости от параметров гидроимпульсного привода ( $c_{np}$ ,  $M$ ,  $F$ ,  $E_x$ ,  $Q_H$ ). Например, для случая  $t_1 = \pi \sqrt{M / c_{np}}$  величина  $t_k$  определяется из условия:

$$t_k = \sqrt{\rho F_{nl}} (2 F_{nl} \sqrt{2 E_x} - Q_H \pi \sqrt{M}) / \mu f_0 \sqrt{2 c_{np} \sqrt{2 E_x c_{np}}}. \quad (9)$$

Условие (9) обеспечивает автоматическое закрытие запорного органа клапана-пульсатора [5] вследствие падения давления в гидросистеме от  $p_{u \max} = p_1$  до  $p_{u \min} = p_2$  при перемещении рабочего органа машины вверх, опережающем заполнение полости гидроцилиндра, за время  $t_6 = t_1 - t_k$  (при  $t_1 \rightarrow t_k$ ,  $t_6 \rightarrow 0$ ). Поэтому при составлении математической модели вибропресса с клапаном-пульсатором «на входе» закономерность изменения силового воздействия  $P(t) = kt$  соответствует только времени  $0 < t \leq t_k$ , а для  $t_k < t \leq t_k + t_6$  может быть записана в виде  $P(t) = P(t_k) - k_1(t - t_k)$ , если  $t_6 \geq \alpha t_6$ , или  $P(t) = 0$ , если  $t_6 < \alpha t_6$  при  $\alpha = 0, 1 \dots 0, 25$  и  $k_1 = P(t_k) / t_6$  [3, 5].

Возможны условия создания на рабочем органе вибропресса дополнительного усилия при времени  $t_k + t_6 < t < t_u$ , соответствующего отсоединению полости гидроцилиндра и гидроаккумулятора (закрытом клапане-пульсаторе при  $p_2 > 0$ ). В результате обратного хода рабочего органа вибропресса и вытеснения энергоносителя из полости гидроцилиндра на слив через проходное сечение трехходового вибровозбудителя «на входе», или дроссель слива при двухходовом вибровозбудителе, импульсно увеличивается давление до  $p_{u \max}$ .

В этом случае величина давления  $p'_{u\max}$  в полости гидроцилиндра может быть определена из условия [2] при  $p_{c1} \approx 0$ ,  $F'_{nl} \dot{x}_{\max} / 2 = \mu f_0 \sqrt{p_{u\max} / \rho}$ .

С учетом амплитудного значения  $\dot{x}(t)$  из выражения (3)  $p'_{u\max} = E_x F_{nl}^2 \rho / 2 \mu^2 f_0^2 M$ . Возникновение в полости гидроцилиндра давления  $p'_u$  свидетельствует о торможении рабочего органа вибропресса при обратном ходе за счет внешнего силового воздействия  $P(t) = p'_u F_{nl}$ , которое в момент  $T_k = t_k + t_e$  импульсно принимает значение  $P(T_k) = p_{u\max} \cdot F_{nl}$ , а затем при  $t_k > T_k$  изменяется в общем случае по параболическому закону.

Как показали исследования [2, 5], закономерность изменения  $P(t)$  за время торможения  $t_T$  ( $T_k \leq t \leq t_x$ ) может быть аппроксимирована линейной зависимостью  $P(t) = p_{u\max} F_{nl} - k_1 t$  при  $k_1 = p_{u\max} F_{nl} / t_T$ . Для этого случая общая закономерность изменения силового воздействия может быть представлена в виде двух несимметричных треугольных импульсов (рис. 4, а), первичный из которых имеет передний фронт, определяемый временем  $t_k$  открытия клапана-пульсатора, а вторичный имеет задний фронт, определяемый временем  $t_T$  торможения, причем время паузы между концом первого импульса и началом второго соответствует времени закрытия или переключения запорного органа вибровозбудителя на слив. Линеаризованная математическая модель такого внешнего силового воздействия при полном сбросе давления ( $p_2 \approx 0$ ) и  $t_e < at_k$  выглядит следующим образом:

$$P(t) = \begin{cases} kt, & 0 \leq t \leq t_k; \\ 0, & t_k < t < T_k; \\ p_{u\max} F_{nl} - k_1(t - T_k), & T_k \leq t \leq t_x; \\ 0, & t_x \leq t \leq t_u. \end{cases} \quad (10)$$

Для различных условий работы выражение (10) может видоизменяться. Например, при  $P(t_k)/P(T_k) > 8 \dots 10$  математическая модель силового воздействия может быть ограничена выражением (рис. 4, б)

$P(t) = \begin{cases} kt, & 0 \leq t \leq t_k; \\ 0, & t_k < t \leq t_u, \end{cases}$  а при неполном сбросе давления, т. е. когда  $p_2 = (0,5 \dots 0,7)p_1$ ,  $P(t) = 0$  и  $t_e > at_k$ , внешнее

силовое воздействие аппроксимируется выражением (рис. 4, в):

$$P(t) = \begin{cases} kt + p_2 F_{nl}, & 0 \leq t \leq t_k; \\ P(t_k) - k(t - t_k), & t_k < t < T_k; \\ p_2 F_{nl}, & T_k - t \leq t_u. \end{cases}$$

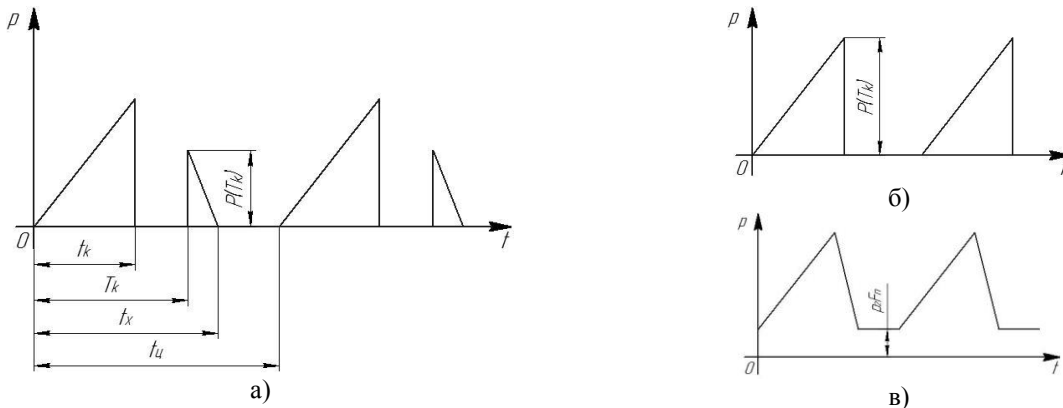


Рис. 4. Графики периодического изменения силового воздействия на рабочий орган вибропресса несимметричных импульсов

Используя предложенную выше методику моделирования силового воздействия на рабочий орган путем линеаризации кривых изменения давления в гидросистеме, можно с достаточной степенью точности значительно упростить известные [2, 5] аналитические выражения, что подтверждается соответствующими осциллограммами исследуемых процессов (рис. 2). По аналогии с математической моделью (11) силового воздействия на рабочий орган вибропресса при установке клапана-пульсатора «на входе» можно представить соответствующую закономерность для случая установки вибровозбудителя «на входе» [4, 5], когда отсутствует участок кривой  $P(t) = p_2 F_{nl}$ , т. е.  $t_u = T_k$ , а  $t_k$  соответствует времени набора давления в гидроаккумуляторе и гидроцилиндре до  $p_{u\max}$ .

Корректность принятых допущений и аппроксимаций при составлении математической модели оценивалась путем сопоставления результатов аналитического и экспериментального исследований динамики вибропресса с конкретными величинами параметров привода и элементов конструкции. Такое сопоставление позволило выработать общие рекомендации по использованию конечных аналитических зависимостей (с соответствующей

корректировкой) при проектировании вибропрессов типа ИВПМ для различных процессов прессования неметаллических порошковых материалов.

1. Искович-Лотоцкий Р. Д. Основы резонансно-структурной теории виброударного розвантажения транспортных засобів / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Я. В. Иванчук, Я. П. Веселовський // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2014 – 109 с.

2. Искович-Лотоцкий Р. Д. Вібраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів: монографія / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Я. В. Иванчук. – В.: ВНТУ, 2012-156 с.

3. Севостьянов И. В. Реологичні моделі та рівняння вологих дисперсних матеріалів під час їх віброударного інерційного навантаження // И. В. Севостьянов, Я. В. Иванчук // Вісник НТУУ "КПІ". Серія Машинобудування. - 2012, - №65. - С. 63 – 70.

4. Искович-Лотоцкий Р. Д. Підвищення ефективності розвантаження матеріалів під дією періодичних ударних імпульсів / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Я. В. Иванчук // Вібрації в техніці і технологіях. – 2008. – №2(51). – С. 8 – 11.

5. Искович-Лотоцкий Р. Д. Вибрационные и виброударные нагрузки при механических испытаниях деталей и узлов машин / Р. Д. Искович-Лотоцкий, О. Д. Манжилевский, Я. В. Иванчук // Сборник трудов по материалам международного научного симпозиума технологов-машиностроителей «Интегрированные, виброволновые технологии в машиностроении, металлообработке». – Ростов-на-Дону, 2014. – С. 177-189.

УДК 621.924.9

## УПРОЧНЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПОВЕРХНОСТНЫМ НАКЛЕПОМ

Болдырев А.И., Болдырев А.А.

Воронежский государственный технический университет, Воронеж

**Аннотация.** В работе рассмотрены методы упрочнения рабочих поверхностей зубчатых колес обкаткой роликами и ударной чеканкой. По сравнению с термической или химико-термической обработкой предложенные методы позволяют повысить выносливость зубьев и ресурс их работы.

**Abstract.** The article is about cogwheel fatigue enhancement by tool roller and hammering. Proposed methods allow increasing the endurance of the gear tooth and their operational life compared to chemical and thermal treatment.

**Ключевые слова.** зубчатое колесо, упрочнение, обкатка роликом, ударная чеканка

**Keywords.** cogwheel, hardening, tool roller, hammering

Как известно, при эксплуатации зубчатых передач различных механизмов и транспортных машин зубчатые колеса эвольвентного профиля подвергаются воздействию значительных знакопеременных изгибающих нагрузок. Нередко колеса даже выходят из строя вследствие образования усталостных трещин и изломов у основания зуба.

Существующие методы термической и химико-термической зачастую не обеспечивают эффективную сопротивляемость зубьев колес усталостному разрушению. Так, высокочастотная закалка, заключающаяся в быстром нагреве поверхности детали мощными высокочастотными импульсами и последующей быстрой автозакалке нагретого слоя теплосбросом в глубину металла, как рабочей части зуба (частичная), так и всего зуба (контурная закалка) снижает циклическую прочность и долговечность зубчатого колеса из-за образования в зоне галтели остаточных напряжений растяжения. Применение же цементации вызывает технологические затруднения при обработке зубчатых колес большого диаметра.

Повысить прочность зубьев при изгибе крупномодульных зубчатых колес, применяемых при ремонте тепловозов, позволяет упрочнение поверхностным наклепом методами обкатки роликами и чеканкой [1].

В экспериментальной лаборатории Воронежского тепловозоремонтного завода им. Ф.Э.Дзержинского исследовались литые и кованые ведомые эвольвентные зубчатые колеса наружным диаметром 774 мм, модулем 10 мм, числом зубьев 75 и длиной зуба 140 мм. Литые зубчатые колеса изготавливались из стали 40ХНТ (ГОСТ 4543-71), а кованые – из стали 45ХН (ГОСТ 8479-70).

Исследования усталостной изгибной прочности зубьев колес проводились на пульсаторе [2], где они подвергались изгибу по асимметричному знакопостоянному циклу. При этом испытания выполнялись таким образом, чтобы вид усталостного излома соответствовал наиболее часто встречающемуся при эксплуатации излому ножки зуба на растянутой его стороне. За полный излом от усталости принималось такое число циклов испытания, при котором трещина усталости проникала до середины зуба (рис. 1).

Термическая обработка зубчатых колес заключалась в закалке с охлаждением в масле при температуре 850° С и последующем отпуске при температуре 650° С. После такой общей термообработки зубья колес закалялись токами высокой частоты по рабочей части.

В дальнейшем рабочая часть зубьев подвергалась поверхностному упрочнению по впадине обкаткой роликом (литые и кованые заготовки) и чеканкой ударами бойка (литые заготовки).

Научное издание  
**Перспективные направления развития  
финишных методов обработки  
деталей; виброволновые технологии**

Сборник трудов  
по материалам международного  
научного симпозиума технологов - машиностроителей  
(Ростов-на-Дону, 14-17 сентября 2016 г.)

Материалы докладов печатаются в авторской редакции

Ответственный редактор А.П.Бабичев

Компьютерная обработка: В.Д. Соколов

---

В печать 31.09.2016.

Формат 60x84/16. Бумага тип №3. Офсет.

Объем усл.п.л. 35,5 Заказ № 309. Тираж 50 экз. Цена свободная

---

Издательский центр ДГТУ

Адрес университета и полиграфического предприятия:

344000, г. Ростов-на-Дону, пл.Гагарина,1.